

6217
7.34

ПРОВЕРЕНО 1952

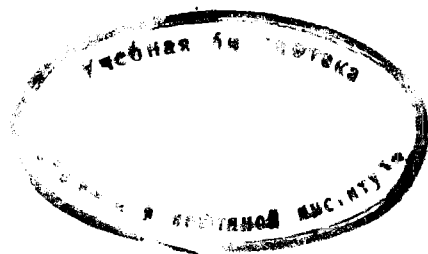
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

(СПРАВОЧНОЕ РУКОВОДСТВО)

42708

*Под редакцией
действительного члена АН УССР И. Т. Швеца
и профессора П. Д. Швецова*

ПРОВЕРЕНО



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
Киев 1952 Москва

В книге приводятся справочные данные по эксплуатации котельных установок, вспомогательных устройств, водоочистительных установок, паровых машин, паровых и газовых турбин, конденсационных установок, двигателей внутреннего сгорания, газогенераторных установок и электрической части электростанций малой и средней мощности. Даются данные по автоматизации теплосиловых установок, технико-экономическим показателям эксплуатации тепловых электростанций и о смазочных материалах. Приводятся теоретические данные и примеры по расчёту теплоэнергетических установок.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, работающих в области эксплуатации теплоэнергетических установок малой и средней мощности.

Авторы справочного руководства:

Л. П. Гринь, инж.; *А. Г. Горенштейн*, инж.; *А. Д. Дубинин*, канд. техн. наук; *А. С. Ерёмченко-Швец*, канд. техн. наук; *Н. Ф. Кираковский*, доц.; *Н. М. Пятыйкин*, канд. техн. наук; *В. Г. Перков*, канд. техн. наук; *П. Т. Сердюков*, инж.; *А. С. Семёнов*, доц., канд. техн. наук; *Б. П. Таранов*, доц., канд. техн. наук; *Д. К. Широкий*, инж.

Рецензенты:

доц. *И. Е. Дуцкий*, канд. техн. наук *Ю. К. Куртбая*, канд. техн. наук *Ф. Т. Марковский*, инж. *А. С. Маринич*, канд. техн. наук доц. *А. П. Орнатский*, инж. *А. И. Столяренко*, д-р техн. наук проф. *Я. И. Шнез*, инж. *И. Н. Шиманский*, инж. *В. И. Шанин*.

УКРАИНСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА

Ведущий редактор инж. *В. К. Сердюк*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Важнейшим условием осуществления намеченных XIX съездом Коммунистической партии Советского Союза темпов роста производства и технического прогресса во всех отраслях народного хозяйства является дальнейшая электрификация страны.

Пятым пятилетним планом развития СССР на 1951 — 1955 г.г. намечено широкое осуществление строительства гидроэлектростанций, а также тепловых станций, работающих на местных видах топлива.

Осуществляя ленинско-сталинскую политику электрификации производственных процессов в промышленности и в сельском хозяйстве, широко внедряя электрическую энергию для культурно-бытовых потребностей, советские люди непрерывно укрепляют материально-техническую базу перехода от социализма к коммунизму. Для этих целей создаются и великие стройки коммунизма: мощные гидроэлектростанции Куйбышевская и Сталинградская на Волге, Каховская на Днестре и др.

Наряду с непрерывным ростом мощности гидроэлектростанций непрерывно растёт мощность и тепловых электростанций. Тепловые электростанции ещё многие годы будут играть первостепенную роль в выработке электроэнергии.

Среди тепловых электростанций и энергетических силовых установок отдельных предприятий большое значение имеют установки малой и средней мощности; десятки тысяч таких установок работают на всей территории Советского Союза.

В теплосиловых установках малой и средней мощности используется самое разнообразное твёрдое, газообразное и жидкое топливо. Однако из года в год в топливном балансе таких установок растёт потребление местных твёрдых топлив (торф, бурые угли, горючие сланцы, отходы лесной промышленности и т. д.) и непрерывно уменьшается потребление жидкого топлива путём перевода двигателей внутреннего сгорания на газогенераторный газ, получаемый из твёрдого топлива.

Обслуживающий персонал теплоэнергетических установок малой и средней мощности в практике своей работы имеет дело с весьма разнообразным оборудованием, поэтому требуется непрерывно повышать квалификацию работающих, что способствует повышению технической культуры эксплуатации установок.

Издание настоящего справочного руководства имеет своей целью дать краткие общие сведения о разнообразном оборудовании теплоэнергетических установок малой и средней мощности и энергетических процессах, осуществляемых во взаимодействии разных элементов установок. По каждому виду оборудования приводятся теоретические основы теплового расчёта, изложенные в про-

стой популярной форме. Кроме того, даны установленные шкалы мощностей и другие характеристики оборудования.

Работа по составлению справочника выполнена коллективом авторов: инж. Сердюков П. Т. — главы I и IV; канд. техн. наук Пяташкин Н. М. и Перков В. Г. — глава II; канд. техн. наук Дубинин А. Д., доц. Кираковский Н. Ф., канд. техн. наук Таранов Б. П. и инж. Сердюков П. Г. — глава III; доц. Кираковский Н. Ф. — главы V, IX, X; канд. техн. наук Таранов Б. П. — глава VI; канд. техн. наук Семёнов А. С. — глава VII; канд. техн. наук Ерёменко-Швец А. С. — глава VIII; инж. Гринь Л. П. — глава XI; инж. Широкий Д. К. — глава XII; инж. Горенштейн А. Г. — глава XIII.

Коллектив авторов и редакторы с благодарностью примут все критические замечания и пожелания по справочному руководству, которые просим направлять по адресу: г. Киев, Крещатик, 10, Укрмашгиз.

1. ТОПЛИВО И ЕГО ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

По агрегатному состоянию топлива делятся на твёрдые, жидкие и газообразные, а по происхождению — на естественные и искусственные.

Топливо характеризуется его элементарным составом. Для твёрдых и жидких топлив элементарный состав даётся в процентах по весу.

Топливо состоит из горючей массы и балласта B . В состав горючей массы твёрдых и жидких топлив входит углерод C , водород H , кислород O , азот N и сера S . Содержание золы A и влаги W в топливе также даётся в процентах по весу.

Рабочее твёрдое или жидкое топливо, т. е. топливо, поступающее в топку для сжигания, имеет следующий элементарный состав, или состав рабочей массы в процентах по весу:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S_o^p + S_k^p + A^p + W^p = 100\%.$$

При полном отсутствии в топливе влаги (сухая масса топлива) состав его будет

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S_o^c + S_k^c + A^c = 100\%.$$

Если кроме влаги удалить из топлива ещё и золу, то получим безводное беззольное топливо. Его элементарный состав (состав горючей массы топлива)

$$C^e + H^e + O^e + N^e + S_o^e + S_k^e = 100\%.$$

Участвующая в горении топлива летучая сера по своему происхождению бывает двух видов: сера органическая S_o и сера колчеданная S_k .

Наконец, если взять только ту часть топлива, в которую входит только его органическая часть, то получим органическую массу топлива

$$C^o + H^o + O^o + N^o + S^o = 100\%.$$

Зола A^p и влага W^p составляют балласт рабочего топлива B^p

$$B^p = A^p + W^p \%.$$

При нагревании сухого топлива без доступа воздуха происходит его разложение с образованием летучих горючих веществ V и твёрдого остатка—кокса.

Количество летучих веществ характеризует качество топлива и может быть выражено в процентах по весу на рабочую массу V^p , сухую массу V^c или горючую массу V^e .

Теплотворная способность топлива

Теплотворная способность топлива — количество тепла в килограмм-калориях, которое выделяется при полном сжигании единицы массы топлива (1 моля, 1 кг, 1 м³ газа), а продукты горения приводятся к начальной температуре реагирующих веществ — топлива и воздуха. В большинстве случаев начальную температуру принимают 18°. Однако на практике для расчётов начальную температуру принимают равной нулю.

При сжигании топлива в продуктах горения находится водяной пар (от сгорания водорода и испарения влаги).

Соответственно состоянию водяного пара различают теплотворную способность: высшую $Q_{в}$ и низшую $Q_{н}$.

Теплотворная способность топлива может быть определена для любой массы топлива: рабочей, сухой, горючей или органической.

Между высшей и низшей теплотворной способностью рабочей массы топлива существует зависимость

$$Q_n = Q_g - 6(9H^p + W^p) \text{ ккал/кг.}$$

Теплотворную способность топлива можно определить или подсчётом по формуле Менделеева, если известен элементарный состав топлива, или при помощи соответствующих таблиц.

Если имеется проба топлива, то можно определить его теплотворную способность в лаборатории путём сжигания в калориметрической бомбе.

Формулы Менделеева для определения теплотворной способности твёрдых и жидких топлив по рабочей массе:

$$O_g^p = 81 C^p + 300 H^p + 26(S_o^p + S_k^p - O^p) \text{ ккал/кг,}$$

$$Q_n^p = 81 C^p + 300 H^p + 26(S_o^p + S_k^p - O^p) - 6(9H^p + W^p) \text{ ккал/кг.}$$

При пользовании табличными данными, где приведены значения теплотворной способности на горючую массу, можно подсчитать теплотворную способность на рабочую массу по формуле

$$Q_n^p = Q_n^g \frac{100 - A^p - W^p}{100} - 6 W^p \text{ ккал/кг.}$$

Характеристики твёрдых и жидких топлив СССР и элементарный состав их горючей массы приведены в табл. 1.

В табл. 1, кроме характеристик топлив, приведена влажность воздушно-сухого топлива, т. е. топлива, высушенного на воздухе до так называемого воздушно-сухого состояния.

Кроме того, по каждому топливу в табл. 1 приведены температуры, характеризующие плавкость золы:

t_1 — начало деформации, t_2 — температура размягчения, t_3 — температура жидкоплавкого состояния.

Эти температуры, характеризующие поведение золы топлива при нагреве, необходимы при расчёте топочных устройств.

Пересчёт топлива с одного состава на другой производят, пользуясь формулами пересчёта, приведёнными в табл. 2.

Таблица 2

Формулы пересчёта состава топлива

С какой массы производится пересчёт	Множители пересчёта на массу			
	рабочую	сухую	горючую	органическую
Рабочей	1	$\frac{100}{100 - W^p}$	$\frac{100}{100 - W^p - A^p}$	$\frac{100}{100 - A^p - W^p - S_k^p}$
Сухой	$\frac{100 - W^p}{100}$	1	$\frac{100}{100 - A^c}$	$\frac{100}{100 - A^c - S_k^c}$
Горючей	$\frac{100 - A^p - W^p}{100}$	$\frac{100 - A^c}{100}$	1	$\frac{100}{100 - S_k^c}$
Органической	$\frac{100 - A^p - W^p - S_k^p}{100}$	$\frac{100 - A^c - S_k^c}{100}$	$\frac{100 - S_k^c}{100}$	1

Из жидких топлив в котельных установках применяют только мазуты, характеристики которых по ГОСТ приведены в табл. 3.

Характеристика топочных мазутов

Физико-химические свойства	Мазут флотский ГОСТ 1626-44		Мазут топлив. ГОСТ 1501-42			
	12	20	10	20	40	80
Вязкость по Энглеру:						
а) при 50° не более	12	—	—	—	—	—
б) при 75° не более	—	6	3,6	6,0	10,0	16,5
	По Мартенс-Пенскому					
Температура вспышки по Бренкену не ниже	90	90	65	80	100	110
Температура застывания не выше	-8	-5	+5	+5	+10	+25
Золы в % не более	0,15	0,15	0,3	0,3	0,3	0,3
Серы в % не более	0,8	0,8	4	4	4	4
Воды в % не более	1	1	2	2	2	2
Механические примеси в % не более	0,5	0,5	—	—	—	—
Акцизных смол в % не более	50	60	—	—	—	—
Водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие					
Температура у механических форсунок в град.						
минимальная	60	75	60	65	85	100
нормальная	70	85	70	85	100	110
Температура у паровых форсунок в град.						
минимальная	45	55	45	55	65	80
нормальная	55	70	55	70	85	95

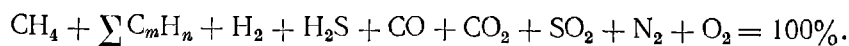
Примечания: 1. Для флотского мазута из сернистой нефти допускается содержание серы не более 3%.

2. Для мазутов марок 10,20 и 40 из парафинистой нефти допускается температура застывания не выше +25°.

3. Для мазутов, доставляемых водным транспортом, допускается содержание воды не более 3%, а для мазута, слитого при помощи подогрева острым паром, не более 7%.

Горючие газы, обычно являющиеся механической смесью разных газов, удобнее характеризовать объёмным составом.

Общее выражение объёмного состава сухого газообразного топлива имеет вид



В табл. 4 приведены характеристики сухих искусственных горючих газов, а в табл. 5 — природных газов.

При наличии в горючих газах водяных паров рабочий состав влажного газа получаем умножением состава сухого газа на множитель $\left(1 - \frac{f}{805}\right)$

$$f = \frac{805 W}{805 + W} \text{ г/нм}^3,$$

где W — количество граммов водяного пара на нм^3 сухого газа;

f — количество граммов водяного пара на нм^3 влажного газа.

Теплотворная способность сухого газа подсчитывается как теплотворная способность механической смеси горючих газов по их количеству в смеси и теплотворной способности каждого из них. Высшая теплотворная способность сухого газа определяется по формуле ВТИ

$$\begin{aligned} Q_0^* = & 94,9 \text{ CH}_4 + 166,3 \text{ C}_2\text{H}_6 + 236,7 \text{ C}_3\text{H}_8 + 306,9 \text{ C}_4\text{H}_{10} + 377,1 \text{ C}_5\text{H}_{12} + \\ & + 151,7 \text{ C}_2\text{H}_4 + 220,8 \text{ C}_3\text{H}_6 + 290,9 \text{ C}_4\text{H}_8 + 60,7 \text{ H}_2\text{S} + 30,5 \text{ H}_2 + \\ & + 30,2 \text{ CO ккал/нм}^3, \end{aligned}$$

Таблица 4

Характеристики искусственных горючих газов

Наименование газа	Состав газа в % по объёму								Нижняя теплотворная способность сух. газа в ккал/нм ³	Вес нормального кубометра в кг/нм ³
	H ₂ S	CO ₂	C _m H _n	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂		
Газ доменных печей:										
древесноугольных	—	12,0	—	—	27,0	8,0	1,6	51,4	1157	1,238
коксовых	—	10,5	—	—	28,0	2,7	0,3	58,5	940	1,296
Газ подземной газификации:										
из каменного угля	0,6	10,3	—	0,2	18,4	11,1	1,8	57,6	1027	1,191
из подмосковного угля	0,6	9,5	—	—	10,0	14,5	1,8	63,6	861	1,146
Газ коксовых печей:										
очищенный	0,4	2,3	1,9	0,8	6,8	57,5	22,5	7,8	3892	0,483
неочищенный	0,4	2,3	2,7*	0,8	6,8	57,0	22,3	7,7	4132	0,507
Газ переработки нефти:										
газ пиролиза	—	0,5	43,0**	—	0,8	14,0	41,0	0,2	11332	0,996
Московский газ:										
городской ***	—	5,6	13,9****	—	14,1	15,0	14,1	36,6	4421	1,086
новгородской****	—	2,4	31,5*****	—	6,0	14,2	30,2	15,2	8588	1,039

Таблица 5

Характеристика природных газов

Наименование газа	Объёмный состав чистого сухого газа в %							Нижняя теплотворная способность газа Q _p в ккал/нм ³	Вес 1 нм ³ сухого газа в кг/нм ³
	CO ₂	N ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂		
I. Фонтанные скважины									
Азнефтедобыча (среднее)	11,0	—	85,0	2,8	—	1,2	—	8014	0,839
Азнефть (по данным Бакинских ГЭС)	5,0	—	89,8	3,1	0,8	0,8	0,5	8704	0,835
Грознефть:									
а) Октябрьский район	1,0	3,0	49,0	11,0	17,0	15,0	4,0	15180	1,408
б) Стар. Грозненский район	—	—	82,1	10,2	3,6	4,1	—	10493	0,902
Дагестаннефть (Изербаш)	2,0	4,0	75,0	6,8	6,0	6,0	0,2	10500	0,998
Майнефть:									
а) сажевый завод	2,0	6,3	72,4	4,7	7,3	6,7	0,6	10580	1,036
б) Широкая балка	0,2	1,0	93,2	2,0	1,2	1,9	0,5	9225	0,800
Прикамнефть	0,7	30,0	51,0	6,0	2,0	4,0	0,3	8234	1,107
Ишимбаево (летом)	0,3	0,4	44,5	17,4	16,5	5,4	2,5	12700	1,288
(зимой)	0,3	0,4	44,2	16,7	15,3	6,5	2,6	12653	1,297
Бугурусланнефть	0,8	10,0	71,7	7,0	4,0	3,0	1,5	9529	0,984
Эмбанефть	1,8	6,1	87,1	3,2	1,2	0,3	0,3	8365	0,820

* В том числе бензола C₆H₆ — 0,8%.** В том числе C₂H₄ 17,0%; C₃H₆ 9,0%; C₄H₈ 5,0%; C₂H₂ 12,0%.

*** Состоит из генераторного газа и газа пиролиза.

**** То же с добавкой саратовского газа.

***** В том числе C₂H₆ 3,9%; C₂H₄ 5,5%; C₃H₆ 2,9%; C₄H₈ 1,6%.***** В том числе C₂H₆ 8,8%; C₂H₄ 12,4%; C₃H₆ 6,6%; C₄H₈ 37%.

Наименование газа	Объёмный состав чистого сухого газа в %							Низшая теплотворная способность газа Q_n^c в ккал/н.м. ³	Вес 1 н.м. ³ сухого газа в кг/н.м. ³
	CO ₂	N ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂		
Туркменнефть:									
а) Челекен	0,5	3,0	90,0	3,0	2,0	1,2	0,3	9010	0,812
б) Небитдаг	2,1	1,3	85,7	3,5	4,0	3,0	0,4	9697	0,887
Калининнефть	7,8	4,8	79,6	3,4	1,7	2,1	0,6	8477	0,936
II. Чистогазовые скважины									
Ухта, Коми АССР	0,2	5,6	93,0	1,0	0,1	0,1	—	8136	0,758
Елшанка (Саратовской области)	0,2	3,3	94,0	1,2	0,7	0,4	0,2	8533	0,765
Мелитополь, УССР	0,2	1,8	97,5	—	—	0,1	—	8364	0,729
Бугуруслан	0,2	14,5	76,7	4,6	1,7	0,8	0,6	8085	0,884
Дашавское (Западная Украина)	0,1	1,2	97,9	0,5	0,2	0,1	—	8467	0,730

Примечание. Бугурусланский газ имеет 3—5% H₂S, агрессивен.

а низшая теплотворная способность сухого газа подсчитывается по формуле

$$Q_n^c = 85,3 \text{ CH}_4 + 151,9 \text{ C}_2\text{H}_6 + 217,4 \text{ C}_3\text{H}_8 + 282,8 \text{ C}_4\text{H}_{10} + 348,2 \text{ C}_5\text{H}_{12} + \\ + 142,1 \text{ C}_2\text{H}_4 + 206,4 \text{ C}_3\text{H}_6 + 271,6 \text{ C}_4\text{H}_8 + 55,9 \text{ H}_2\text{S} + 25,7 \text{ H}_2 + \\ + 30,2 \text{ CO ккал/н.м.}^3.$$

В этих формулах CH₄, C₂H₆, C₃H₈ и т. д. характеризуют объёмный состав горючего газа в процентах.

Теплотворная способность влажного газа определяется по формуле

$$Q_n^p = Q_n^c \left(1 - \frac{f}{805}\right) = Q_n^c \frac{1}{1 + \frac{f}{805}} \text{ ккал/кг.}$$

Для удобства сопоставления топлив, имеющих самые разнообразные теплотворные способности, приводят топлива к так называемому условному топливу, умножая количество рассматриваемого топлива на соответствующий эквивалент.

Условным топливом называют топливо, теплотворная способность которого равна 7000 ккал/кг.

Эквивалент, на который умножают при пересчёте на условное какое-либо топливо, представляет собой отношение низшей теплотворной способности пересчитываемого топлива к 7000 ккал/кг.

2. ОСНОВЫ РАСЧЁТА КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЁТ КОТЛОАГРЕГАТА

Тепловой расчёт котлоагрегата устанавливает связь между теплом, получающимся при сжигании топлива, и паром, производимым котлоагрегатом.

Тепловой расчёт может быть поверочным, когда известны и неизменны геометрические размеры котлоагрегата, и конструктивным, когда требуется найти геометрические размеры котлоагрегата, необходимые для производства заданного количества пара определённых параметров на заданном сорте топлива.

Чаще всего приходится иметь дело с промежуточным тепловым расчётом, когда при расчёте требуется определить геометрические размеры некоторых частей котлоагрегата, пароперегревателя, водяного экономайзера или воздухоподогревателя.

Тепловой расчёт котлоагрегата

Ниже приведён наиболее часто применяемый метод теплового расчёта, разработанный Центральным котлотурбинным институтом имени И. И. Ползунова (ЦКТИ).

Рекомендуется производить тепловой расчёт котлоагрегата на максимально-длительную (номинальную) нагрузку. Полученные при этом расчёте данные необходимы для последующих расчётов котлоагрегата: тяги, дутья и пр.

Параллельно с изложением методики расчёта приведён примерный расчёт котлоагрегата типа Шухов-Берлин А-7 при следующих условиях:

1. Производительность максимально-длительная $D_{\max} = 8,5 \text{ т/час}$.
2. Рабочее давление пара $p = 13 \text{ атм}$.
3. Температура перегретого пара $t_{n.p} = 300^\circ$.
4. Температура питательной воды $t_{n.в} = 10^\circ$.
5. Температура уходящих газов $t_{x.в} = 200^\circ$.
6. Температура холодного воздуха, подвзаемого в топку $t_{x.в} = 20^\circ$.
7. Топливо — смесь топлив по весу 85% АРШ и 15% ПЖ.
8. Топка — ручная колосниковая решётка с малым живым сечением.

Состав горючей массы топлив АРШ и ПЖ берём из табл. 1. По формулам пересчёта (табл. 2) находим элементарный состав рабочего топлива АРШ и ПЖ, далее определяем рабочий состав и теплотворную способность смеси

$$\begin{aligned} C^p &= 72,6\%; H^p = 1,8\%; S_a^p = S_c^p + S_k^p = 2,0\%; N^p = \\ &= 0,8\%; O^p = 2\%; A^p = 14,8\%; W^p = 6\% Q_n^p = 6280 \text{ ккал/кг.} \end{aligned}$$

При проверке теплотворной способности по формуле Менделеева получим

$$Q_n^p = 81 \cdot 72,6 + 300 \cdot 1,8 + 26(2 - 2) - 6(9 \cdot 1,8 + 6,0) = 6287 \text{ ккал/кг.}$$

Для дальнейших расчётов принимаем $Q_n^p = 6280 \text{ ккал/кг}$.

Расчёт объёмов воздуха и продуктов горения

Объём воздуха в нм^3 для горения 1 кг твёрдого топлива V_a подсчитывается по формуле для известного элементарного состава топлива

$$V_a = \alpha V_0 \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где α — коэффициент избытка воздуха;

V_0 — теоретически необходимое количество воздуха, т. е. минимальное количество воздуха, обеспечивающее сжигание 1 кг топлива с отсутствием в продуктах горения горючих газов.

Для определения V_0 применяют формулу

$$V_0 = \left[0,0889 C^p + 0,2656 \left(H^p - \frac{O^p}{8} \right) + 0,0457 S_a^p \right] \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где C^p , H^p , O^p , S_a^p — содержание в рабочем топливе в процентах по весу — углерода, водорода, кислорода и летучей серы;

q_4 — величина потери от механической неполноты горения в процентах от нижней теплотворной способности рабочего топлива (см. табл. 14, 15 и 16).

Принимая для данного расчёта $q_4 = 10\%$, находим

$$\begin{aligned} V_0 &= [0,0889 \cdot 72,6 + 0,2656 (1,8 - \frac{2}{8}) + 0,0457 \cdot 2] \times \\ &\times \left(1 - \frac{10}{100} \right) = 6,26 \text{ нм}^3/\text{кг}. \end{aligned}$$

Можно подсчитать теоретически необходимое количество воздуха (без учёта потери от механической неполноты сгорания) по формуле

$$V_0 = a_0 \frac{Q_n^p + 6W^p}{1000} \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где Q_n^p — низшая теплотворная способность рабочего топлива;

W^p — влажность рабочего топлива;

a_0 — коэффициент, определяемый по табл. 6

Таблица 6

Значение коэффициента a_0

Сорт топлива	a_0
Доменные газы из кокса	0,79
Генераторные газы и доменные газы древесноугольные . . .	0,86
Коксовальные газы	1,00
Торф, дрова и древесные суррогаты	1,05
Каменные и бурые угли	1,09
Антрациты, коксы, жидкие топлива, природные газы и крекинг-газы	1,10
Горючие сланцы	1,12

Коэффициент избытка воздуха в топке выбирается в зависимости от сорта сжигаемого топлива и способа его сжигания (табл. 7).

Таблица 7

Коэффициент избытка воздуха в топке a_m

Типы топок	Топливо	a_m	
		Механические топки a_m	Ручные топки a_m
Камерные	Антрациты, коксовая мелочь, тощие угли $V_s \leq 10\%$	1,25	
	Каменные, бурые угли в пылеугольных топках	1,2	
	Каменные, бурые угли, сланцы, фрезерный торф в шахтно-мельничных топках	1,25	
	Мазут и природный газ в неэкранированных топках	до 1,2	
	Мазут и природный газ в экранированных топках	1,15	
	Доменный газ	1,15	
	Фрезерный торф	1,30	
Слоевые	Бурые и каменные угли	1,3	1,4
	Антрациты сортированные, мелочь (АРЩ, угольные отходы, отсеви, коксовая мелочь)	1,45	1,5
	Торф, дрова, щепа	1,25	1,3

Коэффициент избытка воздуха увеличивается при движении продуктов горения по газоходам котлоагрегата за счёт присоса воздуха через неплотности кладки. В примерном расчёте принято $a_m = 1,5$.

При хорошо выполненной плотной обмуровке и номинальной нагрузке котлоагрегата увеличение избытка воздуха по газоходам котла принимают по табл. 8.

Присосы воздуха в котельной установке

Элемент установки	$\Delta \alpha$
Первый газоход	0,0
Перегреватель	0,05
Второй газоход	0,05
Водяной экономайзер	0,05
Водяной экономайзер, установленный в отдельном газоходе	0,1
Железный пластинчатый или чугунный воздухоподогреватель	0,1
Железный пластинчатый воздухоподогреватель старой конструкции (с колпачками)	0,2
Железный воздухоподогреватель трубчатый	0,05
Электрофильтр	0,1
Циклоп-золоуловитель	0,05

Для подсчёта расхода воздуха при сжигании жидкого топлива применимы те же формулы, что и для твёрдого.

Для газообразного топлива расчёты всех величин ведут на нм^3 (при температуре 0° и 760 мм рт. ст.) по формуле

$$V_0 = 0,0478 \left[0,5 \text{H}_2 + 0,5 \text{CO} + 2 \text{CH}_4 + 3 \text{C}_2\text{H}_4 + 3,5 \text{C}_2\text{H}_6 + \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m \text{H}_n - \text{O}_2 \right] \text{нм}^3/\text{нм}^3,$$

где H_2 , CO , CH_4 и т. д. — содержание в горячем газе соответствующих газов в процентах по объёму.

Подсчёт объёма сухих продуктов горения твёрдых и жидких топлив ведётся по формуле

$$V_{c..s} = V_{c..s}^0 + (\alpha - 1) V_0 \text{нм}^3/\text{кг},$$

где $V_{c..s}^0$ — объём сухих продуктов горения килограмма топлива при коэффициенте избытка воздуха, равном единице.

Для определения $V_{c..s}^0$ применяется формула

$$V_{c..s}^0 = 0,0889 C^p + 0,209 \left(H^p - \frac{O^p}{8} \right) + 0,043 S_a^p + 0,008 N^p \left(1 - \frac{q_1}{100} \right).$$

$$V_{c..s}^0 = 0,0889 \cdot 72,6 + 0,209 \left(1,8 - \frac{2}{8} \right) - 0,0457 \cdot 2 + 0,008 \cdot$$

$$0,8 \left(1 - \frac{10}{100} \right) = 6,19 \text{нм}^3/\text{кг}.$$

Формулы для подсчёта отдельных составляющих продуктов горения для твёрдого и жидкого топлива см. в табл. 10.

Для газообразного топлива теоретический объём сухих продуктов горения подсчитывают по формуле

$$V_{c..s}^0 = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_6 + m\text{C}_m \text{H}_n) + 0,791 V_0 + 0,01 \text{N}_2 \text{нм}^3/\text{нм}^3.$$

Входящие в состав сухих продуктов горения газообразного топлива отдельные составляющие подсчитываются по формулам

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_6 + m\text{C}_m \text{H}_n) \text{нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2} = V_0 (\alpha - 0,209) + 0,01 \text{N}_2 \text{нм}^3/\text{нм}^3.$$

Объём водяных паров в продуктах горения газообразного топлива

$$V_{H_2O} = 0,01 \left[H_2 + 2CH_4 + 3 C_2H_6 + \frac{n}{2} C_mH_n + \right. \\ \left. + 0,124 (d_g + dV\alpha) \right] \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3,$$

где d_g — влагосодержание газа в г/н.м³;
 d — влагосодержание воздуха в г/н.м³.

Полный объём продуктов горения для твёрдых и жидких топлив подсчитываем по формуле

$$V_g = V_{c.g} + V_{H_2O}.$$

Кроме того, объём продуктов горения 1 кг твёрдого или жидкого топлива при полном сгорании может быть приближённо подсчитан по формуле

$$V_g = [a_0(\alpha - 1) + b] \frac{Q_n^p + 6W^p}{1000} + 0,0124 W^p + \\ + 0,004 n CO_2^k \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Эта же формула для газообразного топлива:

$$V_g = [a_0(\alpha - 1) + b] \frac{Q_n^p}{1000} + \frac{B + 0,12 d_g}{100} \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3,$$

где a_0 — коэффициент (помещён в табл. 6);

b — коэффициент (помещён в табл. 9);

CO_2^k — содержание минеральной углекислоты в топливе (для сланцев и лигнитов) в % по весу;

n — степень перехода минеральной углекислоты в газообразное состояние; в зависимости от температурных условий принимается равной 0,6—0,85 (для сланцев и лигнитов);

B — содержание в газообразном топливе негорючих газов CO_2 , O_2 , N_2 в % по объёму;

d_g — влажность газа в г/н.м³.

Таблица 9

Значение коэффициента b

Род топлива	b
Доменные газы из кокса	0,9
Генераторные газы и доменные газы древесноугольные	1,04
Антрациты и коксы	1,14
Каменные и бурые угли и коксовые газы	1,16
Торф и жидкие топлива	1,19
Дрова, древесные суррогаты и горючие сланцы	1,21
Природные газы и крекинг-газы	1,24

В табл. 10 приведён примерный расчёт объёмов и состава продуктов горения для примерного расчёта.

Теплосодержание продуктов горения

Теплосодержание продуктов горения есть количество тепла в ккал, которое можно получить от продуктов горения 1 кг (или 1 н.м³) топлива, если охладить их при постоянном давлении от данной температуры до 0°.

Расчет объемов и состава продуктов горения

Наименование и формула	Избыток воздуха по газоходу котлоагрегата			
	В топке, первом котельном пучке и на входе в пароперегреватель $\alpha_m = \alpha_{1k} = \alpha'_{n,n} = 1,5$	на выходе из:		
		пароперегревателя $\alpha'_{n,n} = \alpha'_{2k} + 0,05 = \alpha'_{2k} = 1,55$	второго котельного пучка $\alpha'_{2k} = \alpha'_{e,s} + 0,05 = \alpha'_{e,s} = 1,60$	водяного экономайзера $\alpha'_{e,s} = \alpha'_{y,x} + 0,10 = \alpha'_{y,x} = 1,70$
Действительный объем в $нм^3/кг$: воздуха $V_\alpha = \alpha V_0$	9,39	9,70	10,02	10,64
сухих продуктов горения $V_{c,e} = V^o_{c,e} + (\alpha - 1)V_0$	9,32	9,63	9,05	10,57
Объем в $нм^3/кг$: сухих трёхатомных продуктов горения $V_{RO_2} = 0,0186(C^p + 0,375S^p_n) \times \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$	1,23	1,23	1,23	1,23
азота в сухих продуктах горения $V_{N_2} = 0,791 V_\alpha + 0,008 N^p \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$	7,43	7,68	7,93	8,42
кислорода в сухих продуктах горения $V_{O_2} = 0,209 V_0 (\alpha - 1)$	0,66	0,72	0,79	0,92
водяных паров $V_{H_2O} = 0,0124 \left[(9 H^p + W^p) \times \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) + 0,1 d V_\alpha \right]$	0,364	0,368	0,372	0,380
Полный объем продуктов горения $V_g = V_{c,e} + V_{H_2O}$	9,684	9,998	10,322	10,95
Парциальное давление в $атм$: сухих трёхатомных продуктов горения $P_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_g}$	0,125	0,123	0,119	0,112
водяных паров $P_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g}$	0,0376	0,0368	0,0360	0,0356

Это же количество тепла необходимо было бы затратить для нагрева того же количества продуктов горения при постоянном давлении от 0° до данной температуры.

Теплосодержание продуктов горения определяется как сумма теплосодержаний, входящих в их состав отдельных газов, а именно теплосодержание продуктов горения

$$I_e = \sum V C t = V_{RO_2} (Ct)_{RO_2} + (V_{O_2} + V_{N_2}) (Ct)_{O_2 N_2} + V_{H_2O} (Ct)_{H_2O}.$$

Произведение Ct представляет собой теплосодержание 1 $нм^3$ соответствующих составляющих продуктов горения при данной температуре. Значения Ct приведены в табл. 11.

Таблица 11

Теплосодержание продуктов горения и летучей золы

t в град.	$(Ct)_{O_2 N_2}$	$(Ct)_{RO_2}$	$(Ct)_{H_2O}$	$(Ct)_{вод}$	$(Ct)_A$
	в ккал/ $нм^3$				в ккал/кг
100	31	41	36	31	18
200	62,5	86	72,5	62,5	38
300	94	135	110	94,5	59
400	126,5	185,5	149	127	83
500	159,5	239	189	160,5	107
600	193	295	230	195	133
700	228	352	273	230	161
800	263	411	317	265	190
900	298	471	362	301	220
1000	334	532	409	337	250
1100	371	593	457	374	281
1200	408	656	506	411	312
1300	445	719	556	449	343
1400	483	783	607	487	374
1500	520	847	660	525	405
1600	558	911	711	563	437
1700	597	976	764	601	468
1800	635	1041	819	640	499
1900	674	1107	873	679	530
2000	712	1173	928	718	560
2100	751	1239	984	757	591
2200	790	1305	1040	797	622
2300	829	1371	1097	836	653
2400	869	1438	1154	876	684

$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$ — объём трёхатомных газов при горении 1 кг (или $нм^3$) топлива в $нм^3/кг$ ($нм^3/нм^3$).

В табл. 11 приведено теплосодержание летучей золы, находящейся в продуктах горения. Учитывать его нужно только при камерном сжигании топлива, при условии, что $A^p > 0,01 Q_n^p$, и при слоевом сжигании сланцев.

Величина теплосодержания золы прибавляется к теплосодержанию продуктов горения и подсчитывается по формуле

$$0,01 (1 - p') A^p (Ct)_A \text{ ккал/кг,}$$

где p' — доля золы топлива, входящая в шлак и принимаемая для слоевых топок равной 0,75, для топок с сухим шлакоудалением — 0,10, для камерных с жидким шлакоудалением — 0,30.

Приближённо теплосодержание продуктов горения можно подсчитать по формуле

$$I_e = \sum V C t = V_e C_e t,$$

где средняя теплоёмкость продуктов горения c_p между 0° и температурой t может быть подсчитана так:

$$c_p = 0,323 + 0,000018 t.$$

Более точно подсчитывают теплосодержание продуктов горения по следующей формуле:

для твёрдых и жидких топлив

$$I_2 = [(\delta + \alpha) (Q_n^p + 6 W^p) + 13,7 (W^p + 0,5_p \text{CO}_2^k)] \times \\ \times (0,33 + 0,05 \vartheta - 0,006 \vartheta^2) \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \vartheta \text{ ккал/кг};$$

для газообразных топлив

$$I_2 = [(\delta + m \alpha) Q_n^p + 10 (B + 0,14 d_2)] \cdot (0,33 + 0,05 \vartheta - 0,006 \vartheta^2) \vartheta \text{ ккал/м}^3,$$

где δ и m — коэффициенты, значения которых даны в табл. 12 и 13;

ϑ — температура продуктов горения, выраженная в 1000° ;

$B = \text{CO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2\%$ — содержание негорючих газов в газообразном топливе;

d_2 — влажность газообразного топлива в $г/м^3$;

Таблица 12

Значение коэффициента δ

Род топлива	δ
Антрациты, коксы и каменные угли	0,14
Бурые угли и жидкие топлива	0,17
Торф и горючие сланцы	0,19
Дрова, древесные суррогаты, природные газы и крекинг-газы	0,22
Искусственные газы	0,24

Таблица 13

Значение коэффициента m

Род топлива	m
Доменные газы из кокса	0,75
Генераторные газы и доменные газы древесноугольные	0,80
Коксовальные газы	0,90
Твёрдые и жидкие топлива, природные газы и крекинг-газы	1,00

По этим приближённым формулам обеспечивается точность подсчёта теплосодержаний продуктов горения при значении коэффициентов избытка воздуха от 1,2 до 1,7 и температурах газов от 150° до 1200° до 2%, а подсчёт теоретических температур горения до $\pm 1\%$.

Объём продуктов горения изменяется по газоходам котлоагрегата вследствие изменения коэффициента избытка воздуха; одновременно изменяется также и температура продуктов горения. Поэтому следует подсчитывать значения теплосодержаний продуктов горения только для некоторых значений температур, которые предположительно могут быть в данном газоходе.

Подсчёты удобнее всего представлять в виде таблицы.

В табл. 14 внесены значения теплосодержания продуктов горения для приведённого примерного расчёта. Значения объёмов продуктов горения взяты из табл. 10.

42708

Таблица 14

Суммарное теплосодержание продуктов горения в ккал/кг

Наименование и формулы	Топка, первый котельный пучок и вход в пароперегреватель	Выход из:												
		пароперегревателя					второго котельного пучка					водяное хозяйство		
		2000	1400	1100	800	800	500	600	800	500	600			
Температура в град.														
		2000	1400	1100	800	800	500	600	800	500	600	300	500	100
Теплосодержание: сухих греющих газов $V_{RO_2}(Ct)RO_2$ двухатомных газов $(V_{O_2} + V_{N_2})(Ct)O_2, N_2$ водяных паров $V_{H_2O}(Ct)H_2O$		1443	953	729	503	506	294	363	506	294	363	294	294	50
		5760	3907	3001	2128	2209	1340	1621	2209	1391	1683	1489	1855	289
		338	221	166	115	117	70	85	117	70	86	72	42	14
Суммарное теплосодержание продуктов горения $I_2 = \Sigma VCt = V_{RO_2}(Ct)RO_2 + (V_{O_2} + V_{N_2})(Ct)O_2, N_2 + V_{H_2O}(Ct)H_2O$		7591	5081	4196	2749	2832	1704	2069	2832	1755	2132	1855	1086	353

По величинам суммарного теплосодержания продуктов горения (табл. 14) можно построить $I-t$ диаграмму зависимости теплосодержания продуктов горения от температуры и коэффициента избытка воздуха. Эта диаграмма упрощает подсчёты температуры продуктов горения по известному изменению теплосодержания и изменения теплосодержания по изменению температуры.

Тепловой баланс котлоагрегата

Тепловой баланс котлоагрегата характеризует приход тепла и расход его на парообразование и различные потери. Он составляется в *ккал* на килограмм сожжённого топлива при твёрдом и жидком топливе или на нм^3 при газообразном топливе.

Кроме того, весьма удобно представлять тепловой баланс (приход и расход тепла) в процентах по отношению к нижней теплотворной способности топлива, которая принимается за единственную статью прихода тепла.

Дополнительное тепло — физическое тепло топлива, физическое тепло входящего в котлоагрегат холодного воздуха и физическое тепло парового дутья (если оно применяется) отнимаются от тепла, уносимого уходящими из установки продуктами горения. При этом уравнение теплового баланса при установившемся режиме работы может быть представлено в следующем виде:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 100\%,$$

где q_1 — количество тепла, использованное на получение пара из питательной воды, т. е. коэффициент полезного действия котлоагрегата брутто (без учёта расхода энергии на собственные нужды);

q_2 — потеря тепла с уходящими газами;

q_3 — потеря тепла от химической неполноты горения;

q_4 — потеря тепла от механической неполноты горения;

q_5 — потеря тепла в окружающую среду.

Значения q_1, q_2, q_3, q_4, q_5 даны в процентах от нижней теплотворной способности топлива.

Коэффициент полезного действия котлоагрегата брутто

$$\eta_{бр} = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5).$$

Потеря тепла с уходящими газами

$$q_2 = \frac{I_{yx} - Q_{x.g} - Q_{ф.т} - Q_{n.g}}{Q_n^p} 100\%,$$

где $I_{yx} = \sum (Vct)_{yx}$ — теплосодержание уходящих из котлоагрегата газов при температуре их за последней поверхностью нагрева;

$Q_{x.g} = \alpha_{yx} V_o (Ct)_{ооод}$ — теплосодержание холодного воздуха;

$Q_{ф.т} = (c_m^c \frac{100 - W_p}{100} + \frac{W_p}{100}) t_m$ — физическое тепло топлива при температуре входа его в топку;

$Q_{n.g} = 0,47 W_g (t_g - t_{yx})$ — количество тепла, вносимого в топку паром парового дутья или форсуночным паром, поступающим в топку в количестве W_g на 1 кг топлива с температурой пара t_g .

Теплоёмкость сухого топлива

$$c_m^c = 0,24 + \frac{1,6 V_s}{1000} + 0,04 \frac{t}{1000} \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}.$$

Величина физического тепла для твёрдых и жидких топлив мала и его можно пренебречь.

Для газообразных топлив

$$Q_{ф.т} = c_g^t t_m,$$

где c_s — теплоёмкость газообразного топлива.

По упрощённой формуле ВТИ

$$q_2 = (k\alpha_{yx} + c) \frac{t_{yx} - t_{возд}}{100} \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \%.$$

Числовое значение коэффициентов:

- $k = 3,5 + 0,021 W^n$ — для всех углей и мазута;
 - $k = 3,35 + 0,02 W^n$ — для дров и торфа;
 - $k = 3,6$ — для саратовского газа;
 - $c = 0,35 + 0,55 W^n$ — для антрацитов и тощих углей;
 - $c = 0,49 + 0,55 W^n$ — для пламенных и бурых углей;
 - $c = 0,82 + 0,52 W^n$ — для торфа;
 - $c = 0,77 + 0,55 W^n$ — для дров;
 - $c = 0,493 = 0,58 W^n$ — для мазута;
 - $c = 0,6$ — для саратовского газа
- Во всех значениях коэффициентов

$$W^n = \frac{W^p 1000}{Q_n^p} \% ,$$

где W^n — приведённая влажность топлива.

Потеря от химической неполноты горения

Потеря от химической неполноты горения является следствием наличия в уходящих газах несгоревших горючих газов: окиси углерода CO , метана CH_4 , водорода H_2 .

При наличии в продуктах горения только окиси углерода величина потери от химической неполноты горения может быть подсчитана по формуле

$$q_3 = \frac{56,7 K^p \frac{CO}{RO_2 + CO}}{Q_n^p} \cdot 100\% ,$$

где $K^p = C^p + 0,375 S_a^p$ %, а с учётом механического недожога:

$$K_1^p = C_1^p + 0,375 S_a^p \% ,$$

где

$$C_1^p = C^p \frac{q_4 Q_n^p}{8100} \% .$$

RO_2 — процентное содержание по объёму углекислоты и сернистого ангидрида в продуктах горения;

CO — процентное содержание по объёму окиси углерода.

По приближённой формуле С. Я. Корницкого

$$q_3 = 3,2 \alpha CO .$$

Средние практические значения q_3 приведены в табл. 15.

Если в продуктах горения кроме окиси углерода находятся ещё метан и водород, формулы для подсчёта q_3 при их наличии имеют вид

$$q_3^{CH_4} = 159 \frac{K_1^p \frac{CH_4}{RO_2 + CO + CH_4}}{Q_n^p} \%$$

$$q_3^{H_2} = 47,5 \frac{K_1^p \frac{H_2}{RO_2 + CO + CH_4}}{Q_n^p} \%$$

Таблица 15

Потери тепла от химической неполноты горения в %

Камерные топки	q_4		Слоевые топки	q_4
Антрациты	0	Цепные решётки	Антрациты	0
Каменные угли $V_2 < 25\%$.	0,5		Каменные угли	0,5
$V_2 > 25\%$.	1,0		Бурые угли	1,0
Бурые угли	1,0		Торф	1,5
Подмосковные угли	0,5		Щепа	3,0
Бурые угли в шахтно-мельничных топках	1,5	Наклонно-переталкивающие топки	Бурые угли	1,5
Сланцы в пылеугольных топках	1,5			
Сланцы в шахтно-мельничных топках	2,0	Ручные топки	Каменные угли	3,0
Фрезторф	2,0		Бурые угли	3,5
Мазуты, природный газ в незранированных топках . .	1,5		Антрациты	2,0
Мазуты, природный газ в экранированных топках . . .	2,0		Дрова	3,0
Доменный газ	3,0		Торф	3,0

Потеря от механической неполноты горения

Потеря от механической неполноты горения — это потеря, которая получается вследствие того, что часть твёрдого топлива, подаваемого в топку, не сгорает.

Механическая неполнота горения включает потери в шлаке ($q_4^{шл}$), провале (q_4^{np}) и уносе ($q_4^{ун}$).

$$q_4 = q_4^{шл} + q_4^{np} + q_4^{ун} \%.$$

Эти отдельные потери для работающего котла можно подсчитать по формулам

$$q_4^{шл} = \frac{a_{шл} c_{шл} A^p \cdot 8100}{(100 - c_{шл}) Q_u} \%$$

и т. п.

$$a_{шл} + a_{np} + a_{ун} = 1,$$

где $a_{шл}$, a_{np} , $a_{ун}$ — доля золы топлива, приходящаяся на шлак, провал и унос;
 $c_{шл}$, c_{np} , $c_{ун}$ — содержание горючих в шлаке, провале и уносе в процентах от их веса.

Для определения $a_{шл}$, a_{np} , $a_{ун}$ пользуются формулой

$$a_{шл} = \frac{G_{шл} (100 - c_{шл})}{A^p B};$$

где $G_{шл}$, G_{np} , $G_{ун}$ — часовое весовое количество шлака, провала и уноса в кг;
 B — количество сожжённого в час топлива в кг.

При расчёте новых котельных установок величину q_4 можно принимать по табл. 16, 17, 18 и 19.

Таблица 16

Содержание горючих и золовой баланс для камерных топок

Содержание горючих $c_{ун}$ и $c_{ил}$ в %			
Тип топки	Род топлива	$c_{ун}$	$c_{ил}$
Пылеугольные	Антрацит и каменные угли	25—0,5 V_e	1,0
	» Бурые угли	1,0	0,5
	» Сланцы	3,0	1
Шахтно-мельничные	Бурые угли	2,5	0,5
	» Сланцы	2	3
	» Фрезторф	4	10
Доля золы топлива $a_{ун}$ и $a_{ил}$ в %			
Тип топки	Род топлива	$a_{ил}$	$a_{ун}$
Камерные Камерные и шахтно-мельничные Топки с жидким шлакоудалением	Антрациты, каменные и бурые угли	15	85
	Сланцы	35	65
	Малозольные угли	50	50
	Многозольные угли	60	40

Таблица 17

Содержание горючих и золовой баланс для слоевых механических топок

Содержание горючих в %				
Тип топки	Род топлива	$c_{пр}$	$c_{ил}$	$c_{ун}$
Цепная решётка	Антрацит АС	65	25	25
	» Спекающиеся каменные угли типа Г	20	10	25
	» Неспекающ. каменные угли типа D	20	9	30
	» Бурые угли типа челябинского . .	21	9	20
	» Торф кусковой	10	4	20
	» Торф кусковой в смеси с фрезерным	12	4	25
	» Щела	10	—	20
	» Наклонно-переталкивающие топки	Бурые угли типа челябинского . .	15	10
»	Бурые угли типа подмосковного . .	15	10	15

Золовой баланс в%			
	$a_{пр}$	$a_{шл}$	$a_{ун}$
Цепные беспровальные решётки	4	76	20
Цепные решётки с обычными колосниками, топливо сортированное	8	72	20
Цепные решётки с обычными колосниками, топливо мелкое	15	55	30
Наклонно-переталкивающие топки типа Зейбот	5	75	20
Наклонно-переталкивающие топки типа Каблиц	15	65	20

Таблица 18

Потери со шлаком от механической неполноты горения в слоевых ручных топках

Род топлива	Тепловое напряжение	Потери со шлаком $q_4^{шл}$
	$\frac{Q}{R}$ тыс. ккал м ² час	
Каменные угли	700—1000	$800 \frac{A^p}{Q_n^p}$
Бурые угли рядовые	500— 900	$1,2 \frac{Q}{R} \frac{A^p}{Q_n^p}$
То же сортированные	500— 900	$0,6 \frac{Q}{R} \frac{A^p}{Q_n^p}$
Антрациты сортированные	750—1000	$1000 \frac{A^p}{Q_n^p}$

Таблица 19

Потери с уносом

$$q_4^{ун} = k \left(\frac{Q}{R} \right)^2 \% \left(\frac{Q}{R} \text{ в } \frac{10^6 \text{ ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}} \right)$$

Род топлива	Вертикальные котлы Шухова, жаротрубные k	Водотрубные котлы, жаротрубные с выносной топкой k
	Каменные угли Т	10
» » ПС	6,5	5
» » Д	5	4
» » ПЖ	2,5	3
Бурые угли	4	5
Антрациты АП, АК 4,5		
АМ, АС 6,0		
АРШ, АСШ 8,0		

Потери с провалом для всех углей $q_4^{пр} = 0,3\%$.
Суммарная потеря тепла от механической неполноты горения: для дров $q_4 = 1,5\%$; для торфа $q_4 = 2,0\%$.

Потеря в окружающую среду

Потеря тепла в окружающую среду в зависимости от номинальной производительности котлоагрегата имеет следующее значение:

D в $m/час$	2	3	5	10	20	50	80
q_3 в %	3,5	3,4 (2,6)	2,6	1,8 (1,8)	1,3	0,9	0,75

В скобках указаны цифры для котлоагрегатов без хвостовых поверхностей нагрева.

При любой нагрузке D_x

$$q_3^x = q_3 \frac{D}{D_x} \%$$

Часовой расход топлива

Часовой расход натурального топлива на работу котлоагрегата определяется по формуле

$$B = \frac{D_{\kappa \cdot a}^{\delta p} \Delta i}{Q_{\kappa \cdot a}^p \eta_{\kappa \cdot a}^p},$$

где $D_{\kappa \cdot a}^{\delta p}$ — производительность котлоагрегата по перегретому пару, отдаваемому в паропровод в $кг/час$;

Δi — полный прирост теплосодержания воды в котельном агрегате, отнесенный к 1 $кг$ перегретого пара в $ккал/кг$.

$$\Delta i = (i_h^n - i_{n \cdot e}) \frac{D_{np}}{D_{\kappa \cdot a}^{\delta p}} (i_{np} - i_{n \cdot e}) + \frac{D_{\kappa \cdot a}^u}{D_{\kappa \cdot a}^{\delta p}} (i_{\kappa}^u - i_{n \cdot e}) \text{ ккал/кг},$$

где D_{np} — количество продувочной воды в $кг/час$;

$L_{\kappa \cdot a}^u$ — количество насыщенного пара, отдаваемого котлоагрегатам мимо пароперегревателя;

i_{κ}^u , i_{κ}^n , i_{np} — теплосодержание перегретого пара, питательной и продувочной воды в $ккал/кг$.

Испарительность

Характеристикой работы котлоагрегата является также видимая испарительность — количество килограммов перегретого пара, получаемое в данном котлоагрегате на 1 $кг$ сожженного в нём топлива,

$$И = \frac{D_{\kappa \cdot a}^{\delta p}}{B} \text{ кг/кг}$$

Коэффициенты полезного действия котлоагрегата

Качество и экономичность работы котельного агрегата характеризуются к. п. д. котла брутто

$$\eta_{\kappa \cdot a}^{\delta p} = \frac{D_{\kappa \cdot a}^{\delta p} \Delta i}{B Q_{\kappa}^p} = И \frac{\Delta i}{Q_{\kappa}^p}.$$

Если находящиеся в формуле величины заменить их значениями, формула будет иметь вид

$$\eta_{\kappa \cdot a}^{\delta p} = \frac{D_{\kappa \cdot a}^{\delta p} (i_{\kappa}^n - i_{n \cdot e}) + D_{\kappa \cdot a}^u (i_{\kappa}^u - i_{n \cdot e}) + D_{np} (i_{np} - i_{n \cdot e})}{B Q_{\kappa}^p}.$$

Эту формулу можно применять и для определения к. п. д. всей котельной установки $\eta_k^{бр}$. Числитель в этом случае представляет всё тепло, выработанное котельной в час, а знаменатель всё введённое в котлоагрегат тепло топлива в час. В связи с расходом электрической энергии на обслуживание котлоагрегата и механизмов для характеристики качества работы введены к. п. д. котельной нетто-тепловой и электрический.

К. п. д. нетто тепловой

$$\eta_k^{нт} = \frac{D_k^{бр} (i_n - i_{n \cdot e}) + D_k^n (i_n^n - i_{n \cdot e}) + Q_{np}^{усп} - Q_k^{сн}}{B Q_n^p},$$

$$Q_{np}^{усп} = Q_{np}^{усп (полн)} \text{ к ккал/час,}$$

$$Q_k^{с \cdot н} = D_k^{с \cdot н} (i_n^n - i_{n \cdot e}) \text{ ккал/час,}$$

где $D_k^{бр}$, D_k^n — количество перегретого и насыщенного пара, отдаваемого котельной потребителю в кг/час;

$Q_{np}^{усп (полн)}$ — всё тепло продувочной воды, использованное в тепловой схеме станции;

$k = \frac{i_{np} - i_{n \cdot e}}{i_{np}}$ — коэффициент, учитывающий, какая часть использованного тепла продувки дана в котельной теплом топлива;

$Q_k^{с \cdot н}$ — расход тепла пара на собственные нужды котельной.

К. п. д. котельной нетто электрический или полный учитывает также расход электрической энергии на работу механизмов, обеспечивающих работу котельной

$$\eta_k^{н \cdot э} = \eta_k^{н \cdot т} - \frac{\frac{\mathcal{E}_k^{с \cdot н} 860}{\eta_{м \cdot э}^{бр}}}{B Q_n^p},$$

где $\mathcal{E}_k^{с \cdot н}$ — расход электроэнергии на собственные нужды котельной (включая пылеприготовление и питательные насосы в квт-час);

$\eta_{м \cdot э}^{бр}$ — к. п. д. брутто машинного зала.

В тепловом расчёте котлоагрегата к. п. д. брутто определяем из уравнения

$$\eta_k^{бр \cdot а} = 1 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) \cdot 0,01.$$

Находим и выбираем по таблицам отдельные потери. Применительно к рассматриваемому примеру определяем:

1. Потерю с уходящими газами из табл. 12 для температуры 200° за водяным экономайзером:

$$I_{yx} = 717 \text{ ккал/кг;}$$

$$Q_{x \cdot e} = \alpha V_0 (C t)_{x \cdot e} = 1,7 \cdot 6,26 \cdot 6,2 = 66 \text{ ккал/кг;}$$

$$Q_{ф \cdot т} = 0; \quad Q_{нд} = 0;$$

$$q_2 = \frac{I_{yx} - Q_{x \cdot e}}{Q_n^p} 100 = \frac{717 - 66}{6280} \cdot 100 = 10,4\%.$$

2. Потерю от химической неполноты горения выбираем из табл. 13 для ручной слоевой топки на антраците

$$q_3 = 2\%.$$

3. Для подсчёта потерь от механической неполноты горения пользуемся табл. 16:

а) потеря со шлаком сортированных антрацитов

$$q_4^{шт} = 1000 \cdot \frac{14,8}{6280} = 2,4\%;$$

б) потеря с уносом определяется по формуле

$$q_4^{un} = k \left(\frac{Q}{R} \right)^2;$$

принимая $\frac{Q}{R} = 950\,000 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}}$; $k = 8,0$,
тогда

$$q_4^{un} = 8 (0,95)^2 = 7,2\%;$$

в) потеря с провалом

$$q_4^{np} = 0,3\%;$$

суммарная потеря от механической неполноты горения

$$q_4 = 2,4 + 7,2 + 0,3 \approx 10\%.$$

4. Потерю в окружающую среду

$$q_5 = 1,8\%.$$

Таким образом

$$\gamma_{i_{н.а}}^{бр} = 1 - (10,4 + 2 + 10 + 1,8) 0,01 = 0,758.$$

Принимаем процент продувки 5%, т. е. $\frac{D_{np}}{D_{н.а}} = 0,05$; $i_{np} = i_n^n = 197,1 \text{ ккал/кг}$;

$$i_n^n = 725,1 \text{ ккал/кг}; i_{н.а} = 10 \text{ ккал/кг}.$$

Находим

$$\Delta i = (i_n^n - i_{н.а}) + \frac{D_{np}}{D_{н.а}} (i_{np} - i_{н.а}) = (725,1 - 10) + 0,05 (197,1 - 10) = 724,5 \text{ ккал/кг}.$$

Часовой расход топлива на получение 8500 кг пара в час составит

$$B = \frac{8500 \cdot 724,5}{6280 \cdot 0,758} = 1292 \text{ кг/час},$$

что даёт видимую испарительность

$$I = \frac{D_{н.а}^{бр}}{B} = \frac{8500}{1292} = 6,58 \text{ кг/кг}.$$

Расчёт топки

Целью расчёта топки является нахождение её размеров и потребного экранирования.

При проверочном расчёте эти величины известны, и расчёт производится для нахождения температуры топки — температуры продуктов горения на выходе из топки (перед первым пучком труб).

При определении размеров слоевой топки необходимо определить ширину, объём и глубину топки.

Прежде всего определяют площадь зеркала горения по величине видимого теплового напряжения зеркала горения, которую выбирают по таблицам характеристик топок.

Для примерного расчёта из табл. 22 находим при нормальной нагрузке котлоагрегата допустимую величину видимого теплового напряжения зеркала горения

$$\frac{B Q_n^p}{R} = 900000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

для максимально длительной нагрузки теплонпряжение зеркала горения будет:

$$\frac{B Q_n^p}{R} = 1,25 \cdot 900000 = 1 \cdot 125000 \text{ ккал/м}^2.$$

Учитывая, что под данный котёл А-7, имеющий ширину в свету 3500 мм, без увеличения ширины кладки можно поставить ручную колосниковую решётку площадью $R = 7,48 \text{ м}^2$, определяем величину видимого напряжения зеркала горения

$$\frac{B Q_n^p}{R} = \frac{1295 \cdot 6280}{7,48} = 1,087246 \text{ ккал/м}^3 \text{ час.}$$

Второй подлежащей расчёту величиной является топочный объём, рассчитываемый по видимому тепловому напряжению топочного объёма (см. табл. 22).

$$\frac{B Q_n^p}{V_m},$$

где V_m — активный топочный объём в м^3 .

Принимая величину теплового напряжения топочного объёма равной 300000 ккал/м³час для нормальной производительности, получаем величину топочного объёма

$$V_m = \frac{1295 \cdot 6280}{1,25 \cdot 300000} = 21,6 \text{ м}^3.$$

В этом активном объёме топки при переходе к фактическому объёму не учитывают тех частей топки, которые расположены между трубным пучком вверху топки и фронтальной стенкой топки, если расстояние между ними меньше 0,5 м.

Верх топочной камеры определяется первым рядом труб. Если в топке на стенах имеются экраны, размеры топки принимают между осями экранных труб.

В слоевых топках нижняя поверхность, ограничивающая топочный объём, принимается по верху слоя топлива.

Толщину слоя топлива можно принимать для каменных углей 0,15—0,20 м, для бурых углей — 0,3 м, для торфа и щепы 0,5 м.

Ширина и длина цепных решёток выбираются по табл. 23.

Высота топочной камеры в слоевых топках должна быть не менее 2 м для ручных решёток и 5—6 м для мощных механических решёток.

В камерных топках в активный топочный объём не включают нижнюю половину холодной воронки.

При проектировании камерной топки её ширину можно предварительно определить по часовой производительности на 1 м ширины фронта котлоагрегата в свету, принимая её равной 20—25 т/час для котлоагрегатов производительностью 200—230 т/час и 7—8 т/час для котлоагрегатов производительностью 20—30 т/час.

Глубину топочной камеры желательно выбирать равной 6—8 м, во всяком случае не менее 5 м. Число пылеугольных горелок — не менее двух.

Располагать оси горелок следует на расстоянии не менее 1,5 м от боковых стен топки и не менее чем на 1,5—2,5 м выше начала холодной воронки. Расстояние между центрами двух соседних горелок принимается равным 1—1,8 м. Высота топочной камеры от осей верхних горелок до поверхности нагрева котла должна быть не менее 6,5—7 м для углей с большим ($\geq 20\%$) выходом летучих, 10—12 м для углей с малым (8—20%) выходом летучих и 13 м для антрацитового штыба. Для малых котлоагрегатов с шахтными мельницами возможно некоторое уменьшение этих величин (до 4,5 м).

Расчёт теплопередачи в топке

Выделяющееся в топке при горении топлива тепло в основной своей части идёт на повышение температуры продуктов горения, на передачу лучеиспусканием (радиацией) на «холодные» поверхности труб котлоагрегата и экранов и на потери: от химической и механической неполноты горения и в окружающую среду.

К. п. д. топки определяют по формуле

$$\eta_m = 1 - \frac{q_3 + q_4 + q_5^m}{100}$$

Потерю топки в окружающую среду (q_5^m) принимают равной 40—50% от всей потери q_5 . Остальные 60—50% потерь распределяют равномерно между всеми газоходами котлоагрегата.

Если предположить, что теплопередача лучеиспусканием отсутствует, то продукты горения будут иметь максимальную температуру, носящую наименование теоретической.

Для определения теоретической температуры можно составить балансовое уравнение

$$\begin{aligned} I_{теор} &= Q_n^p \eta_m + Q_{воз} = Q_n^p \eta_m + \\ &+ V_0 (\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{n.c})(Ct)_{г.г} + \\ &+ V_0 (\Delta\alpha_m + \Delta\alpha_{n.c})(Ct)_{х.г} = Q_n^p \eta'_m. \end{aligned}$$

При подсчёте тепла, внесённого в топку воздухом ($Q_{воз}$), учитывается, что к горячему воздуху подмешивается холодный воздух вследствие присосов в топку ($\Delta\alpha_m = 0,1$) и в пылеприготовительную систему ($\Delta\alpha_{n.c} = 0,05 \div 0,15$).

Температуру горячего воздуха для цепных топок выбирают по табл. 24. Для камерных топок при сжигании антрацита, тощих углей и большинства влажных топлив температура горячего воздуха должна быть равной 300—350°, а для остальных топлив 200—250°.

Коэффициент эффективности топки η'_m в зависимости от величины потерь в топке и температуры горячего воздуха может иметь числовые значения больше единицы.

Вычитая из подсчитанной величины $I_{теор}$ тепло, затраченное на расплавление золы,

$$60 \frac{A^p}{100},$$

по табл. 14 или по $I-t$ диаграмме определяем значение теоретической температуры горения $t_{теор}$.

Так, для проводимого примерного расчёта

$$\eta_m = 1 - \frac{2 + 10 + 0,5 \cdot 1,8}{100} = 0,871$$

$$I_{теор} = 6280 \cdot 0,871 + 1,5 \cdot 6,26 \cdot 6,2 = 5528 \text{ ккал/кг.}$$

На расплавление золы затрачивается

$$60 \cdot \frac{A^p}{100} = 60 \cdot \frac{14,8}{100} = 9 \text{ ккал/кг.}$$

По табл. 12 находим для $I = 5519 \text{ ккал/кг}$ методом интерполяции теоретическую температуру горения $t_{теор} = 1505^\circ$.

Для дальнейших расчётов необходимо знать температуру топки t''_m , т. е. температуру продуктов горения, с которой они из топки входят в первый газоход котла. При сжигании твёрдых топлив эта температура при максимально длительной нагрузке котлоагрегата должна быть ниже на $10 \div 30^\circ$ температуры размягчения золы топлива во избежание шлакования труб первого ряда. Для остальных топлив, практически беззольных, такое требование к температуре топки не обязательно.

При проверочном расчёте топки расчёт ведут следующим образом:

Задаваясь температурой t''_m , по табл. 14 или $I-t$ диаграмме находят I''_m и затем подсчитывают

$$\sum VC = \frac{I_{теор} - I''_m}{t_{теор} - t''_m}$$

Радиационная поверхность, находящаяся в топке и воспринимающая лучистое тепло, состоит из двух частей: радиационной поверхности первого котельного пучка или фестона (H_p^k) и радиационной поверхности экранов — кипяtilьных труб, расположенных у стен топки (H_p^a)

$$H_p = H_p^k + H_p^a \text{ м}^2.$$

Радиационная поверхность нагрева котла подсчитывается, как произведение расстояния между внешними образующими крайних кипяtilьных труб и длины кипяtilьных труб, обращённых в топку.

Радиационную поверхность экранов рассчитывают по сумме произведений площадей стенок топки, у которых расположены экраны, на фактор формы экрана x .

Фактор формы для однорядных гладкотрубных экранов в основном зависит от отношения шага труб экрана s к наружному диаметру труб экранов d

$$\frac{s}{d} = 1 - 1,25 - 1,5 - 1,75 - 2,0;$$

$$x = 1 - 0,98 - 0,95 - 0,92 - 0,88.$$

С точки зрения защиты обмуровки от шлакования отношение шага труб к диаметру целесообразно выбирать $\frac{s}{d} = 1,1 : 1,25$. Обычно $\frac{s}{d} > 2,5$ не применяют.

Если экран закрыт шамотным поясом, эта площадь стен не учитывается при подсчёте радиационной поверхности экранов.

Далее рассчитывается степень черноты топочного излучения

$$\varepsilon = \frac{0,2x}{1 + \frac{1-a}{a}\psi x},$$

где x — коэффициент загрязнения, величину которого принимают: при газообразном топливе — 1; при твёрдых топливах, сжигаемых в слое, — 0,95; при камерном сжигании антрацитов и каменных углей, мазута и фрезерного торфа — 0,90; при камерном сжигании многозольных бурых углей и сланцев — 0,85;

a — степень черноты пламени, которую можно определить по формуле

$$a = a_0 (1 - e^{-\kappa l_{эфф}}),$$

где a_0 — степень черноты слоя пламени бесконечной толщины, принимаемая для светящегося мазутного пламени — 0,75; для каменных и бурых углей и торфа, сжигаемых в слое или в виде пыли — 0,55; для пыли тощих углей — 0,45; для антрацитовой пыли, несветящегося газового пламени и пламени антрацита при слоевом сжигании — 0,36;

κ — коэффициент ослабления лучей в пламени для малых топок ($V_m \leq 35 \text{ м}^3$) может быть принят равным 1,3;

$l_{эфф}$ — эффективная толщина слоя пламени.

$$l_{эфф} = 3,6 p \frac{V_m}{\sum H_{cm}} \text{ м},$$

где p — давление в топке в *ата*. Когда $l_{эфф} \geq 2,0 \text{ м}$ ($V_m > 35 \text{ м}^3$), можно принимать $a = a_0$;

ψ — степень экранирования топки, равная отношению суммарной радиационной поверхности топки к суммарной площади стен, ограничивающих топку. Для давлений пара, меньших 80—90 *ата*, можно пренебречь обратной теплоотдачей экранов и тогда

$$\psi = \frac{H_p}{\sum H_{cm}}.$$

В топках, форма которых близка к кубу, можно определить приближённо

$$\sum H_{cm} = 6 \sqrt[3]{V_m^2}.$$

Температуру газов на выходе из топки определяют по формуле Гурвича.

$$t_m'' = \frac{t_{теор} + 273}{\left[\frac{4,96 \cdot 10^{-8} \varepsilon H_p (t_{теор} + 273)^3}{B \Sigma VC} \right]^{0,6} + 1} - 273^\circ.$$

Если подсчитанная по этой формуле температура будет больше чем на 100° отличаться от температуры, которая была принята для подсчёта ΣVC , то надо задаться новым значением этой температуры и провести расчёт снова.

Для проводимого примерного расчёта $H_p = 8,3 \text{ м}^2$; $I_{теор} = 5528 \text{ ккал/кг}$.

Принимая предварительно $t_m'' = 1100^\circ$, находим

$$\Sigma VC = \frac{5528 - 4196}{1505 - 1100} = 3,27 \text{ ккал/кг};$$

$$H_{см} = 6 \sqrt[3]{V_m^2} = 6 \sqrt[3]{21,6^2} = 46,5 \text{ м}^2.$$

Степень экранирования топки

$$\psi = \frac{8,3}{46,5} = 0,18.$$

Степень черноты топочного излучения

$$\varepsilon = \frac{0,2 \cdot 0,95}{1 + \frac{0,36}{0,36} \cdot 0,18 \cdot 0,95} = 0,146.$$

Температура топки

$$t_m'' = \frac{1505 + 273}{\left(\frac{4,96 \cdot 10^{-8} \cdot 0,146 \cdot 8,3 \cdot 1778^3}{1295 \cdot 3,27} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1173^\circ.$$

По табл. 14 соответствующее теплосодержание газов $I_m'' = 4411 \text{ ккал/кг}$ и количество тепла, переданное лучеиспусканием в топке,

$$BQ_m = B(I_{теор} - I_m'') = 1295 \cdot (5528 - 4411) = 1,45 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

При конструктивном расчёте топки определяют величину радиационной поверхности, которая обеспечивает требуемое охлаждение продуктов горения.

При твёрдых топливах, как указано выше, температурой топки задаются так, чтобы она при максимально длительном режиме была меньше температуры размягчения золы на 10 — 30°.

Для нешлакующихся топлив при заданном типе котла рекомендуется обычно так оценить t_m'' , чтобы температура газов перед пароперегревателем была при обычном перегреве пара ($t_{nn} = 400 - 450^\circ$) не выше 850—950°, а при высоком ($t_{nn} = 500^\circ$) не выше 1000—1050°.

Определяют, как указано выше, среднюю суммарную теплоёмкость ΣVC и количество тепла, передаваемое в топке лучеиспусканием.

Затем задаются степени экранирования ψ , подсчитывают ε и по формуле Гурвича определяют необходимую радиационную поверхность топки

$$H_p = \frac{B(I_{теор} - I_m'')}{4,96 \cdot 10^{-8} \varepsilon (t_{теор} + 273)^3 (t_m'' + 273)} \sqrt{\left(\frac{t_{теор} + 273}{t_m'' + 273} - 1 \right)^2} \text{ м}^2.$$

После нахождения H_p определяют ψ ; пересчёт производят вторично, если ψ отличается от принятой ранее величины более чем на $\pm 5\%$.

После этого подсчитанную радиационную поверхность топки разбивают по отдельным экраным поверхностям, отнимая сначала от неё радиационную поверхность котла H_p^* .

Размещение экранов рекомендуется следующее: при камерной топке необходимо прежде всего полное и густое экранирование задней стены, холодной

воронки, далее боковых стен и в последнюю очередь передней стены. При слоевом сжигании всех топлив, кроме дров и торфа, экранирование переднего и заднего подвесных сводов топки обязательно.

Расчёт конвективных поверхностей нагрева

Расчёт любой конвективной поверхности нагрева, т. е. поверхности, через которую тепло от продуктов горения к нагреваемому веществу (воде, пару, воздуху) передаётся путём соприкосновения с поверхностью и лучеиспускания газов, производится по двум уравнениям:

по уравнению теплового баланса

$$BQ_i = V(I'_i - I''_i + Q_{прис}^i - Q_5^i) \text{ ккал/час}$$

и по уравнению теплопередачи

$$BQ_i = H_i k_i \Delta t_i \text{ ккал/час,}$$

где I'_i и I''_i — теплосодержание продуктов горения до и после рассчитываемого газохода, определяемое из табл. 12 или по $I-t$ диаграмме в ккал/кг;

$Q_{прис}^i = \Delta \alpha_i V_0 (Ct)_{x,0}$ — тепло, вносимое в газоход присосанным воздухом, в ккал/кг;

$Q_5^i = \frac{q_5 - q_5^m}{100n} \cdot Q_p$ — потеря тепла газоходом в окружающую среду (n — общее число всех конвективных газоходов) в ккал/кг;

H_i — поверхность нагрева рассчитываемого газохода в m^2 ;

Δt_i — температурный напор в град.;

k_i — коэффициент теплопередачи в рассчитываемом газоходе в ккал/ $m^2 \text{ час}^\circ C$.

Обыкновенно поверхность нагрева подсчитывается по газовой стороне, т. е. по стороне продуктов горения.

При проверочном расчёте котлоагрегата с воздухоподогревателем расчёт необходимо начинать с воздухоподогревателя с целью определения температуры подогретого воздуха. При конструктивном и смешанном расчётах порядок расчёта конвективных поверхностей может быть проведён в любом направлении (от топки к воздухоподогревателю или наоборот).

Общая формула для нахождения температурного напора имеет следующий вид:

$$\Delta t_i = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_0}{\Delta t_m}} \text{ }^\circ C,$$

где Δt_0 и Δt_m — разности температур между продуктами горения и нагреваемым веществом — большая и меньшая по абсолютной величине. Эти разности подсчитываются на входе продуктов горения в газоход и на выходе из газохода.

При $\frac{\Delta t_0}{\Delta t_m} \leq 1,5$ можно применить более простую формулу

$$\Delta t_i = \frac{\Delta t_0 + \Delta t_m}{2}.$$

При поперечном омывании горячими газами вводится в основную формулу дополнительный коэффициент, определяемый по специальной диаграмме, приведённой в книге «Нормы теплового расчёта котельного агрегата», ЦКТИ, 1945.

Общий коэффициент теплопередачи k представляет количество тепла в килокалориях, которое передаётся через стенку данной толщины площадью $1 m^2$ от продуктов горения к нагреваемому веществу за один час при разности температур между продуктами горения и нагреваемым веществом 1° .

Расчёт общего коэффициента теплопередачи проводится в предположении,

что отсутствует загрязнение поверхности нагрева как внешнее — сажей, золой, так и внутреннее (накипью).

Ввиду большой теплопроводности стали и малой толщины стенки подсчёт коэффициента теплопередачи упрощают, принимая во внимание только передачу тепла от продуктов горения к стенке и от стенки к нагреваемому веществу.

$$k_i = \xi \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{час град}},$$

де ξ — коэффициент использования газохода, учитывающий неполное омывание продуктами горения поверхностей нагрева газохода и другие отклонения теплоотдачи в газоходе по сравнению с лабораторными опытами, по данным которых проводят расчёт α_1 , α_2 , и ряд других факторов, как, например, наружные и внутренние загрязнения.

Коэффициенты использования неодинаковы для различных типов котлов и для разных газоходов.

Для малых и средних водотрубных котлоагрегатов в среднем $\xi = 0,8$. Для котлов Шухова-Берлина для первого газохода $\xi = 0,85$, для второго $\xi = 1,0$. Для чугунных ребристых экономайзеров ЦККБ при скорости газов 5—10 м/сек, при сжигании углей в слое $\xi = 0,75$, для торфа в слое $\xi = 0,9$, для дров или газа $\xi = 1,0$.

$\alpha_1 = \alpha_c + \alpha_l$ — общий коэффициент теплоотдачи от продуктов горения к стенке — количество тепла в килокалориях, передаваемое в час 1 м² стенки, при разности температур между продуктами горения и стенкой 1°.

Коэффициент α_1 состоит из двух частей: α_c — коэффициента передачи тепла соприкосновением от продуктов горения к стенке или коэффициента теплоотдачи и α_l — коэффициента передачи тепла излучением на стенку слоя трёхатомных газов (углекислоты $\alpha_l^{CO_2}$ и водяного пара $\alpha_l^{H_2O}$).

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому веществу — воде, пару, воздуху в ккал/м² час° С.

Так как коэффициент теплоотдачи α_2 к кипящей и подогреваемой воде высок, то им при расчёте поверхности нагрева кипятельных трубок и водяного экономайзера пренебрегают.

Подсчёт коэффициентов теплоотдачи производится по номограммам, составленным ЦКТИ и помещённым в «Нормах теплового расчёта котельного агрегата». На величину этих коэффициентов влияют: скорость продуктов горения в газоходе, диаметр трубок, температура продуктов горения и ряд других факторов. В числе этих факторов следует отметить характер омывания поверхности нагрева продуктами горения: омывание вдоль трубок, поперёк трубок, коридорное или шахматное расположение труб в пучке. Поперечное омывание труб продуктами горения даёт более высокий коэффициент теплоотдачи прикосновением, чем продольное омывание при прочих одинаковых условиях.

Расчёт поверхностей нагрева котлоагрегата

Для первого газохода два основных уравнения расчёта конвективных поверхностей принимают вид:

$$Q_{\kappa_1} = I'_{\kappa_1} - I''_{\kappa_1} - Q_{\kappa_1}^{H_2O} \quad \text{ккал/кг}$$

$$Q_{\kappa_1} = \frac{H_{\kappa_1} k_{\kappa_1} \Delta t_{\kappa_1}}{B} \quad \text{»}$$

При проверочном расчёте принимают ориентировочно температуру продуктов горения на выходе из газохода, подсчитывают Δt_{κ_1} , по номограммам находят k_{κ_1} и из второго уравнения получают Q_{κ_1} .

Подставляя полученное значение Q_{κ_1} в первое уравнение, находят I''_{κ_1} и по

табл. 12 или $I-t$ диаграмме получают температуру продуктов горения на выходе из газохода $t''_{к1}$.

Если расхождение между подсчитанной и принятой температурой будет не более 10° , расчёт считается проведённым правильно, и для дальнейшего расчёта принимается полученная при подсчёте $t''_{к1}$. Если же расхождение лежит в пределах $10-50^\circ$, коэффициент теплопередачи не пересчитывают, а уточняют температурный напор $\Delta t_{к1}$, теплосодержание газов $I''_{к1}$ и температуру их $t''_{к1}$ на выходе из газохода.

В расчёте коэффициента теплоотдачи излучением первого газохода следует ввести поправку на то, что при расчёте топки уже учтено излучение на часть поверхности нагрева первого газохода, а именно в расчёт общего коэффициента теплопередачи первого газохода следует подставлять

$$\alpha'_a = \alpha_a \frac{H_{к1} - H_p^k}{H_{к1}} \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

В примерном расчёте котлоагрегата Шухова-Берлина принимаем ориентировочно $t''_{к1} = 790^\circ$.

Находим

$$\Delta t_{к1} = \frac{(t'_{к1} - t_n) - (t''_{к1} - t_n)}{2,3 \lg \frac{(t'_{к1} - t_n)}{t''_{к1} - t_n}} = \frac{(1173 - 194,13) - (790 - 194,13)}{2,3 \lg \frac{1173 - 194,13}{790 - 194,13}} = 777^\circ.$$

Находим температуру потока газов

$$t_{ном} = \Delta t_{к1} + t_n = 777 + 194,19 = 971^\circ.$$

Подсчитываем по сечению газохода $F_{к1} = 4,75 \text{ м}^2$ среднюю скорость продуктов горения

$$w_{к1} = \frac{BV_{г1}^k (t_{ном} + 273)}{3600 \cdot 273 F_{к1}} = \frac{1295 \cdot 9,684 \cdot (971 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 4,75} = 3,37 \text{ м/сек}.$$

По номограмме в книге «Нормы теплового расчёта котельного агрегата» находим:

$$\alpha_c^{к1} = 20,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}; \quad \alpha_a^{к1} = 9,8 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C};$$

$$\alpha_a^{H_2O} = 2,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C} \text{ и общий коэффициент теплопередачи}$$

$$k_{к1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c^{к1}} + \frac{1}{\alpha_a^{к1}}} = 0,85 (20,5 + 11,3) = 27,0 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C};$$

$$\alpha'_a = (\alpha_a^{к1} + \alpha_a^{H_2O}) \frac{H_{к1} - H_p^k}{H_{к1}} = (9,8 + 2,5) \cdot \frac{105 - 8,3}{105} = 11,3 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}.$$

Затем определяем

$$Q_{к1} = \frac{H_{к1} k_{к1} \Delta t_{к1}}{B} = \frac{105 \cdot 27,0 \cdot 777}{1295} = 1705 \text{ ккал/кг}.$$

Находим потерю газохода в окружающую среду

$$Q_5^{к1} = \frac{q_5 - q_5^m}{100n} Q_n = \frac{1,8 - 0,9}{200 \cdot 4} \cdot 6280 = 14 \text{ ккал/кг}$$

и определяем

$$I''_{к1} = I'_{к1} - Q_{к1} - Q_5^{к1} = 4411 - 1705 - 14 = 2692 \text{ ккал/кг},$$

чему по табл. 12 соответствует $t''_{к1} = 788^\circ$.

Расчёт перегревателя

После первого газохода переходим к расчёту пароперегревателя по двум основным уравнениям:

$$Q_{п.п} = \frac{D_{к.а}^{6p} (i_k^n - i'')}{B} \text{ ккал/кг}$$

и

$$I''_{n,n} = I'_{n,n} - Q_{n,n} - Q_5^{n,n} + \Delta \alpha V_0 (Cl) \text{ ккал/кг.}$$

Подстановкой соответствующих величин в первое уравнение получаем

$$Q_{n,n} = 388 \text{ ккал/кг,}$$

а из второго уравнения находим

$$I''_{n,n} = 2292 \text{ ккал/кг и из табл. 12 } t''_{n,n} = 658^\circ.$$

Тепло присоса холодного воздуха подсчитывают по формуле

$$\Delta \alpha V_0 (Cl)_{x,a} = 0,05 \cdot 6,26 \cdot 6,2 = 2 \text{ ккал/кг.}$$

После этого по формуле для температурного перепада подсчитывают $\Delta t_{n,n} = 503^\circ$ и температуру потока

$$t_{nom}^{n,n} = \Delta t_{n,n} + \frac{t_{n,n} + t_n}{2} = 503 + \frac{300 + 194,13}{2} = 750^\circ.$$

Подобрав по конструктивным соображениям высоту пакета пароперегревателя и шага трубок, находят скорость продуктов горения $w_2^{n,n} = 4,3 \text{ м/сек}$, а затем по номограммам

$$\alpha_c^{n,n} = 33,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}; \quad \alpha_a^{RO_2} = 8,3 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С};$$

$$\alpha_a^{H_2O} = 1,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}.$$

Находят скорость пара в трубках пароперегревателя по формуле

$$w_n = \frac{D_{к.а}^{бр} \frac{v_{n,n} + v''}{2}}{3600 \cdot 0,785 d^2 n} = \frac{8500 \frac{0,1559 + 0,1435}{2}}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,032^2 \cdot 20} = 22 \text{ м/сек.}$$

Среднюю скорость пара при нормальной производительности котлоагрегата рекомендуют выбирать для средних давлений 15—20 м/сек и для высоких 8—12 м/сек.

По соответствующей номограмме в книге ЦКТИ норм теплового расчёта котельного агрегата находим коэффициент теплоотдачи от стенки к пару

$$\alpha_2 = 720 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}.$$

Поверхность нагрева пароперегревателя подсчитывают по формуле

$$H_{n,n} = \frac{B Q_{n,n}}{\Delta t_{n,n} k_{n,n}} \text{ м}^2;$$

$$k_{n,n} = \xi \frac{(\alpha_c^{n,n} + \alpha_a^{RO_2} + \alpha_a^{H_2O}) \alpha_2}{\alpha_c^{n,n} + \alpha_a^{RO_2} + \alpha_a^{H_2O} + \alpha_2} =$$

$$= \frac{(33,5 + 8,3 + 1,5) 720}{33,5 + 8,3 + 1,5 + 720} = 30,6 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}.$$

Подставляя все найденные величины, находят $H_{n,n} = 32,7 \text{ м}^2$ и оформляют соответствующим образом пароперегреватель.

Расчёт второго газохода

Второй газоход рассчитывают таким же методом, как и первый.

Задаются $t''_{k_2} = 520$, находят $\Delta t_{k_2} = 393$ и $t_{nom}^{k_2} = 587,13^\circ$.

После этого подсчитывают среднюю скорость продуктов горения по сечению второго газохода ($2,3 \text{ м}^2$) $w_{2k} = 5,2 \text{ м/сек}$.

Находят по номограммам:

$$\alpha_c^{k_2} = 25,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}; \quad \alpha_a^{RO_2} = 3,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С};$$

$$\alpha_a^{H_2O} = 0,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}; \quad k_{k_2} = 29,5 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{С}.$$

и подсчитывают по поверхности нагрева второго газохода, равной 49 м^2 , значение $Q_{\kappa_2} = 439 \text{ ккал/кг}$.

Затем находят $I''_{\kappa_2} = 1841 \text{ ккал/кг}$ и соответствующую ему по табл. 12 $t''_{\kappa_2} = 523^\circ$.

Расчёт третьего и четвёртого газоходов

Третий и четвёртый газоходы рассчитывают как один газоход— по методике расчёта первого и второго газоходов.

В результате получают (поверхность нагрева третьего и четвёртого газоходов равна 91 м^2) $I''_{\kappa_{3,4}} = 1286 \text{ ккал/кг}$ и по табл. 12 $t''_{\kappa_{3,4}} = 374^\circ$.

Расчёт водяного экономайзера

В завершение рассчитывают водяной экономайзер.

Так как известны температуры продуктов горения на входе и выходе их из водяного экономайзера, можно найти количество тепла, переданного воде по формуле

$$Q_{\text{э.в}} = I'_{\text{э.в}} - I''_{\text{э.в}} - Q_{\text{г.в}} + \Delta \alpha_{\text{э.в}} V_0 (Ct)_{\text{э.в}} = \\ = 1286 - 717 - 14 + 0,1 \cdot 6,26 \cdot 6,1 = 557 \text{ ккал/кг.}$$

Тепло содержание воды на выходе из экономайзера

$$i''_{\text{в}} = i_{\text{н.в}} + \frac{B Q_{\text{э.в}}}{D_{\kappa.а}^{\text{б.р}} + d_{\text{н.р}}} = i_{\text{н.в}} + \frac{B Q_{\text{э.в}}}{D_{\kappa.а}^{\text{б.р}} \left(1 + \frac{p}{100}\right)} \text{ ккал/кг,}$$

где $p = 5\%$ — принятый процент продувки.

Подставляя значения величин, входящих в формулу, находят $i''_{\text{в}} = 91 \text{ ккал/кг}$.

Температура воды на выходе из некипящего экономайзера должна быть по крайней мере на 30° ниже температуры кипения воды при давлении в котле.

Скорость воды в некипящем экономайзере должна быть не ниже $0,3 \text{ м/сек}$, а в кипящем — не менее $0,5-0,6 \text{ м/сек}$.

В кипящем экономайзере надлежит рассчитывать отдельно поверхности нагрева кипящей и некипящей частей: первую по методике расчёта первого и второго газоходов, вторую — по методике расчёта водяного экономайзера.

Для проверки правильности проведённого теплового расчёта подсчитывают по стороне продуктов горения:

$$Q_{\text{г.в}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{б.р}} - (Q_{\text{т}} + Q_{\kappa_1} + Q_{\text{н.н}} + Q_{\kappa_2} + Q_{\kappa_{3,4}}) \text{ ккал/кг.}$$

Для примерного расчёта $Q_{\text{г.в}} = 6280 \cdot 0,758 - (1117 + 1705 + 388 + 439 + 555) = 546 \text{ ккал/кг}$.

Полученная невязка расчёта составляет $\frac{557 - 546}{6280} \cdot 100 = 0,175\%$.

Допускаемая невязка расчёта по отношению к теплотворной способности топлива должна быть не более $0,3\%$.

Расчёт воздухоподогревателя

Если в конце котлоагрегата находится воздухоподогреватель, то его расчёт проводят по уравнениям

$$Q_{\text{в.н}} = V_0 (\gamma_{\text{т}} - \Delta \gamma_{\text{н.с}}) [(Ct)_{\text{г.в}} - (Ct)_{\text{в.в}}] \text{ ккал/кг.}$$

Это уравнение даёт количество тепла, переданного воздуху в воздухоподогревателе по воздушной стороне.

По газовой стороне

$$Q_{g,n} = I'_{g,n} - I''_{g,n} - Q_5^{g,n} + \Delta\alpha_{g,n} V_0 (Ct)_{x,g} \text{ ккал/кг,}$$

где $\Delta\alpha_m$ — присос холодного воздуха в топку, принимаемый равным 0,1.

$\Delta\alpha_{n,c}$ — присос холодного воздуха в пылеприготовительную систему, принимают 0,05—0,15 в зависимости от сложности схемы.

Поверхность нагрева рассчитывают по формуле

$$H_{g,n} = \frac{B Q_{g,n}}{\Delta t_{g,n} k_{g,n}}.$$

При влажных топливах необходимо ещё определить температуру так называемой «точки росы», под которой понимают такую температуру продуктов горения, при которой находящийся в составе продуктов горения топлива водяной пар начинает конденсироваться и оседать на поверхности нагрева. Если температура стенки, которую омывают продукты горения, будет ниже температуры точки росы, на стенке начнёт конденсироваться влага, которая, особенно при наличии в газах сернистых соединений, приведёт к быстрой коррозии (ржавлению этих стенок).

Поэтому, если последней поверхностью нагрева является водяной экономайзер, то необходимо, чтобы температура холодной воды была выше температуры точки росы на 5—10°.

Если последней поверхностью является воздухоподогреватель, надо, чтобы температура стенки также была на несколько градусов выше температуры точки росы.

Температуру стенки воздухоподогревателя определяют по формуле

$$t_{cm} = \frac{\alpha_1 t_{газ} + \alpha_2 t_{возд}}{\alpha_1 \alpha_2},$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке и от стенки к воздуху;

$t_{газ}$ и $t_{возд}$ — температуры газа на выходе и воздуха на входе в воздухоподогреватель.

Температуру точки росы определяют, подсчитав парциальное давление водяных паров в продуктах горения:

$$P_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_g} \frac{b - h}{735,6} \text{ атм,}$$

где b — барометрическое давление в котельной в мм рт. ст.;

h — разрежение в газоходе в мм вод. ст.

По найденному парциальному давлению водяного пара в продуктах горения с помощью таблиц для насыщенного водяного пара находят соответствующую данному давлению температуру кипения, которая и будет температурой точки росы.

Средние значения температуры точки росы для наиболее распространённых топлив следующие:

антрацит (воздушное дутьё)	25°
донецкий уголь Д	42°
челябинский уголь	43°
мазут (механическое распыливание)	45°
подмосковный уголь	50°
торф ($W^p = 40\%$)	55°

Наличие в продуктах горения сернистых соединений приводит к сильному повышению температуры точки росы (табл. 20).

Таблица 20

Влияние содержания сернистого ангидрида на температуру точки росы

Содержание сернистого ангидрида в газах в % по объёму	Температура точки росы в град. при P_{H_2O}		
	0,051	0,085	0,25
0,0000	33	43	66
0,0005	63	68	87
0,0010	86	91	105
0,0015	101	107	119
0,0020	116	121	130
0,0025	127	131	139
0,0050	155	156	162

Чтобы избежать «потения» хвостовых поверхностей, повышают температуру подогреваемых веществ, а именно: в водяных экономайзерах подогревают воду до ввода в экономайзер, а в воздухоподогревателях — возвращают на всос вентилятора часть подогретого воздуха.

Минимальная температура входящего в воздухоподогреватель воздуха должна быть выше 53° для торфа и подмосковного угля (кроме случая центрального пылеприготовления), для челябинского угля — 40° и для угля АШ — 25° .

3. ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ И КОНСТРУКЦИИ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ КАМЕННЫХ УГЛЕЙ

Соединение горючих элементов топлива с кислородом воздуха может происходить медленно, с выделением небольшого количества тепла за единицу времени (окисление) и бурно — с быстрым выделением большого количества тепла (горение).

Если подогреть топливо и воздух до температуры воспламенения, то при этой температуре будет иметь место переход от медленного окисления топлива к бурному горению. В табл. 21 приведены значения температур воспламенения при атмосферном давлении.

Таблица 21

Температура воспламенения при атмосферном давлении

Горючий газ или топливо	Температура воспламенения в $^\circ\text{C}$
Водород H_2	600
Окись углерода CO_2	650
Метан CH_4	650—750
Дрова, торф, молодой бурый уголь	250
Каменный уголь	300—350
Антрацит, тощий уголь, кокс	650—700

При горении топлива получают газообразные продукты горения — углекислота CO_2 , водяной пар H_2O , азот и др. газы, а также твёрдые продукты — шлак и зола. Для того чтобы начавшийся в данном месте (очаге горения) процесс горения продолжался в дальнейшем, необходимо соблюдение следующих условий:

1. Непрерывный подвод топлива и воздуха в количестве, необходимом для горения.

2. Непрерывный отвод газообразных и твёрдых продуктов горения.

3. Поддержание температуры в очаге горения более высокой, чем температура воспламенения данного топлива.

Поддержание в очаге горения необходимой для горения температуры, большей температуры воспламенения, требует подогрева топлива и воздуха до этой температуры.

Количество тепла, идущее на такой подогрев, весьма значительно: для каменных углей с $W^p = 2,5\%$ оно составляет 22,4% от теплотворной способности Q_n^p , для сырого бурого угля с $W^p = 50\%$ это необходимое тепло составляет 26,1% от Q_n^p . При этом подавляющая часть этого тепла затрачивается на подогрев воздуха, идущего на горение топлива. Поэтому предварительный подогрев воздуха облегчает воспламенение топлива и делает более устойчивым процесс горения.

Соблюдение условия о поддержании в очаге горения надлежащей температуры требует, чтобы отвод тепла из очага горения имел определённую величину. Особенно это важно в отношении передачи тепла лучеиспусканием от горящего топлива на холодные поверхности нагрева котла: чем больше балласта содержит топливо, чем ниже его теплотворная способность, тем меньшую часть тепла можно передавать прямым лучеиспусканием на поверхности нагрева.

Подведённая в очаг горения порция свежего топлива проходит следующие этапы горения: 1) подогрев, 2) подсушку, 3) разложение на летучие горючие газы и кокс, 4) воспламенение, 5) горение горючих летучих, 6) горение кокса, 7) образование шлака и выжиг кокса в шлаке.

Первые три этапа для своего протекания требуют подвода тепла извне и называются подготовительной фазой. Горение летучих горючих и кокса сопровождается выделением тепла и называется фазой горения. Последний этап составляет фазу выжига горючих в шлаке.

Топки котлоагрегатов

Горение топлива в котлоагрегатах происходит в топках. Вследствие большого разнообразия топлив, типов котлоагрегатов и их производительности существуют различные конструкции топочных устройств.

Основных способов сжигания топлив имеется два — слоевой и камерный.

При слоевом способе сжигания топливо сжигается на неподвижной или медленно движущейся решётке, т. е. топливо практически неподвижно относительно проходящего мимо него воздуха; при камерном — топливо подается в виде пыли механически, в смеси с воздухом, увлекающим это топливо, т. е. перемещаясь лишь незначительно относительно воздуха.

Слоевым способом можно сжигать только твёрдые виды топлива, камерным все виды — газообразное, жидкое и твёрдое топливо в пылевидном состоянии.

Топки для слоевого сжигания можно разбить на такие группы:

1. С неподвижным слоем топлива: а) ручные колосниковые решетки; б) механические (с верхним забросом).

2. С движущимся слоем топлива: а) движение за счёт силы тяжести — так называемые полумеханические топки (наклонные и ступенчатые решетки, шахтные топки); б) движение вместе с решёткой (цепные решетки); в) движение под действием механизмов (наклонно-переталкивающие, с нижней подачей, каскадные решетки и др.).

Камерные топки разделяются на топки для твёрдых (с твёрдым или жидким шлакоудалением), жидких и газообразных топлив.

Существуют топки промежуточные, где топливо сжигается в топке при движении его в объёме топки: пневматические топки; топки с кипящим слоем и др.

Кроме того, имеются топки комбинированные, где происходит слоевое сжигание со сжиганием пыли или мелочи во взвешенном состоянии в объёме топки; топки для сжигания газа с пылью и др.

Интенсивность работы как слоевых, так и камерных топок характеризуется видимым тепловым напряжением объёма топочной камеры

$$\frac{Q}{V_m} = \frac{B Q_n^p}{V_m} \text{ ккал/м}^3\text{час,}$$

где V_m — активный объём топочной камеры в м^3 ;
 B — часовой расход топлива в кг/час .

Слоевые топки

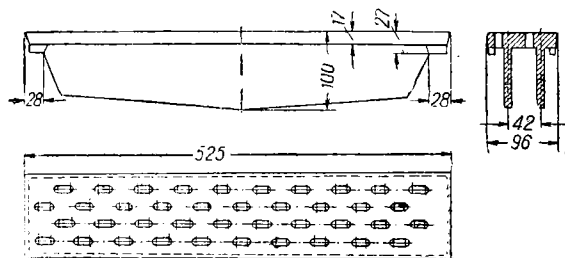
В слоевых топках топливо горит в слое, находящемся на колосниковой решётке. Поверхность слоя топлива, на которой протекают все фазы горения, называется зеркалом горения, интенсивность работы которого характеризуется видимым тепловым напряжением зеркала горения.

$$\frac{Q}{R} = \frac{B Q_n^p}{R} \text{ ккал/м}^2\text{час,}$$

где R — площадь зеркала горения в м^2 .

Ручные колосниковые решётки являются весьма распространённым типом топок для сжигания твёрдых топлив в котлоагрегатах малой производительности до 6—8 т пара в час.

Топливо находится на плоской колосниковой решётке, воздух проходит через слой топлива благодаря разности давлений под и над решёткой. Эта разность давлений создаётся или тягой дымовой трубы, дающей в топке разрежение, или подпором под решёткой, создаваемым вентилятором или паровым дутьём.



Фиг. 1. Плиточный колосник.

Колосниковая решётка состоит из колосников балочной формы или плиточных (фиг. 1).

Между балочными колосниками и в плиточных колосниках имеются отверстия для прохода воздуха. Отношение площади этих отверстий к площади всей решётки

в процентах носит наименование живого сечения решётки.

Плиточные колосники имеют малое живое сечение (5—15%), образованное отверстиями круглой формы или щелями.

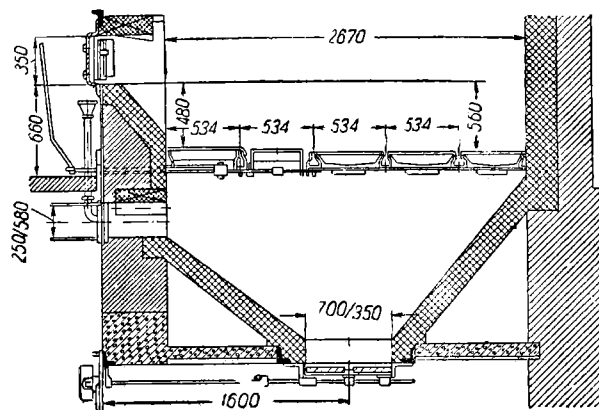
Топливо на решётку забрасывается через шуровочные дверцы, относительно которых решётка опущена для возможности образования определённой толщины слоя топлива. Для каменных углей понижение решётки составляет примерно 200 мм.

Пространство под решёткой называется поддувалом и имеет зольные дверцы, через которые поддувало очищается от провала. Размеры решётки выбираются такими, чтобы её мог легко обслужить человек: длина решётки обычно должна быть не более 2,2 м, ширина решётки на одни шуровочные дверцы 1,0 м, высота шуровочных дверец под пол котельной 0,7—0,8 м. Легкоплавкая зола зашлаковывает решётку. Для борьбы с этим явлением следует увеличить охлаждающие свойства воздуха добавкой к нему водяного пара или удлинить путь расплавленной золы от места её расплавления до колосников путём образования под слоем горящего топлива так называемой шлаковой подушки. На решётках с малым живым сечением шлак получается более ноздреватым и пористым, чем на решётках с балочными колосниками.

Сопротивление слоя топлива во времени неодинаково: после заброса свежего топлива оно велико, так как слой топлива имеет наибольшую величину. По мере сгорания топлива толщина слоя уменьшается, сопротивление его падает и поступление воздуха в топку увеличивается. Потребность же в воздухе находится в обратной зависимости, т. е. при забросе топлива воздуха требуется больше, чем при прогаре шлака.

Для обеспечения потребности в воздухе при выделении летучих горючих в некоторых типах топок применяют разделение всего необходимого для горения воздуха на первичный воздух, подводимый нормальным путём под колосники, и вторичный, который вводится в топочный объём в месте, где выделяются летучие горючие вещества. При этом для улучшения его перемешивания с летучими горючими рекомендуется вводить его с большими скоростями порядка 50—60 м/сек.

Ручная колосниковая решётка благодаря хорошему протеканию подготовительной фазы позволяет эффективно сжигать практически любые угли.



Фиг. 2. Ручная колосниковая решётка для каменного угля.

Необходимо отметить некоторую особенность при сжигании антрацита — топлива, имеющего небольшое содержание летучих горючих, благодаря чему почти всё тепло, выделяющееся при горении антрацита, сосредоточивается в слое. Чтобы предохранить решётку от повреждения вследствие высоких температур слоя, антрацит сжигают в толстом слое на шлаковой подушке. Такая организация сжигания влечёт за собой повышение сопротивления слоя и необходимость создания значительного подпора воздуха в поддувале при помощи вентилятора или парового дутья.

Обслуживание ручной колосниковой решётки заключается в загрузке топлива, наблюдении за слоем топлива — одинаковой его толщиной и сопротивлением, что осуществляется при помощи шурования слоя и очистки решётки от образовавшихся на ней шлаков.

На фиг. 2 показана типичная ручная колосниковая решётка для каменных углей. Топка оборудована вентиляторным и паровым дутьем. Очистка топки от шлаков производится в шлаковый бункер через огрокидные колосники.

Норма нагрузки кочегара на ручной колосниковой решётке в среднем составляет 700—800 кг угля в час.

Из операций по обслуживанию ручной колосниковой решётки часто механизуют только загрузку топлива. Для этого применяют или механические забрасыватели, или же топливо подаётся на шуровочную плиту при помощи шнека, а с шуровочной плиты в топку вдувается струями пара.

Для механической загрузки топлива в топку требуется сортность углей по размерам, и всё же для обеспечения равномерного покрытия решётки свежим топливом требуется вмешательство кочегара.

Расчётные параметры ручных топок приведены в табл. 22.

Расчётные параметры ручных топок

Наименование величин	Плоские колосниковые решётки						Шахтные топки		Фин- ские топки	
	Антрациты			Каменные угли спекающиеся	Каменные угли неспекающиеся	Бурые угли влажностью		Торф $W^p = 40\%$ $A^c = 10\%$	Дрова $W^p = 40\%$	Щепы $W^p = 40$ — 50%
	сортиро- ванные	несортиро- ванные	АРШ 85% ПЖ 15%			до 25%	свыше 25%			
Допустимое види- мое теплонпряжени- е активной части зер- кала горения $\frac{B Q_n^p}{R}$ при нормальной на- грузке в 1000 ккал/м ² час	1000	800	900	900	900	900	800	1100	1100	800
Допустимое види- мое теплонпряжени- е топочного объёма $\frac{B Q_n^p}{V_m}$ при нормаль- ной нагрузке в 1000 ккал/м ² час	300	300	300	250	250	250	250	300	300	300
Необходимое дав- ление воздуха под решёткой при макси- мальной нагрузке, в мм вод. ст.	80	100	100	50	50	50	50	40	40	30

Для котлоагрегатов производительностью больше 8 т/час ручную колосниковую решётку заменяют механической топкой.

Из механических топок для сжигания каменных углей наиболее применяется в СССР цепная решётка.

В топке с цепной решёткой механизированы следующие операции по сжиганию топлива: загрузка, транспортирование топлива в топку и удаление шлака.

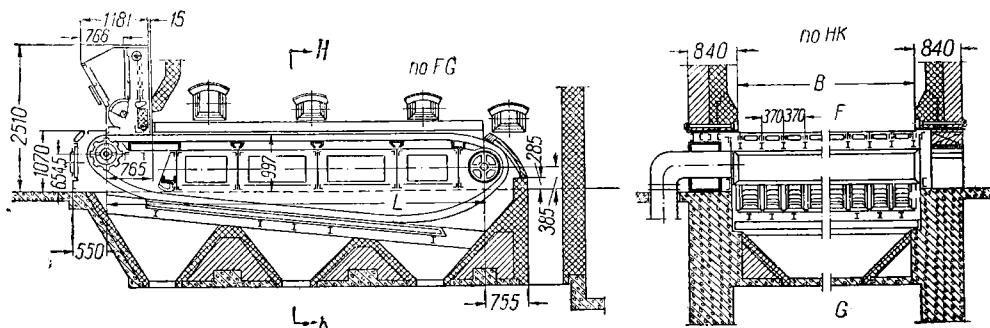
Производить шуровку сама цепная решётка не может, и поэтому на ней нельзя сжигать спекающихся углей, а также топлив сильно растрескивающихся при горении — тощих углей, мелкозернистых антрацитов (АШ) и топлив с большой зольностью ($A^c > 40\%$).

Представленная на фиг. 3 беспровальная цепная решётка, изготавливаемая топкостроительным заводом «Комега», представляет бесконечную ленту колосников, движущуюся со скоростью от 4 до 27 м/час.

Топливо на решётку поступает через загрузочный ковш, и количество топлива регулируется при данной скорости решётки регулятором слоя — передвижным шибером, посредством которого можно изменять толщину слоя топлива, поступающего из загрузочного ковша на решётку.

Приводится решётка в движение электродвигателем постоянного или переменного тока с регулируемым числом оборотов. Необходимая мощность электропривода составляет 0,1—0,15 квт на 1 м² решётки. Электродвигатель соединён с приводным валом решётки редуктором типа ТР-1 или ТР-3.

Приводной передний вал решётки вращает передний барабан с находящимися на нём звёздочками, число которых равно числу цепей, на которые разбита решётка по ширине. В табл. 23 приведены основные данные беспровальных цепных решёток (БЦР), схематическое изображение которых дано на фиг. 3.



Фиг. 3. Цепная решётка типа БЦР.

Полотно этого типа решёток образовано колосниками, которые закреплены шарнирно одним концом и накладываются друг на друга подобно чешуе. Форма этих колосников такова, что провал задерживается в нижних пазах колосников и при ходе решётки сбрасывается с колосников при переходе их через задний барабан.

Таблица 23

Решётки БЦР (по номенклатуре 1948 г.)

Ширина решётки в мм	Длина между центрами валов в мм	Активная площадь зр-кала горения в м ²	Вес решётки нетто		Число цепей	Тип редуктора
			для угля	для торфа		
1560	5600	7,0	16,4	21,5	5	ТР-1
1930	5500	8,5	18,8	24,0	6	ТР-1
2300	5500	10,5	23,0	27,7	7	ТР-1
3040	5000	14,0	27,4	32,6	9	ТР-3
1930	6500	10,5	21,9	27,1	6	ТР-1
2300	6500	13,0	24,5	31,1	9	ТР-3
2300	6500	13,0	24,5	31,1	7	ТР-1
3040	6500	17,0	33,3	38,5	9	ТР-3
4500	6500	25,0	46,3	—	13	ТР-3
4520	7900	32,0	51,8	—	13	ТР-3

Живое сечение решётки, т. е. отношение площади просветов ко всей площади решётки, составляет 6%. Воздух для горения топлива подаётся в отдельные камеры по зонам.

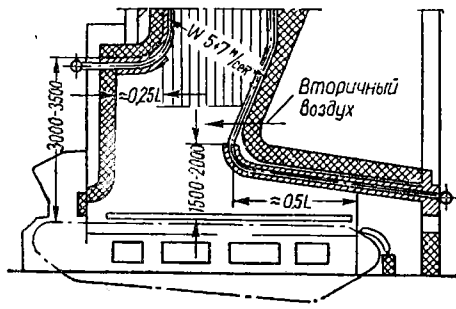
Для ширины решёток в пределах 3—3,5 м число зон четыре, и подача воздуха производится с одной стороны решётки.

Целесообразно применение подогрева воздуха: для углей — до 200°, для торфа и щепы — до 300°.

Характеристики работы цепных решёток для топлив, которые можно сжигать на этих решётках, приведены в табл. 24.

В зависимости от сорта сжигаемого топлива топка с цепными решётками должна иметь соответствующую конфигурацию. Так, например, на фиг. 4 показана конфигурация топки для трудносжигаемого топлива — антрацита.

Качество работы топочного объема в направлении уменьшения потерь от механической и химической неполноты горения улучшают введением острого дутья. Для этого из всего количества воздуха, необходимого для горения топлива, 6—8% подают в топочный объем отдельными струями со скоростью на выходе из отверстий 50—70 м/сек.



Фиг. 4. Конфигурация топки для антрацита.

Для осуществления острого дутья необходимо дополнительно ставить вентиляторы, которые способны создать напор 300—400 мм вод. ст.

До перехода на решетки типа БЦР промышленность СССР изготовляла топки типа ЦКТИ следующих размеров (ширина × длину между осями звездочек): для угля — 440 × 6250 мм; для торфа 45 × 7765 мм; 4500 × 7200; 4400 × 6250 мм.

Таблица 24

Расчётные параметры топки с решётками БЦР

Марка и сорт топлива	Видимое теплонеприятие зеркала горения при нормальной нагрузке 10^3 ккал/м ² час	Теплонеприятие топочного объема при нормальной нагрузке 10^3 ккал/м ² час	Потери в топке от механической неполноты горения в %		Коэффициент избытка воздуха с учетом присоса	Необходимое давление воздуха под решеткой при максимальной нагрузке в мм вод. ст.	Максимальная допустимая температура воздуха под решеткой в град.
			Нормальная нагрузка	Максимальная нагрузка			
Антрациты:							
АС	1200	300	8	10	1,25	100	200
АСШ или АРШ с размерами кусков не более 30 мм	800	300	10	13	1,45	80	200
Каменные угли слабо и умеренно спекающиеся (донецкие Г, Д, прокопьевские)							
сортированные	1300	300	6	8	1,25	60	200
рядовые	1100	300	7	10	1,30	60	200
Угольные отходы, отсе-вы, мелочь и т. п.	800	300	10	13	1,4—1,5	40	200
Бурые угли, зольностью до 25% (челябинские, среднеазиатские и др.) .	1000	300	7	8	1,30	50	250
Щепа влажностью до 50%, с содержанием опилка до 15%	1400	250	3	4	1,25	30	250
Кусковой торф влажностью 40% при зольности 10%	2100	350	2	3	1,3	60	250

Камерные топки

Из камерных топок в СССР наибольшее распространение имеют топки для сжигания твёрдого топлива в пылевидном состоянии.

Тонкость помола топлива определяют просевом на сите № 70, а затем на сите № 30. Характеристика сит дана в табл. 25.

Таблица 25

Характеристика сит для отсева пылевидного топлива

№ сит	Число отверстий на 1 см ²	Шаг проволоки в мк	Ширина отверстия в мк	Диаметр проволоки в мк
30	900	330	200	130
40	1600	250	150	100
50	2500	200	120	80
60	3600	165	100	65
70	4900	143	88	55
80	6400	125	75	50
100	10000	100	60	40

Примечание. Размеры даны в микронах (мк) — тысячных долях миллиметра.

Для определения остатка на каком-либо сите пробу пыли просеивают определённым методом через это сито и определяют, какой процент от пробы не прошёл через сито. Этот остаток принято обозначать буквой R с цифрой номера сита, обозначаемой индексом. Например, $R_{70} = 8\%$ обозначает, что пыль имеет тонкость помола, определяемую 8-процентным остатком на сите № 70.

Величина тонкости помола определяется вначале количеством летучих горючих в рабочем топливе, а затем стоимостью размола. В данное время рекомендуют доводить тонкость помола по остатку на сите до величин, указанных в табл. 26.

Таблица 26

Рекомендуемая для некоторых углей тонкость помола на сите № 70

Топливо	Остаток на сите в %
Антрацитовый штыб	6
Тоший (донецкий, аралчевский) уголь	8—10
Кизеловский уголь	20—25
Газовый »	20—25
Челябинский »	25
Подмосковный »	30—35

Поступающее на размол топливо проходит предварительную подготовку, заключающуюся в дроблении крупных кусков.

Системы пылеприготовления

Системы пылеприготовления могут быть замкнутыми и разомкнутыми. В наиболее распространённых замкнутых системах воздух, транспортирующий пыль, и влага — продукт подсушки топлива — поступают в топку; в системах разомкнутых — воздух с влагой выбрасываются наружу и в топку не поступают.

Для антрацитов и каменных углей наибольшее распространение на электростанциях Союза ССР имеет индивидуальная система пылеприготовления

стальными плитами, наполняется стальными шарами диаметром 50 или 40 мм. Коэффициент заполнения барабана шарами — отношение объёма, занятого шарами к полному объёму барабана, — обычно равен 0,2—0,3.

Барабан мельницы приводится во вращение электродвигателем через редуктор и зубчатую передачу.

В табл. 27 приведены основные данные о барабанно-шаровых мельницах, выпускаемых заводами СССР.

Таблица 27

Основные данные о барабанно-шаровых мельницах, выпускаемых заводами СССР

Старое обозначение типа	Новое обозначение типа	Объём барабана в м³	Скорость вращения барабана в об/мин.	Производительность по АШ при $R_{70} = 8\%$ в т/час	Соответствующая шаровая загрузка в т	Соответствующая нагрузка электродвигателя в кВт	Установленная мощность электродвигателя в кВт
Ш-8	232/380	16,0	20,8	9,5	22	230	260
	Ш250/390	19,1	23,0	11	24	312	320
Ш-12	287/430	27,8	19,8	14,5	34	380	380
М-1	287/470	30,4	20,5	16	34	510	520
Ш-16	287/410	33,0	19,4	16	34	480	520

Примечания. 1. В новом обозначении цифры указывают диаметр и длину бронированного барабана в см.

2. Типы Ш-8, Ш-12, Ш-16 с производства сняты. Остальные типы изготавливаются НКМЗ.

Мощность на валу двигателя мельницы может быть подсчитана по формуле

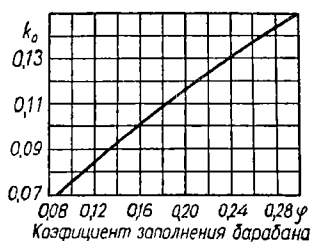
$$N_{\text{мот}} = k_0 n L D^3 (1 + 0,2 D) \text{ кВт},$$

где n — число оборотов мельницы в минуту;

L — длина барабана мельницы в м;

D — диаметр барабана мельницы в м;

k_0 — коэффициент, зависящий от коэффициента заполнения мельницы шарами φ (фиг. 7).



Фиг. 7. Зависимость k_0 (φ).

При размоле топлива шары, загруженные в мельницу, истираются, поэтому необходимо периодически, лучше ежедневно, добавлять известное количество шаров. Износ шаров и необходимые добавки их, временно установленные ОРГРЭС, приведены в табл. 28.

Через 2500—3000 час. работы необходимо производить сортировку всей шаровой загрузки мельницы с удалением мелочи диаметром 15 мм и меньше. При вращении барабана мельницы подаваемый в него сырой уголь ударами шаров и их относительным движением разбивается и растирается.

Таблица 28

Временные нормы износа и добавки шаров

Наименование угля	Износ	Добавок	Наименование угля	Износ	Добавок
	кг/т условного топлива			кг/т условного топлива	
Подмосковный	0,774	0,89	Челябинский, богословский, черемховский	0,239	0,275
Кизеловский	0,457	0,525			
АШ	0,422	0,485			
Донецкие газовый и тощий, артемовский, аралычевский, анжеро-судженский	0,291	0,335	Карагандинский, тварчельский, кемеровский, кизилкинский	0,165	0,190

Подаваемый в мельницу воздух вентилирует мельницу, подсушивает уголь и уносит готовую угольную пыль. Прошедший мельницу воздух снижает свою температуру. По условиям взрыва пыли температура воздуха за шаровой мельницей не должна превышать: для антрацита 130°, для тощих углей 120°, для остальных углей 70°. Для бурых углей с влажностью 30—35% и выше температуру можно увеличить до 75—80° С.

Смесь угольной пыли с несущим её воздухом поступает в сепаратор 6 (см. схему фиг. 5).

В сепараторе под воздействием центробежной силы из потока пыли отделяются частички, размер которых не удовлетворяет намеченной тонкости помола. Эти частички (возврат) поступают снова в мельницу. Регулирование тонкости помола достигается поворотом лопаток в сепараторе.

Из сепаратора воздух с готовой пылью поступает в циклон 9, в котором 85—92% пыли, внесённой воздухом, отделяется от воздуха и поступает в промежуточный бункер 11. Воздух же из циклона 9 отсасывается эксгаустером 7 и подаётся в воздухораспределительную коробку 8, откуда, смешавшись с подаваемой питателем пыли 12 угольной пылью, поступает через горелку 13 в топку.

Ёмкость промежуточного бункера пыли берут такой, чтобы обеспечить 2—2,5-часовую потребность котлоагрегата в топливе. Для каменных углей и антрацитов применяют питатели пыли ячейкового типа с приводом от электродвигателя с регулируемым числом оборотов.

Работу системы пылеприготовления с промежуточным бункером пыли ведут при максимальной производительности мельницы для уменьшения удельного расхода энергии на размо_л, останавливая систему, когда промежуточный бункер заполнен пылью.

Можно и при заполненном промежуточном бункере продолжать работу мельницы, передавая полученную угольную пыль в промежуточные бункеры соседних котлоагрегатов по передаточному шнеку 10.

Если подогрев воздуха недостаточен для подсушки топлива, отбирают из топки продукты горения и подмешивают их к воздуху, идущему в мельницу, как это указано на схеме.

На фиг. 8 показана схема пылеприготовления без промежуточного бункера и без циклона. Аэропыль после сепаратора 6 отсасывается эксгаустером 7 и подаётся в горелку. В некоторых случаях возможно обойтись и без сепаратора, что значительно упрощает схему. Подобные схемы могут быть применены в тех случаях, когда котлоагрегат работает при малоизменяющейся нагрузке.

Для мягких углей типа тощих и каменных средней сопротивляемости размо_лу и углей с малым выходом летучих при небольшой производительности котлоагрегатов применяют аэробильные мельницы типа А и типа Б, изготавливаемые заводом «Комега».

Аэробильные мельницы (фиг. 9) представляют собой такую же схему, как приведённая на фиг. 8, но смонтированную на одной фундаментной плите.

Характеристики аэробильных мельниц завода «Комега» приведены в табл. 29.

Таблица 29

Основные данные по аэробильным мельницам завода «Комега»

	Тип мельницы	
	А	Б
Производительность для донецкого тощего угля в <i>т/час</i> . . .	2,5	5,0
Мощность электродвигателя в <i>квт</i>	50	90
Число оборотов в минуту	1450	1450
Расход воздуха в <i>м³/час</i>	6000	8000
Напор вентилятора при 60° в <i>мм вод. ст.</i>	160	180
Допустимая температура воздуха в град.	400	400
Число бил	10	10
Вес мельницы в <i>т</i>	5,5	6,9

В табл. 30 приведены данные по износу деталей аэробильных мельниц при размоле подмосковного угля.

Таблица 30

Износ аэробильных мельниц при размоле подмосковного угля

Наименование деталей	Продолжительность работы деталей мельницы в часах	
	Тип А	Тип Б
Била	90—110	100—150
Броня дробильной камеры	200—250	250—280
Крыльчатки эксгаустеров	1500—1700	1700—1900
Броня эксгаустеров	1400—1500	1600—1700
Броня сепараторов пыли	1500—1700	1700—1900

Размол топлива в аэробильных мельницах, относящихся к типу быстроходных, производится ударом частичек угля о вращающиеся с большой окружной скоростью — 70—80 м/сек била и трением частиц топлива о рабочие элементы ротора.

Износ деталей можно уменьшить путём наплавки на изнашивающейся поверхности твёрдых сплавов.

Количество воздуха, транспортирующего пыль по системе пылеприготовления, в процентах от количества воздуха, необходимого для горения топлива, зависит от теплотворной способности топлива

Q_p^r в ккал/кг	2000	4000	5000	6000	ккал/кг
количество первичного воздуха в %	30—40	20—25	15—20	10—15	

Первичный воздух и остальной — вторичный воздух подаются в пылеугольную горелку, назначением которой является:

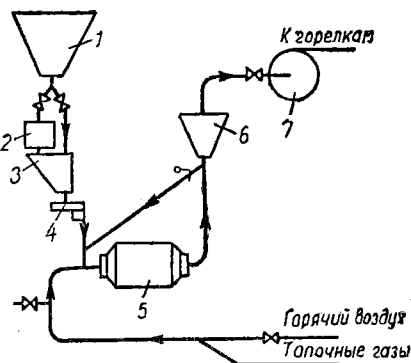
- 1) хорошее перемешивание первичного и вторичного воздуха в топке с пылью;
- 2) обеспечение равномерности скорости в устье первичного и вторичного воздуха;
- 3) создание необходимого угла разноса факела в топке для обеспечения зажигания.

По форме выходного сечения горелки бывают круглые и щелевые. Большее распространение получили круглые горелки, изготавливаемые промышленностью СССР в двух вариантах: турбулентные и типа Оргрэс.

Оптимальные скорости в м/сек первичного и вторичного воздуха в выходных сечениях этих горелок следующие:

	По первичному воздуху	По вторичному воздуху
антрацитовые штыбы	15—16	20—22
тощие угли	18—20	25
пламенные угли	25	28—30

Качественное, т. е. без потерь, сжигание мазута возможно только при условии максимального распыления его. Поэтому распыляемый мазут должен быть



Фиг. 8. Схема пылеприготовления без промежуточного бункера:

1—бункер сырого угля; 2—автоматические ковшевые весы; 3—весовой бункер сырого угля; 4—тарельчатый питатель сырого угля; 5—барабанно-шаровая мельница; 6—сепаратор; 7—эксгаустер.

NO PAGE IN ORIGINAL

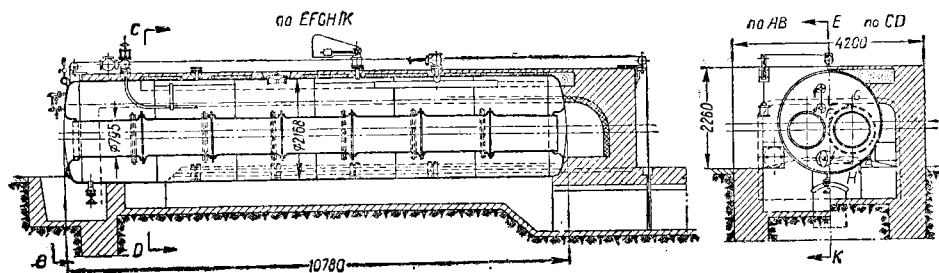
NO PAGE IN ORIGINAL

ной производительности, для котлоагрегатов с регуляторами перегрева — к нагрузке от 75 до 100% от номинальной.

4. Паропроизводительность и температура перегретого пара с учётом указанных отклонений должны быть обеспечены при изменениях температуры питательной воды в пределах $\pm 10^\circ$.

По величине производительности котлоагрегаты можно разбить примерно на три группы: малой производительности до 10 *т/час*, средней производительности от 10 до 50 *т/час* и большой производительности свыше 50 *т/час*.

У котлоагрегатов малой производительности частью котлоагрегата, производящей насыщенный пар, является паровой котёл, так как в подавляющем большинстве случаев экранирование топки отсутствует. Поэтому в котлоагрегатах малой производительности работу его оценивают по величине удельной паропроизводительности, равной количеству килограммов пара, производимого на одном квадратном метре поверхности нагрева парового котла в час.



Фиг. 10. Котёл с двумя жаровыми трубами.

Ниже приведён ряд конструкций котлоагрегатов, которые производятся или сняты с производства в последнее время.

Из котлоагрегатов с внутренним обогревом достаточно большое распространение в малых установках имеют жаротрубные котлы с одной или двумя жаровыми трубами.

Одножаротрубные котлы изготовлялись заводами СССР поверхностью нагрева от 15 до 75 m^2 , а двухжаротрубные — от 50 до 120 m^2 . Удельная паропроизводительность этих котлов 20—30 $кг/m^2 \cdot час$.

На фиг. 10 показан котёл с двумя жаровыми трубами. Ход продуктов горения у этих котлов следующий: жаровые трубы, бока цилиндрической части котла, после чего низ цилиндрической части котла и затем боров.

Жаротрубные котлы не очень требовательны к качеству питательной воды, легко очищаются от накипи, имеют большой водяной объём, хорошо работают при переменной нагрузке. Недостатки их: ограниченная наибольшая поверхность нагрева и в связи с этим ограниченная максимальная производительность, большое время и большой расход топлива на растопку, низкое давление пара, громоздкость и большой удельный расход металла.

Из других типов котлоагрегатов с внутренним обогревом следует указать на комбинированные локомотивные и паровозные котлы, у которых поверхность нагрева выполнена в виде жаровой трубы и дымогарных труб. Недостатками всех котлов подобного типа является жёсткость системы дымогарных труб, трудность очистки от накипи, невысокое давление пара.

На фиг. 11 показан вертикальный котёл типа Шухов — Сараф, изготовляемый заводами СССР, производительностью 0,2 до 1,0 *т/час* при давлении пара до 10 $кг/см^2$. Достоинством этих котлов является: несложность конструкции, малый объём, лёгкость установки, нетребовательность к питательной воде, простота обслуживания. Недостатком этих котлов является необходимость применять сортированное хорошее топливо. Конструкция этих котлов — поставленный вертикально жаротрубный котёл с пучками труб с внешним омыванием, пересекающим поток продуктов горения в жаровой трубе.

Современные котлоагрегаты с внешним обогревом являются главным образом водотрубными котлоагрегатами, т. е. поверхность нагрева их выполнена трубчатой с омыванием трубок снаружи продуктами горения, изнутри — нагреваемыми веществами — водой или паром.

По расположению труб эти котлоагрегаты бывают горизонтально-водотрубные (с углом наклона труб к горизонту $10-20^\circ$) и вертикально-водотрубные (с углом наклона труб к горизонту больше 60°).

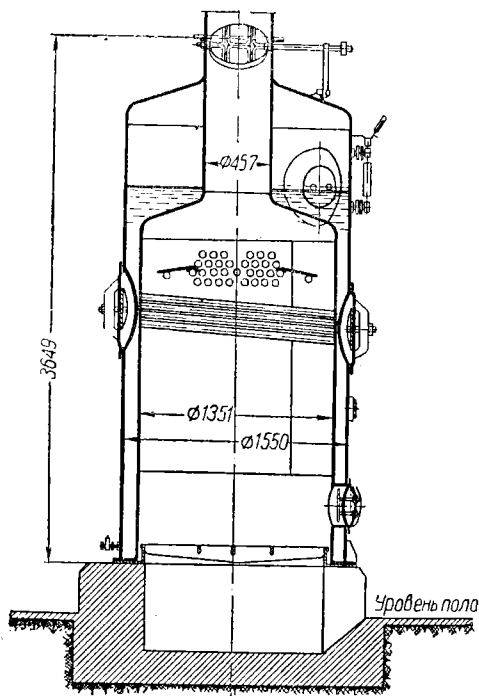
У горизонтально-водотрубных котлоагрегатов, имеющих сравнительно небольшую предельную паропроизводительность, следует отметить секционные горизонтально-водотрубные котлоагрегаты Шухова (фиг. 12) и Шухова-Берлина.

Оригинальная отечественная конструкция котла Шухова предусматривает:

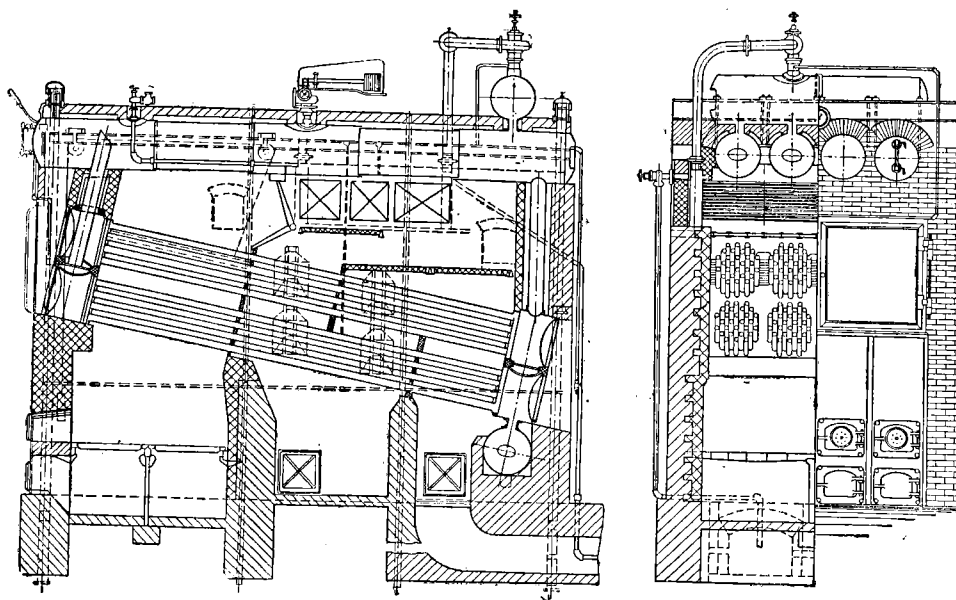
1. Нормализацию отдельных узлов котлоагрегата, с изготовлением их для запаса на склад завода, что даёт возможность образования котлоагрегатов большей производительности из однотипных деталей.

2. Облегчение монтажа и ремонта кипящих труб с установкой одной общей крышки на большое количество труб.

Котлы Шухова в основе имеют секции, каждая из которых состоит из 28 труб диаметром $70/76$ мм и длиной 4500 мм, ввальцованных в торцы барабанов диаметром 640 мм.



Фиг. 11. Вертикальный жаротрубный-водотрубный котёл Шухова-Сарафа производительностью 1 т/час.



Фиг. 12. Горизонтально-водотрубный котёл системы Шухова.

Отдельная ячейка состоит из двух расположенных по высоте одна над другой секций, присоединённых к расположенному выше барабану.

Поверхность нагрева котлов Шухова выполнялась от 62,5 до 310 м² с паропроизводительностью котлов от 1,0 до 7,0 т/час при давлении пара 13 ати. Число газоходов два или четыре, пароперегреватель устанавливается между первым и вторым газоходами.

Котлы Шухова с продольным барабаном обладают большой термической жёсткостью. Очистка труб от золы затруднена вследствие малого шага между трубами.

Кроме того, у этого типа котлов увеличение поверхности нагрева связано с увеличением количества продольных барабанов.

Более удачной является конструкция котлов Шухова-Берлина с поперечным барабаном, к которому прикрепляются отдельные секции. Каждая секция состоит из двадцати четырёх труб диаметром 70/76 мм, длиной 5560 мм. Поверхность нагрева каждой такой секции 35 м². В табл. 33 приведены основные данные котлов Шухова-Берлина.

Таблица 33

Основные данные котлов типа Шухова-Берлина (по номенклатуре 1948 г.)

Характеристика	Тип котла			
	A-2	A-3	A-5	A-7
Номинальная производительность в т/час	2,0—2,5	3,2—4,0	5,2—6,5	8,0—10,0
Число секций в шт.	2	3	5	7
Ширина котла в обмуровке в мм	2390	2860	3800	4740
Ширина котла в свету в мм	1110	1600	2620	3460
Вес котла нетто в т	7,3	9,17	13,53	17,65
Вес котла с каркасом в т	7,86	9,71	14,22	18,06
Ширина колосниковой решётки в мм	1290	1720	2580	3520
Поверхность нагрева перегревателя в м ²	—	18,8	27,6	38,3
	1,58	2,2	3,45	4,75
I ход	1,38	1,8	2,8	3,9
Живос сечение газоходов в м ² (в числителе для каменного угля и антрацита, в знаменателе для прочих топлив)	0,88	1,1	1,78	2,3
	0,96	1,2	1,95	2,5
	0,7	0,91	1,43	1,95
	0,8	1,05	1,65	2,25
IV »	0,65	0,78	1,3	1,75
	0,72	0,88	1,45	1,85

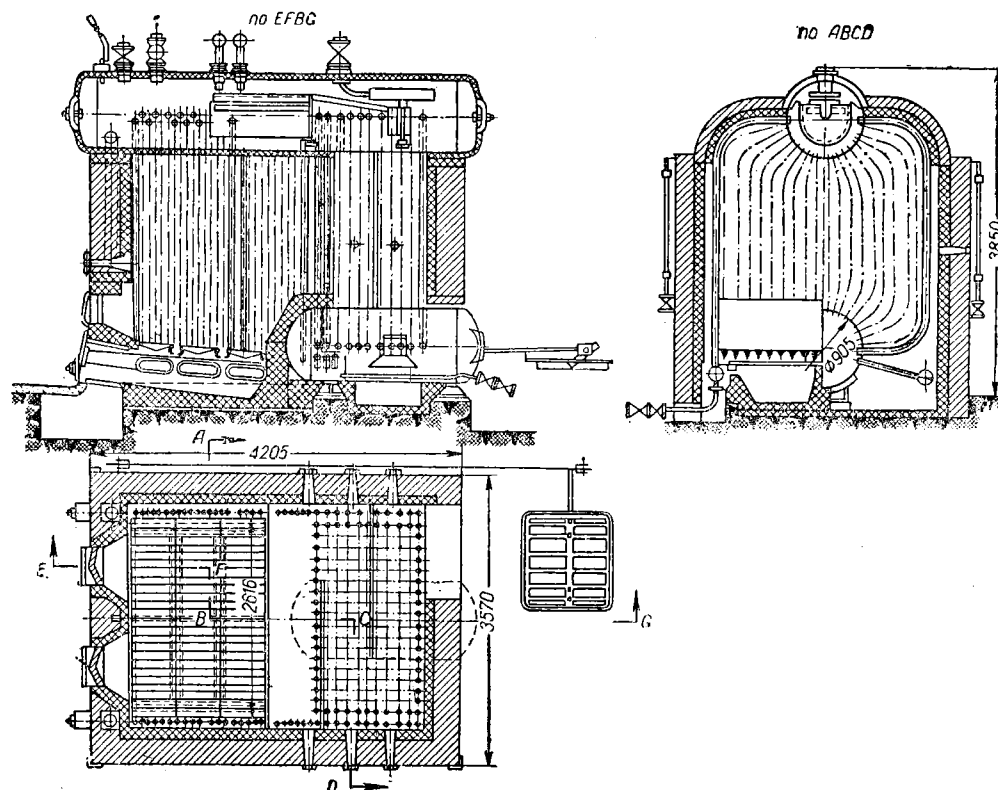
Примечание. Предельное давление 14 ати. Длина труб свода 5652—6164 мм, диаметр 108/100,5 мм. Длина опускных труб 2460—3040 мм, диаметр 102/94,5 мм; угол наклона кипящих труб 20°. Диаметр барабана 900/874 мм. Перегреватели поставляются отдельно для температуры пара 300°. Высота котла в обмуровке 7100 мм или 6800 мм. Длина котла в обмуровке с внутренней топкой 7220 мм, с выносной топкой 10320 мм.

Котлы Шухова-Берлина не полностью удовлетворяют запросы промышленности.

Для замены котлоагрегата Шухова-Берлина промышленность СССР начала выпуск небольших вертикально-водотрубных котлоагрегатов. Из них в первую очередь следует остановиться на транспортабельном котлоагрегате ЦКТИ, производительность которого при сохранении однотипных деталей составляет от 0,7 до 6,5 т/час, при объёме в три раза меньшем, чем котлоагрегаты Шухова-Берлина той же производительности и при расходе металла на 30% меньше.

Транспортабельный котлоагрегат ЦКТИ (фиг. 13) собирается вместе с каркасом, обмуровкой и обшивкой на заводе и в собранном виде транспортируется на место установки.

В конструкции котлоагрегата имеется экранированная топка; выход газов из топки с левой стороны котлоагрегата с неполным сечением газохода, после чего газы вертикальными перегородками направляются поперек труб и выходят в боров.



Фиг. 13. Транспортабельный котёл ЦКТИ.

Второй тип котлоагрегата малой производительности — вертикально-водотрубный котлоагрегат КРШ — Курочки, Рассудова и Шафрана (фиг. 14) с двумя барабанами. Ход продуктов горения по газоходам у котлоагрегата КРШ подобен транспортабельному котлоагрегату ЦКТИ.

Для большей паропроизводительности промышленность СССР выпускает котлоагрегаты, имеющие по 1948 г. маркировку ТП (для пыли) и ТС (для слоевого сжигания). Они имеют паропроизводительность от 12 до 30 *т/час* и выполнены в виде двухбарабанных вертикально-водотрубных котлоагрегатов (фиг. 15).

Котлоагрегаты более высокой паропроизводительности выпускаются в СССР в виде однобарабанных одноходовых котлоагрегатов. Примером подобного типа служат котлоагрегаты ПК-7 производительностью 40 *т/час* (фиг. 16).

В табл. 34 приведены основные сведения о котлоагрегатах средней производительности, выпускаемых заводами СССР.

5. ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Пароперегреватели в котлоагрегатах работают в самых тяжелых условиях: при высокой температуре перегреваемого пара и высокой температуре передающих тепло продуктов горения. Это приводит к высокой температуре стенок пароперегревателей, что может быть причиной аварии.

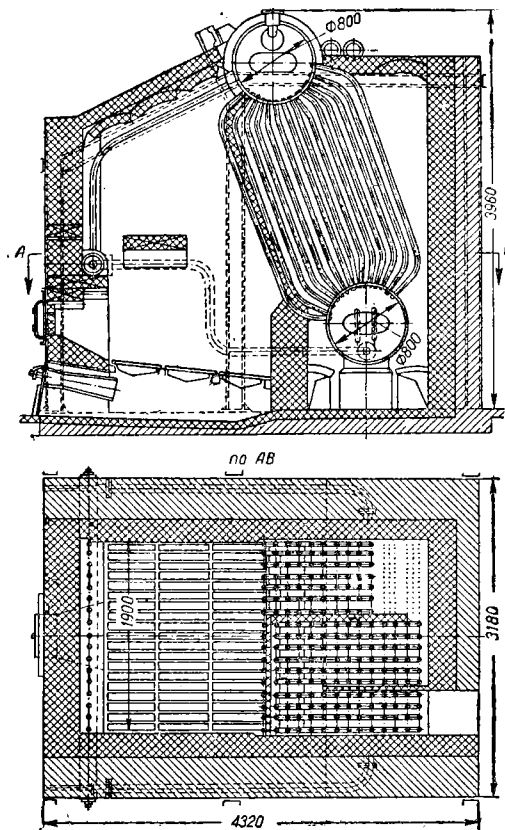
Выполняются пароперегреватели из труб обычно диаметра 38/32 мм, согнутых змеевиками. Радиусы гибов труб не должны быть меньше 2—2,5 наружного диаметра труб. Змеевики пароперегревателей чаще всего размещаются в газоходе вертикально, но имеются пароперегреватели и с горизонтальным расположением змеевиков.

Концы трубок пароперегревателей чаще всего закрепляются в коллекторах насыщенного пара (входном) и перегретого (выходном) при помощи вальцовки, для чего против этих труб устраиваются люки, обычно один лючок на четыре трубки. В последнее время трубки пароперегревателя прикрепляют к коллектору путём приварки их к коротким патрубкам, закреплённым на коллекторах.

Змеевики вертикальных пароперегревателей подвешиваются подвесками к балкам каркаса котлоагрегата.

Расстояния между отдельными змеевиками обеспечиваются дистанционными гребёнками, выполняемыми из чугуна, или приварными деталями.

По относительному движению пара и продуктов горения пароперегреватели бывают противоточными, прямоточными и смешанными. С целью уменьшения размеров пароперегреватели выполняют противоточными.



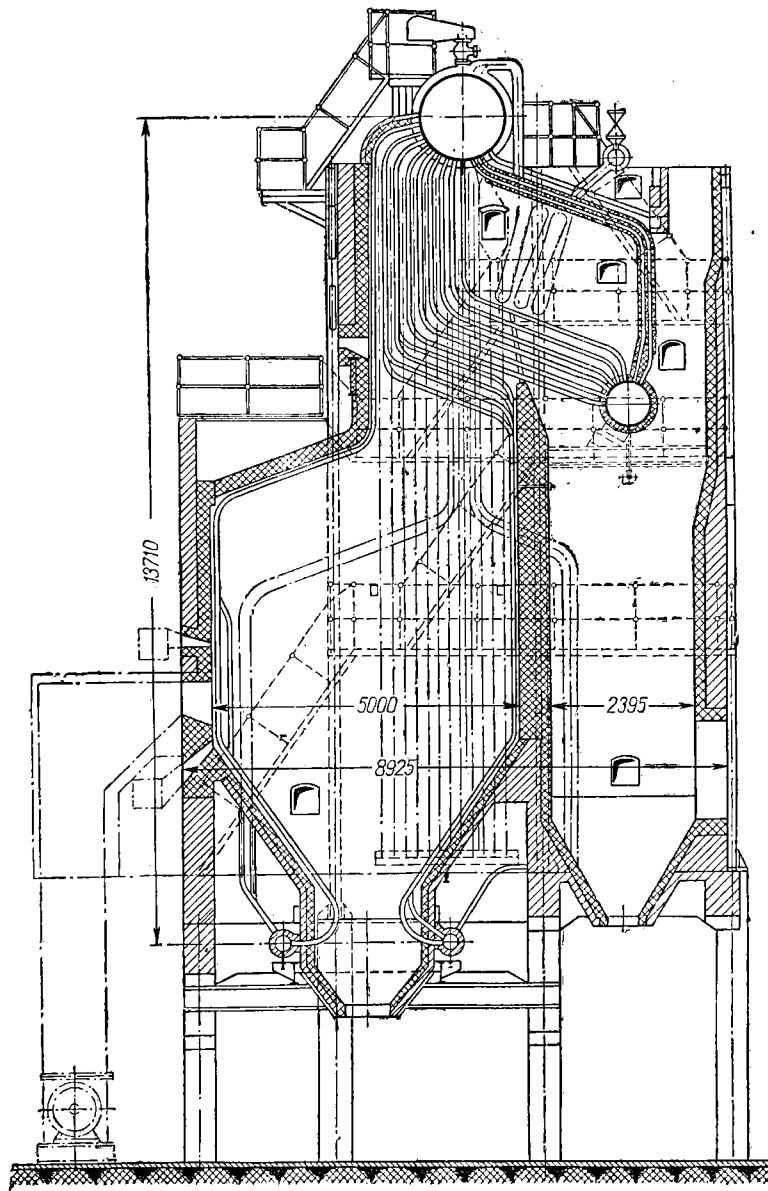
Фиг. 14. Паровой котёл КРШ производительностью 2,2 т/час.

Котлоагрегаты средней производительности

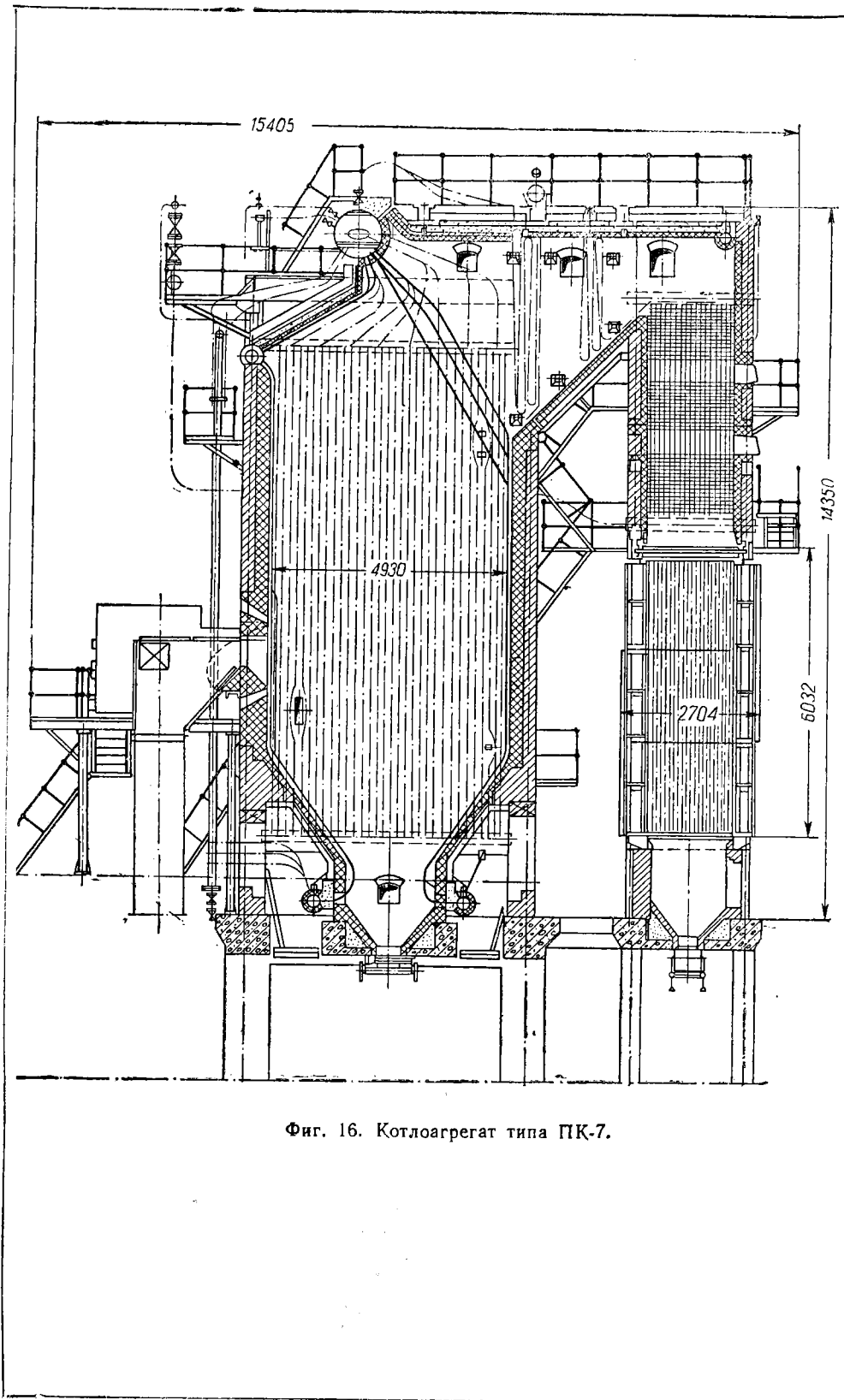
Таблица 34

Тип	Производительность в т/час	Рабочее давление в кг/см ²	Температура перегретого пара в град.	Тип топки	Поверхность нагрева в м ²			Вес котлоагрегата в т
					экранов	водяного экономайзера	воздухоподогревателя	
ТС-20	20	16—22	300—420	Сл	201	—	—	48,4
ТС-30	30	22	350—375	»	355	—	—	60,3
ТП-12	12	16	—	ШМ	250	—	—	43,5
ТП-20	20	16—22	260—350	»	340	—	—	48,6
ТП-30	30	22	350—375	»	415	—	—	60,8
СПК-5	28—35	22	400	МГ	402	—	—	78,4
ТП-20-П	20	39	425—450	Ф	340	—	—	70
ТП-35	35	39	425—450	»	415	—	—	90
ТС-20-П	20	39	425—450	Сл	200	—	—	68
ТС-35	35	39	425—450	»	350	—	—	87
ПК-7	40	31,5	420	Ф	588	403	1020	147,5
ЦКТИ 50-39-Ф	50	39	450	»	800	600	1700	203,0
ЦКТИ 75-39-Ф1	75	30	450	»	1125	995	2590	313,5

Примечание. Типы топок обозначены: Сл — слоевые (решётки БЦР); МГ — мазутные или природного газа; Ф — факельные (пылевые, шахтно-мельничные или пылевые в смеси с доменным газом); ШМ — шахтно-мельничные.



Фиг. 15. Котлоагрегат типа ТП-20.



Фиг. 16. Котлоагрегат типа ПК-7.

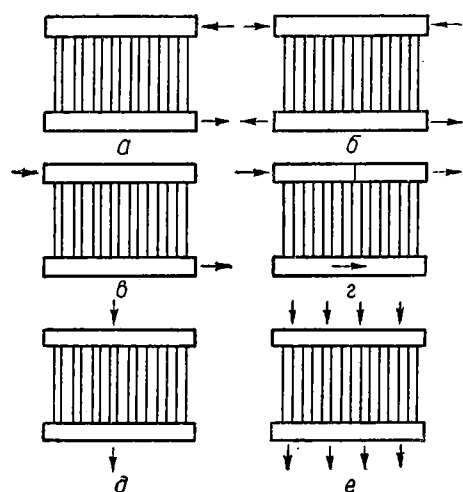
Для безаварийной работы пароперегревателей большое значение имеет равномерное распределение потока пара по змеевикам, что зависит от схемы пароперегревателей.

На фиг. 17 показаны схемы включения пароподводящих и пароотводящих труб пароперегревателя.

Из этих схем наиболее равномерное распределение даёт схема Ш, в особенности при увеличении числа труб, подводящих и отводящих пар. Наименее выгодной из этих схем является схема Z.

Для равномерности распределения пара по змеевикам необходимо, чтобы сопротивление в коллекторе было небольшим по сравнению с сопротивлением самих змеевиков пароперегревателя.

Если в выполненном пароперегревателе имеет место неравномерное распределение пара по змеевикам, то иногда это исправляют установкой на стороне насыщенного пара дроссельных шайб, увеличивающих сопротивление змеевиков.



Фиг. 17. Схема включения пароподводящих и пароотводящих трубок в коллекторы пароперегревателя:

a — схема П; *б* — схема «двойное» П; *в* — схема Z; *г* — схема «двойное» Z; *д* — схема с одинарным подводом и отводом пара; *е* — схема с равномерным подводом и отводом пара (схема Ш).

У некоторых котлоагрегатов, например тип ПК-7, пароперегреватель смешанного типа: он расположен близко к топке, и значительная часть тепла передаётся радиацией из топки и от продуктов горения, имеющих высокую температуру.

При изменении нагрузки котлоагрегата, при прочих неизменных факторах, температура перегрева пара не остаётся постоянной: с увеличением нагрузки в радиационных пароперегревателях она падает, в конвективных — растёт, в смешанных — почти не изменяется.

Поэтому для большинства котлоагрегатов необходимо обеспечивать регулирование перегрева, которое может быть осуществлено путём охлаждения перегретого пара, увеличения влажности насыщенного пара отнятием от него тепла, впрыскиванием воды в перегретый пар и, наконец, регулированием количества входящих в пароперегреватель продуктов горения.

6. ПАРООХЛАДИТЕЛИ

Наиболее удобным средством для защиты от высоких температур пара турбины и самого пароперегревателя является отнятие тепла от насыщенного пара при входе его в пароперегреватель частью питательной воды, которая опять возвращается в общий поток по одной из схем, указанных на фиг. 18.

Большую роль в возникновении аварий при работе пароперегревателей играет отложение накипи на стенках труб. Накипь образуется солями, которые находятся в капельках воды, уносимой паром из барабана котлоагрегата. Поэтому необходимо обеспечивать предельно-допустимую влажность насыщенного пара не выше 0,5% при надлежащем содержании котловой воды.

Для обеспечения допустимой влажности пара в барабанах котлоагрегатов устанавливается внутрибарабанная сепарация: щитковая, швеллерковая, ситовая.

По способу передачи тепла пароперегреватели бывают радиационные, конвективные и смешанные.

В котлоагрегатах малой и средней производительности устанавливаются пароперегреватели конвективные, в которых подавляющая часть тепла продуктов горения передаётся конвекцией — соприкосновением.

Отнятие тепла производится в поверхностном охладителе, размещённом или в коллекторе насыщенного пара, или в промежуточном коллекторе, при наличии такового.

Из указанных на фиг. 18 схем наиболее целесообразна схема № 6 с возвратом воды из парохладителя в питательную линию до экономайзера.

7. ВОДЯНЫЕ ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

До введения подогрева воздуха водяные экономайзеры устанавливались последними в потоке газа и должны были снизить температуру продуктов горения, уменьшая тем самым потерю тепла с уходящими газами.

В современных котлоагрегатах, где последней поверхностью нагрева является воздухоподогреватель, роль водяного экономайзера заключается в снижении температуры продуктов горения, вышедших из пароперегревателя, до температуры входа их в воздухоподогреватель.

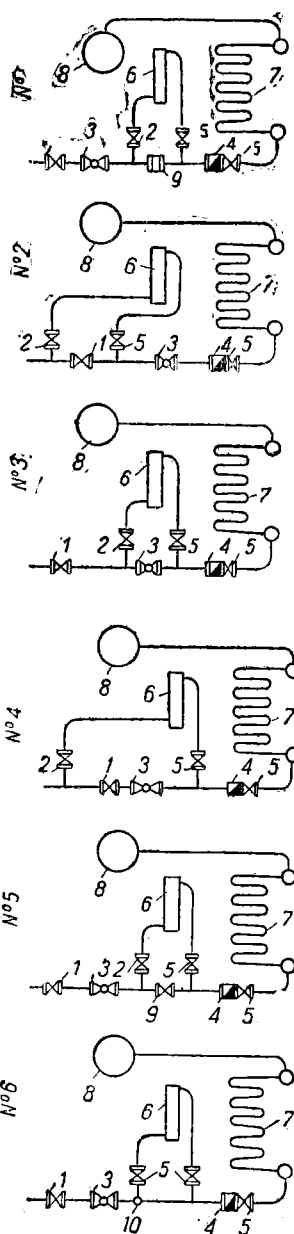
Водяные экономайзеры могут быть некипящего и кипящего типа. В некипящем экономайзере подогрев воды при нормальной нагрузке котлоагрегата доводится до температуры более низкой, чем температура кипения при рабочем давлении пара на $30-50^{\circ}$, в кипящем же может быть осуществлён не только подогрев воды до температуры кипения, но даже испарение до $10-20\%$ воды.

Питательная вода, пройдя экономайзер, подаётся в паровой котёл. При кипящем экономайзере между котлом и экономайзером нет никаких запорных приспособлений, при некипящем — обычно ставят запорные и обратные клапаны. Конструкция кипящего экономайзера такова, что образующийся в нём пар проходит экономайзер без задержки. Эти экономайзеры изготавливаются из трубчатых змеевиков диаметром $38/32$ мм, располагаемых горизонтально.

В некипящих экономайзерах трубки могут располагаться вертикально. Для возможности регулирования температуры подогрева воды при водяном экономайзере устраивают обходной бор с необходимыми для регулирования шиберами.

Некипящие экономайзеры до давления 22 атм можно изготовлять чугунами, для более высоких давлений из стальных гладких труб.

Для уменьшения габаритных размеров водяных экономайзеров на внешней стороне, омываемой продуктами горения, устраивают рёбра, идущие перпендикулярно оси труб. Очень часто это делается у чугунных экономайзеров, например, очень распространённые в СССР экономайзеры типа ЦККБ имеют следующую характеристику: длина труб 1980 мм, внутренний диаметр труб 100 мм, рёбра круглые, поверхность нагрева каждой трубы $5,5$ м²,

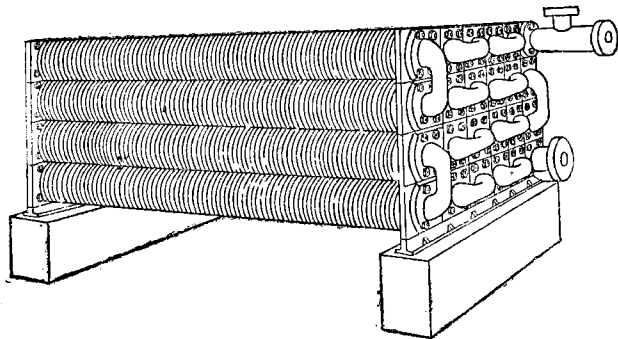


Фиг. 18. Принципиальные схемы включения поверхностных регуляторов перегрева:

1 — питательный регулирующий вентиль; 2 — регулирующий вентиль к регулятору перегрева; 3 — клапан юпес; 4 — обратный клапан; 5 — запорные вентили; 6 — регулятор перегрева; 7 — экономайзер; 8 — барабан котла; 9 — дроссельная шайба или вентиль; 10 — распределительный клапан.

труб 100 мм, рёбра круглые,

Чугунные экономайзеры типа ТИ изготавливаются с квадратными ребрами, поверхность нагрева одной трубы 6,6 или 7,5 м².



Фиг. 19. Чугунный ребристый водяной экономайзер типа ЦККБ.

На фиг. 19 показан водяной экономайзер типа ЦККБ с горизонтальными трубками. Ход продуктов горения и воды — противоток.

8. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Воздухоподогреватели являются в данное время неотъемлемой частью современных котлов, что явилось следствием необходимости повышения температуры в топке при увеличении

радиационных поверхностей топки, более интенсивно работающих. Повышение температуры питательной воды, подогреваемой отборным паром турбин, позволило использовать тепло отходящих газов в воздухоподогревателе.

По способу передачи тепла от продуктов горения воздухоподогреватели бывают двух типов: рекуперативные (более распространённые) и регенеративные.

В рекуперативных воздухоподогревателях продукты горения и воздух разделены стенками, через которые происходит теплообмен, в регенеративных — продукты горения передают тепло промежуточному твёрдому телу, которое затем передаёт это тепло воздуху.

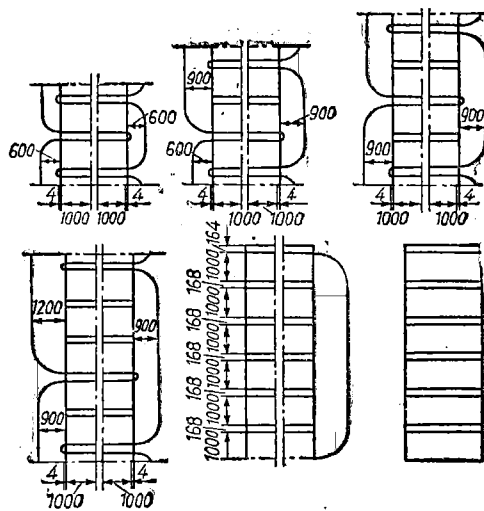
Конструктивно рекуперативные воздухоподогреватели изготавливаются либо в форме пластинчатых, с гладкими или ребристыми разделительными листами, либо в форме трубчатых, где разделяющая стенка цилиндрическая.

Промышленность СССР выпускает чугунные ребристые (плиточные) воздухоподогреватели, имеющие следующую характеристику: поверхность нагрева ребристой плиты 4,8 м²; камеры состоят из двух плит — 9,6 м²; размер плиты 990 × 990 мм; расстояние между центрами камер — 200 мм; число камер в кубе от 3 до 13, соответственно чему поверхности нагрева кубов имеют от 28,8 до 124,8 м²; скорость воздуха — 8—12 м/сек, скорость продуктов горения — 5—8 м/сек; живое сечение газовой камеры — 0,097 м², воздушной — 0,055 м². Схема компоновки кубов воздухоподогревателей показана на фиг. 20.

Пластинчатые железные воздухоподогреватели сейчас промышленностью СССР не изготавливаются.

Самым распространённым типом рекуперативного воздухоподогревателя является трубчатый. Он выполняется в виде пакета труб наружным диаметром 51 мм при толщине стенки 1,5—2 мм и длиной от 2 до 10 м.

Продукты горения проходят внутри трубок, воздух омывает трубки снаружи, пересекая их несколько раз.



Фиг. 20. Схема компоновки кубов чугунных ребристых воздухоподогревателей.

На фиг. 21 показан поперечный разрез трубчатого двухходового воздухоподогревателя, а в табл. 35 приведены основные величины для подобных нормализованных воздухоподогревателей.

Ввиду лучшего омывания поверхностей нагрева и меньшего загрязнения трубок золой коэффициент теплопередачи в трубчатых воздухоподогревателях равен $15-18 \text{ ккал/м}^2\text{час} \text{ } ^\circ\text{C}$, в то время как в пластинчатых воздухоподогревателях он достигает только $9-12 \text{ ккал/м}^2\text{час} \text{ } ^\circ\text{C}$. Больше увеличение коэффициента теплопередачи связано с ростом скоростей продуктов горения и воздуха, т. е. с увеличением сопротивлений на пути газового и воздушного потоков.

9. АРМАТУРА И ГАРНИТУРА КОТЛОАГРЕГАТОВ

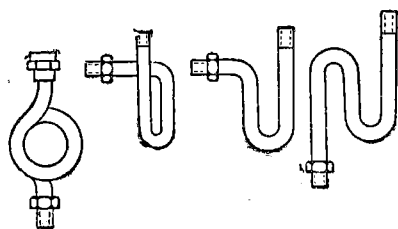
Котлоагрегат имеет ряд устройств и приспособлений, необходимых для его работы, состоящих из двух групп: арматуры и гарнитуры.

Арматура это устройства, работающие под давлением пара или воды, предназначенные для обслуживания паровой и водяной сторон котлоагрегатов.

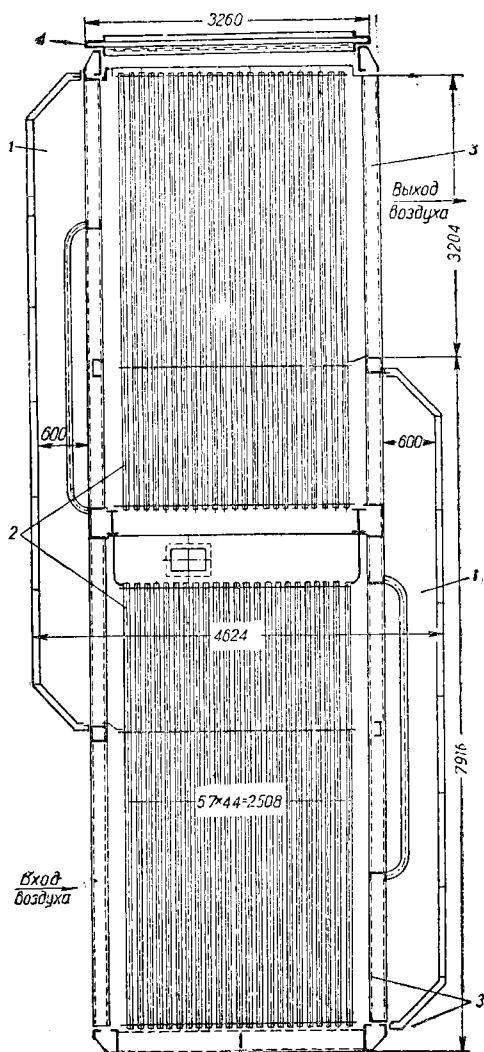
Гарнитура — приспособления и устройства, обслуживающие сторону продуктов горения.

В состав обязательной арматуры, без которой не может работать ни один котлоагрегат, входят: манометр, предохранительные клапаны, водоуказательные стекла, питательные клапаны или вентили, обратные клапаны, парозапорные вентили или задвижки, спускные краны, лазы, воздушные вентили.

Проверенный и запломбированный манометр соединяется с паровым пространством барабана сифонной трубкой (фиг. 22) и трёхходовым краном. На манометре красной чертой или стрелкой должно быть отмечено наивысшее допускаемое рабочее давление.



Фиг. 22. Сифонные трубки.



Фиг. 21. Трубчатый воздухоподогреватель (поперечный разрез):

1 — перепускной колпак; 2 — сепции; 3 — каркас обшивки; 4 — компенсатор.

Обязательна также установка манометра на входе воды в водяной экономайзер.

Предохранительные клапаны обязательны на каждом котлоагрегате в количестве не менее двух. Один из этих клапанов является контрольным и пломбируется.

У стационарных котлоагрегатов устанавливаются рычажные предохранительные клапаны, у локомобильных, паровозных, вагонных и судовых — пружинные.

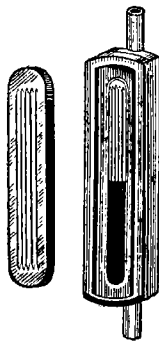
Предохранительные клапаны должны открываться при увеличении давления в котлоагрегате сверх установленного.

Нормализованные трубчатые воздухоподогреватели

Поверхность нагрева в м ²	Количество труб	Живое сечение в м ²		Габаритные размеры в мм			Вес в т
		для газов	для воздуха	высота	длина	ширина	
Двухходовые							
185	326	0,59	0,6	3926	1006	2583	3,8
375	652	1,18	1,20	3926	1896	2583	6,5
560	978	1,77	1,80	3926	2786	2583	9,2
Трёхходовые							
560	652	1,18	1,20	5793	1896	3146	9,7
800	690	1,24	1,04	7626	2066	4260	15,1
875	1428	2,58	1,70	4210	3982	3146	14,9
1150	1000	1,80	2,40	7626	2066	4260	18,8
Четырёхходовые							
375	326	0,59	0,6	7600	1006	3146	7,4
750	652	1,18	1,2	7660	1896	3146	13,0
1125	978	1,77	1,8	7660	2786	3146	18,5
2625	2282	4,13	4,15	7660	6346	3146	40,7
3100	2282	4,13	4,85	9010	6346	3656	47,5

Эти давления следующие: при рабочем давлении в котлоагрегате до 7 ат допускаемое давление на 0,2 ат больше, при рабочем давлении 7—13 ат предохранительные клапаны должны открываться при повышении рабочего давления на 3%, при рабочем давлении 13—100 ат контрольный клапан должен открываться при превышении этого рабочего давления на 3%, а при давлении более 100 ат — на 5%.

Для защиты пароперегревателя на коллекторе перегретого пара устанавливают предохранительный клапан диаметром не менее 45 мм, который открывается несколько раньше открытия предохранительных клапанов на барабане котла.



Фиг. 23. Водоуказательное плоское стекло.

Положение уровня воды в верхних барабанах котлоагрегата имеет очень большое значение: если уровень воды расположен ниже наименьшего допустимого уровня, может прекратиться подача воды в экраны и кипяtilные трубы, а при наличии обогрева барабана продуктами горения может произойти его повреждение.

Уровень воды, расположенный выше наивысшего допускаемого, приводит к увеличению уноса воды паром и к броскам воды в пароперегреватель и даже турбину.

Для контроля уровня воды на барабане устанавливаются

два водоуказательных стекла. Чаще всего применяют плоские толстые стекла с продольными бороздками на стороне воды и пара (фиг. 23), реже — цилиндрические — для невысоких давлений (фиг. 24).

Цилиндрические стекла ограждаются защитным стеклом с проволочной сеткой внутри, во избежание поражения обслуживающего персонала при разрыве водоуказательных стёкол.

Водоуказательные стёкла оборудованы тремя кранами: два на патрубках, соединяющих стекло с паровым и водяным объёмом, один — на дренажной линии.

Каждый котлоагрегат производительностью выше 4,5 *т/час* должен иметь не менее двух самостоятельных вводов питательной воды. Каждый ввод имеет один запорный клапан (вентиль или задвижку), укреплённый на барабане, и непосредственно соединённый с запорным клапаном — обратный клапан (фиг. 25).

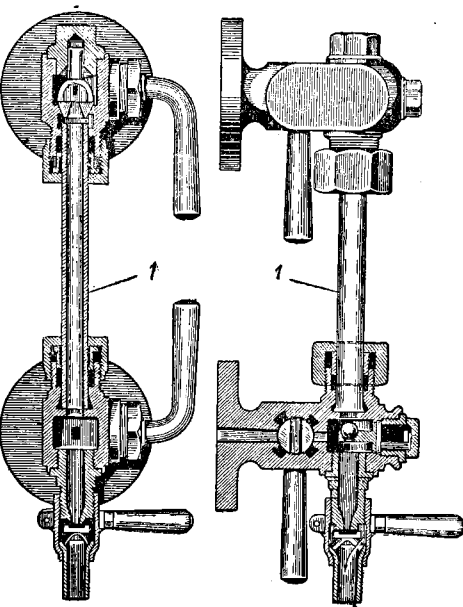
При наличии кипящего экономайзера эти два клапана устанавливаются непосредственно у входного коллектора экономайзера.

Для выпуска пара из котлоагрегата на паровых магистралях устанавливают парозапорные вентили или задвижки. При наличии пароперегревателя эти запорные приспособления устанавливают на паропроводе перегретого пара.

Каждый котлоагрегат должен быть оборудован спускными приспособлениями (кранами, задвижками или вентилями), диаметр которых обычно принимается 25—30 мм, для слива воды из котлоагрегата.

Подобного же рода устройства котлоагрегаты оборудуются для продувки — периодической и непрерывной. В непрерывной продувке для регулирования количества продувочной воды применяют дроссельные шайбы или игольчатые вентили. На продувочной или спускной линиях должны стоять два последовательно расположенных запорных приспособления.

Для того чтобы можно было проникнуть внутрь барабана, на днищах его устраивают лазы, —овальные отверстия размером 320 × 425 мм, но не менее 300 × 400 мм. Крышки лазов при больших давлениях прикрепляют к днищу на шарнирах.

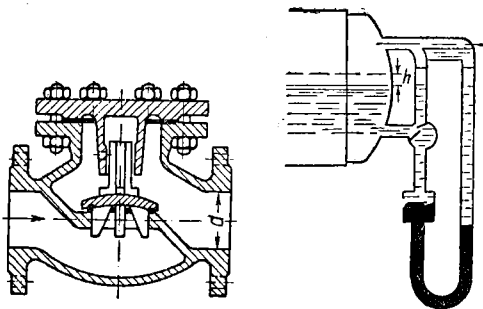


Фиг. 24. Простое водоуказательное стекло для низкого давления пара.

В верхних точках котлоагрегата для выпуска воздуха при заполнении его водой ставят воздушные вентили.

В дополнение к этой обязательной арматуре, для облегчения работы обслуживающего персонала, применяют особенно часто: сниженные водоуказатели уровня и автоматические регуляторы питания.

Сниженные водоуказатели наиболее часто встречаются в виде двухжидкостных типа Игема



Фиг. 25. Обратный питательный клапан.

Фиг. 26. Принципиальная схема сниженного водоуказателя типа Игема.

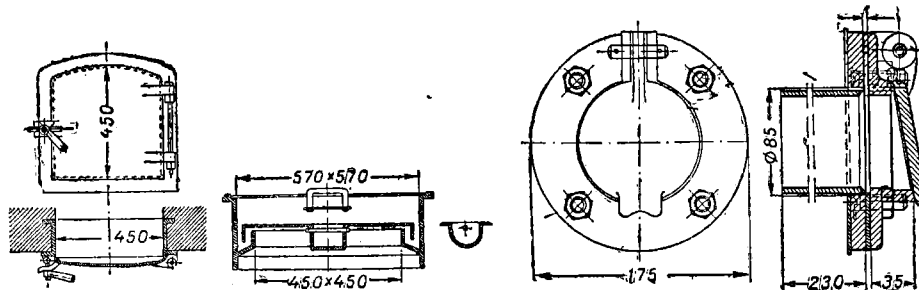
(фиг. 26). В этих водоуказателях применяют окрашенный четырёххлористый углерод, удельный вес которого примерно в два раза больше удельного веса воды.

Из большого числа автоматических регуляторов питания в стационарных котлоагрегатах чаще всего встречаются термостатические регуляторы питания

типа Копес — одноимпульсные, и лучше работающие термостатические регуляторы питания — двухимпульсные.

В обязательную гарнитуру котлоагрегата входят: заслонки для регулирования тяги и дутья, лазы и гляделки в обмуровке, а также обдувочная аппаратура.

Заслонки для регулирования тяги и дутья в подавляющем большинстве выполняются в виде шиберов.



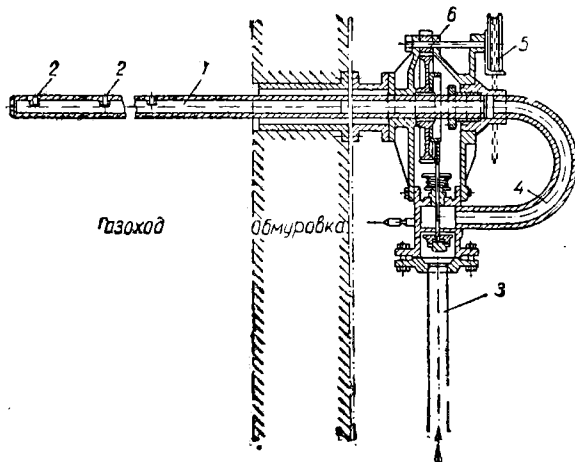
Фиг. 27. Типы лазов обмуровки.

Фиг. 28. Гляделка в обмуровке

Лазы в обмуровке котлоагрегата должны иметь размеры не менее 400×450 мм. Предназначаются они для осмотра и очистки газоходов и находящихся в них частей котлоагрегата (фиг. 27). Дверцы лазов крепятся к чугунным рамам, закреплённым в обмуровке.

При взрывоопасных топливах в обмуровке верхних частей котлоагрегата делают такие же отверстия, как для лазов, только вместо дверцы отверстия перекрыты листом асбеста, армированным медной сеткой или надрезанным листом алюминия. Они представляют собой взрывные клапаны, предохраняющие от разрушения обмуровку котлоагрегата при взрыве в газоходах. В

стенках топки для наблюдения за горением и очистки от шлаков делают гляделки — небольшие отверстия, обрамлённые чугунными рамами с дверцами (фиг. 28).



Фиг. 29. Вращающийся стационарный обдувочный прибор:

1 — обдувочная труба; 2 — обдувочные сопла; 3 — труба для подвода пара; 4 — переходная труба; 5 — ручной привод; 6 — зубчатая передача.

Обдувочные аппараты предназначаются для обдувки поверхностей котлоагрегата от летучей золы. Для обдувки лучше применять сжатый до $6-10$ ат воздух или перегретый пар давлением до 17 ат.

Для обдувки применяют ручные переносные аппараты или стационарные периодического действия — вращающиеся (фиг. 29) неподвижные или периодически, при проведении обдувки, вдвигаемые в газоход котлоагрегата.

10. ОБМУРОВКА КОТЛОАГРЕГАТА

По газоходам котлоагрегата проходят продукты горения, имеющие высокую температуру и давление более низкое, чем давление наружного воздуха.

Обмуровка котлоагрегата должна: 1) изолировать высокотемпературные продукты горения от наружной среды и 2) обеспечить плотность, чтобы наружный воздух не проходил в газоходы.

В частях котлоагрегата, как, например, в топке, где имеют место очень высокие температуры, обмуровка должна быть огнеупорной.

Конструкция обмуровки и материалы, из которых она выполнена, должны обеспечить минимальную её стоимость. Наиболее часто применяется в качестве огнеупорного материала шамотный кирпич. Его нормальные размеры по ОСТ 7728 и 7729 следующие: большой формат, прямой — $250 \times 123 \times 65$ мм, клин и боковик $250 \times 123 \times 65 \times 55$; малый формат, прямой — $230 \times 112 \times 65$ мм клин и боковик $230 \times 112 \times 65 \times 55$.

По огнеупорности шамотный кирпич делится на три класса: класс А — огнеупорность 1730° ; класс Б — огнеупорность 1670° ; класс В — огнеупорность 1580° . Огнеупорность — это температура плавления кирпича. Классы А и Б делятся каждый на три сорта, а класс В — на два.

Объёмный вес сухого шамотного кирпича равен $1500\text{—}1800$ кг/м³ и его теплопроводность при $500\text{—}600^\circ$ составляет $0,7\text{—}0,8$ ккал/м час[°] С.

Обыкновенный глиняный кирпич чаще всего имеет красный цвет и называется «красным». Характеристика его приведена в ОСТ 5998. Размеры кирпича $250 \times 120 \times 65$ мм; объёмный вес от 1600 до 1900 кг/м³ не должен превышать 2100 кг/м³. Вес одного кирпича примерно равен $3,2\text{—}3,9$ кг. В 1 м³ кладки помещается около четырёхсот стандартных кирпичей. Теплопроводность сухого кирпича равна $0,4\text{—}0,5$ ккал/м час[°] С. Обычный красный кирпич не следует подвергать нагреву выше 600° .

Для изоляции применяют диатомитовый кирпич с объёмным весом $500\text{—}650$ кг/м³. Коэффициент теплопроводности его равен $0,08\text{—}0,17$ ккал/м час[°] С. Применяется он при температуре до $900\text{—}950^\circ$ С.

Для изоляции в современных котлоагрегатах применяются следующие материалы:

Асбест — листовой или шнуровой, объёмный вес $750\text{—}800$ кг/м³, коэффициент теплопроводности $0,19\text{—}0,2$ ккал/м час[°] С, применяется при температуре до 600° .

Ньюэль — смесь 85% магнезии MgCO_3 и 15% асбеста 3-го или 4-го сорта. Объёмный вес под грузом $300\text{—}500$ кг/м³, коэффициент теплопроводности $0,07\text{—}0,1$ ккал/м час[°] С, применяется при температуре до 300° .

Совелит — смесь 85% CaCO_3 и MgCO_3 и 15% асбеста 4-го сорта. Имеет объёмный вес под грузом $500\text{—}600$ кг/м³, коэффициент теплопроводности $0,08\text{—}0,13$ ккал/м час[°] С, применяется при температуре до 400° .

Шлаковая вата имеет объёмный вес под нагрузкой $150\text{—}300$ кг/м³; коэффициент теплопроводности — $0,04\text{—}0,07$ ккал/м час[°] С, применяется при температуре до $700\text{—}750^\circ$.

При выкладке стен из огнеупорного кирпича требуется толщина шва не более 2 мм. При кладке шамотного кирпича применяется раствор следующего состава: молотого шамота $50\text{—}80\%$, огнеупорной глины $50\text{—}20\%$ и около $0,6$ м³ воды на 1 м³ сухой смеси. Пропорции молотого шамота зависят от жирности огнеупорной глины.

Для кладки стен, работающих в области низких температур, применяют растворы (смесь вяжущего вещества и воды): глины с песком, извести с песком, извести с цементом и песком.

В растворе глины с песком количество песка зависит от жирности глины и составляет $40\text{—}80\%$. К смеси добавляют $20\text{—}80\%$ воды. Этот раствор не обладает свойствами схватывания и может применяться при температуре не выше 750° .

Обычный известковый раствор состоит из известкового теста с добавкой к нему $2\text{—}4$ объёмов песка. Этот раствор можно применять при температуре до 600° .

Известково-цементные растворы, состоящие из 9 частей песка, 2 частей извести и 1 части цемента могут применяться при температуре не выше 300° .

Для кладки дымовых труб, при наличии в продуктах горения сернистых газов, применяется быстро схватывающийся и устойчивый против разедания раствор из аморфного тонкого кварцевого песка и жидкого стекла.

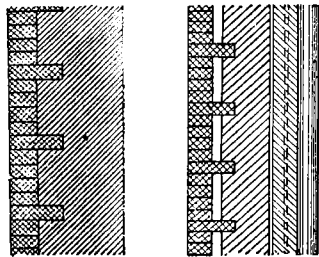
Для кладки стен из диатомитовых кирпичей можно применять раствор из 80% диатомита, 10% пластичной глины и 10% крахмала.

Для защиты стен топков от разъедания шлаками применяют обмазку стен покровными массами. Более дешёвым является глинисто-шамотный состав: шамота 90%, пластичной глины 10%, растворимого стекла до 1%. Слой обмазки наносится толщиной в 2—3 мм, при этом требуется быстрая сушка.

При агрессивных шлаках подобные покровные массы быстро разрушаются, поэтому приходится применять более устойчивые, но и более дорогие, как например, цирконовая обмазка, состоящая из циркона обожжённого (95%) и высокопластичной часовой глины (5%). Слой обмазки наносится толщиной 2 мм.

Для защиты от нагрева металлических частей, например барабанов котлоагрегата, применяют торкретные массы по сетке, прикреплённой к барабану.

Торкретные массы обычно состояются из шамота, глины и портланд-цемента. Для торкретирования переднего барабана применяется масса следующего состава: шамота — размер частиц до 1 мм — 49%, 1—4 мм — 18,5%, глины огнеупорной (боровичской) — 18,5%, портланд-цемента «000» — 14%.



Фиг. 30. Перевязка огнеупорной футеровки кладкой простого кирпича.

Укладка массы производится или вручную с последующим трамбованием, или с помощью горкрет-пушки. В небольших котлоагрегатах, у которых высота обмуровки не превышает 12 м, можно выполнить обмуровку нормальной кирпичной кладкой в два с половиной или полтора кирпича в зависимости от высоты стены.

В неэкранированных топках в этом случае при общей толщине стены в 2—2,5 кирпича ставят по ширине один огнеупорный кирпич, уменьшая до половины кирпича в последующих газоходах.

Огнеупорная часть обмуровки выкладывается в перевязку с кладкой «красным» кирпичом через четыре ряда в пятый путём выпуска ряда огнеупорного кирпича на одну четверть или половину в кладку неогнеупорного (фиг. 30) кирпича.

В крупных современных котлоагрегатах обмуровку выполняют облегчённой, заменяя красный кирпич материалами с меньшим коэффициентом теплопроводности и меньшим объёмным весом: диатомитовым кирпичом, шлаковой ватой, нувелем, совелитом и т. д.

Для предохранения такой тонкой обмуровки от выпучивания внутреннюю огнеупорную кладку связывают с обшивкой и каркасом, а также в топке осуществляют полное экранирование её стен, что позволяет сильно уменьшить толщину обмуровки за экранами.

Циркульные своды в обмуровке требуют тщательной подгонки кирпича и выполняются при величине перекрываемого пролёта не более 2,5—3 м. В области высоких температур стрела свода делается не менее 12—15% от пролёта, причём ставится два свода один над другим; нижний из этих сводов защищает от нагрева свод, лежащий выше и несущий на себе весовую нагрузку.

При более широких пролётах применяют подвесные своды, выполняемые из специальных кирпичей, подвешиваемых к балкам, опирающимся на каркас котлоагрегата (фиг. 31).

Особое внимание необходимо уделять местам прохода через обмуровку отдельных металлических частей котлоагрегата. Вследствие различных температур этих деталей и обмуровки, а также различных коэффициентов расширения должна быть обеспечена свобода их взаимного перемещения. Для этого отверстия в обмуровке, через которые проходят металлические части котлоагрегата, делают больше этих деталей, а получающаяся щель забивается упругим асбестовым шнуром, уплотняющим обмуровку, или устраивается уплотняющее приспособление.

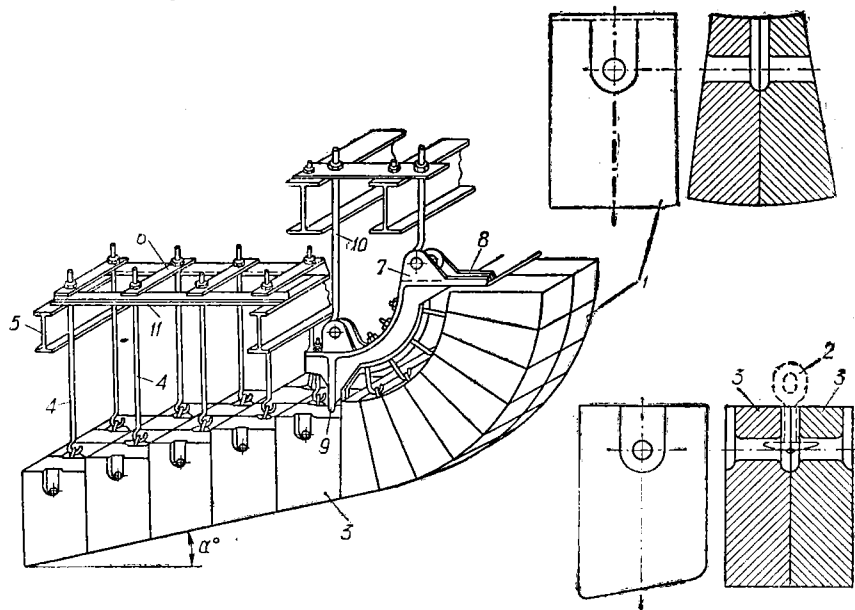
Проверку плотности обмуровки в этих местах и вообще всей обмуровки,

а также определение мест, где имеются неплотности, производят путём поднесения зажжённой свечи во время работы котлоагрегата к проверяемым на плотность участкам обмуровки. Затягивание пламени свечи к стене указывает на наличие щелей.

При больших размерах топок в их стенках устраивают вертикальные и горизонтальные температурные швы, дающие возможность обмуровке свободно расширяться во время работы.

Вес котлоагрегата в целом передаётся на грунт через фундамент, выполняемый или в виде кирпичной кладки для небольших котлов, или железобетонным для крупных.

На фундамент устанавливается металлический каркас, с которым связаны все части котлоагрегата.



Фиг. 31. Нормальная конструкция подвесного свода:

1 — кирпич с цилиндрической поверхностью; 2 — крюк для подвески кирпича; 3 — кирпич с плоской поверхностью; 4 — тяги для подвески крюка 2; 5 — опорные несущие балки; 6 — несущие перекладины; 7 — подвесной каркас цилиндрической части свода; 8 и 9 — рёбра детали 7; 10 — подвесные тяги детали 7. (Стандартизованные величины угла α : 0, 10, 20, 30 и 35°).

У водотрубных котлов каркас оформляется в виде вертикальных колонн, стоящих на фундаменте на башмаках, и горизонтальных балок, связывающих эти колонны.

На горизонтальные балки передаётся вес металлических частей котлоагрегата — барабана, труб, пароперегревателя и т. п., а у больших котлоагрегатов и обмуровки.

Наиболее ответственным является закрепление верхних барабанов котлоагрегатов с прикреплёнными к ним кипячительными трубками. Эти барабаны или опираются на балки каркаса, или подвешиваются к ним на особых подвесках.

При установке барабанов на опорах одну из этих опор выполняют неподвижной, остальные устанавливают на роликах или даже на шариках для предоставления свободы перемещений при термических расширениях.

Подобным же образом устанавливаются на подвижных и неподвижных опорах коллекторы экранов.

С каркасом при облегчённой обмуровке связана обшивка, выполняемая из металлических листов. Назначение её заключается в обеспечении плотности обмуровки.

Выполняется каркас сварным из профильного проката, чаще всего из кованного. Клёпаные каркасы или скреплённые болтами применяются редко.

11. МОНТАЖ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

В большинстве случаев на котлостроительных заводах изготавливаются только отдельные составляющие части котельных агрегатов; полная сборка котлоагрегатов производится непосредственно на месте их установки. В период отечественной войны монтажниками Урала были разработаны и проверены практикой методы скоростного монтажа, которые, в основном заключаются в следующем:

1. Параллельное проведение строительных и монтажных работ.
2. Выполнение части сборочных операций на заводе.
3. Правильное календарное планирование монтажных работ с введением многосменной работы на лимитирующих участках.
4. Максимальное применение сборки отдельных узлов котлоагрегатов внизу до начала монтажа и затем подъём этих узлов на место их установки.
5. Максимальная механизация всех монтажных, особенно такелажных работ.
6. Комплексные и сквозные монтажные бригады.
7. Чёткая организация складского хозяйства и внутривозвращенного транспорта.
8. Развитое надлежащим образом вспомогательное монтажное хозяйство (воздухоснабжение, временные мастерские и т. п.).
9. Заблаговременно и детально проработанный проект проведения монтажных работ.

Операции по монтажу можно разбить на три группы: 1) такелажные работы; 2) котельные работы; 3) слесарно-сборочные работы.

Такелажные работы на монтаже котлоагрегатов имеют весьма большой удельный вес, так как необходимо перемещать большое количество тяжёлых

деталей котлоагрегата в вертикальном и горизонтальном направлениях.

Применяемые такелажные приспособления состоят из: 1) оснастки (канаты, тросы, блоки); 2) грузоподъёмных механизмов и 3) опорных конструкций, на которых устанавливаются грузоподъёмные механизмы и оснастка.

Пеньковые канаты (смоленые и не смоленые—белые) применяются для перемещения ответственных лёгких деталей котельного оборудования и для оттяжек. Некоторое применение при выполнении такелажных работ получили смоленые канаты.

Таблица 36
Грузоподъёмность и основные характеристики смоленых канатов

Диаметр каната в мм	Длина окружности в мм	Вес 1 погон. метра в кг	Допустимая нагрузка в кг	Минимальный диаметр блока или барабана в мм
13	40	0,15	125	130
16	60	0,24	185	160
18	57	0,33	230	180
21	66	0,38	280	210
24	76	0,52	380	240
29	92	0,71	520	290
32	100	0,91	700	320
37	116	1,16	900	370
41	130	1,41	1100	400
45	142	1,74	1250	450

В табл. 36 приведены грузоподъёмность и основные характеристики смоленых канатов.

Стальные проволочные канаты (тросы) на монтажах получили самое широкое применение.

Тросы выбираются в зависимости от их назначения:

1) Для вант, расчалок и т. п. при малых изгибах выбирают трос из 6 прядей — по 19 проволок в каждой $\left(\frac{\text{ОСТ 8565}}{\text{НКТП 1781}} \right)$;

2) для грузовых тросов и полиспастов трос выбирают из 6 прядей — по 7 проволок в каждой пряди $\left(\frac{\text{ОСТ 8566}}{\text{НКТП 1782}} \right)$;

3) для стропов трос выбирают из 6 прядей — по 61 проволоке в каждой пряди $\left(\frac{\text{ОСТ 8567}}{\text{НКТП 1783}} \right)$.

Проверка троса на прочность в данных условиях его работы производится определением суммарного напряжения от растяжения и изгиба по формуле

$$\sigma = \frac{s}{\pi \frac{\delta^2}{4} i} + A \frac{\delta}{D} \text{ кг/мм}^2,$$

где s — максимальная расчётная нагрузка на трос в кг;

δ — диаметр проволоки троса в мм;

i — количество проволок в тросе;

D — наименьший диаметр огибаемых тросом барабана или блоков в мм;

A — коэффициент, равный при изгибе троса в одном направлении 8 000, при изгибе в двух или нескольких направлениях 12000.

Отношение расчётного временного сопротивления троса разрыву k_0 к полученному суммарному напряжению σ не должно быть больше коэффициентов запаса n , приведённых в табл. 37.

Величина k_0 берётся из свидетельства на трос завода-изготовителя или из свидетельства лаборатории, исследовавшей трос на разрыв.

Размер троса — диаметр d измеряется или по длине окружности троса или по замеру максимальных диаметров в плоскости двух противоположащих прядей.

Для увеличения продолжительности работы троса необходимо:

1) при размотке и намотке троса не допускать образования петель (жучков);

2) трос хранить в сухих, закрытых помещениях в подвешенном состоянии или на деревянных настилах в смотанном виде;

3) периодически смазывать трос не реже чем раз в 1—1½ месяца, для смазки применять бескислотные цилиндрические масла (тёмные) или вязкие нефтяные остатки, прогревая их перед смазкой;

4) при перерезке тросов не допускать их расплетения, для чего необходимо концы тросов перед рубкой или резкой обвязывать отождённой проволокой.

Грузовые блоки бывают грузоподъёмностью от 1 до 20 т с числом роликов (шкивов) от одного до четырёх. Такие полиспасты, т. е. грузовые блоки, соединённые тросом, широко применяются при монтаже.

В качестве грузоподъёмных механизмов при монтаже котлоагрегата применяют лебёдки с ручным или электрическим приводом, тали, домкраты — реечные, бутылочные, гидравлические.

Блоки, полиспасты требуют подвеса в точке, расположенной выше места установки детали.

При подъёме небольших грузов на незначительную высоту в качестве опорных конструкций применяют переносные козлы и т. п. Мачты, применяемые при монтаже, представляют собой вертикально-закреплённые ванты (расчалками) брусья, на вершину которых укрепляют грузовой блок. Расчалки мачт крепят или к конструкции здания или к специальным балкам, укрепленным в земле.

Таблица 37
Нормы для расчёта тросов

Характер и режим работы подъёмных механизмов	$\frac{\delta}{D}$	$\frac{d}{D}$	n
Подъёмные механизмы с ручным приводом	1	1	3
Подъёмные механизмы с машинным приводом:	250	12	
с лёгким режимом работы	1	1	3,5
с средним режимом работы	350	16	
с тяжёлым режимом работы	1	1	4
	400	18	
	1	1	4,5
	450	20	

При всех операциях подъёма и перемещения грузов надо обращать особое внимание на правильную застропку грузов.

При проведении монтажа котлоагрегата надо выполнять ряд работ по подгонке деталей. Эти работы можно свести к следующим операциям: сверлению, развёртке, опиловке, шабровке и притирке поверхностей, нарезанию резьбы и резке металла. Подогнанные детали проверяют точной линейкой или по краске на контрольной плите.

Притирку поверхностей, где должна быть обеспечена плотность прилегания, например в гнёздах арматуры, производят шлифующими порошками — карборундом, наждаком, алундом или толчёным стеклом.

При установке деталей на место необходимо проводить выверку их на: 1) взаимное расположение; 2) высотную отметку; 3) положение в горизонтальной и вертикальной плоскостях; 4) сопряжение подвижных элементов оборудования.

Горизонтальное положение деталей проверяется обычным уровнем или гидростатическим уровнем (пьезометром), вертикальное — обычно отвесами.

Наиболее сложной работой является монтаж и выверка вращающихся механизмов. Центровку валов приводного механизма и электродвигателя проверяют по полумуфтам; вал приводного механизма проверяется по подшипникам.

Большую роль для последующей работы вращающихся механизмов играет балансировка роторов. Балансировка бывает статическая и динамическая. Статическая балансировка производится на призмах или ножах. Динамическая балансировка выполняется на вращающемся роторе, целью её является полная ликвидация вибраций ротора.

Для соединения отдельных деталей котлоагрегата применяются заклёпочные, сварные и болтовые соединения.

Сварка является самым распространённым способом соединения деталей. Чаще всего применяется электродуговая сварка и реже газовая.

Один из самых ответственных участков работ — монтаж поверхностей нагрева котлоагрегата в настоящее время ведётся в значительной степени блочным методом: сборка блока на площадке и затем установка узла при помощи грузоподъёмного механизма на место.

До начала этой работы должен быть проведён ряд подготовительных работ, как-то: 1) проверка барабанов и коллекторов по чертежам и устранение дефектов; 2) зачистка трубных гнёзд; 3) сортировка труб по позициям и проверка их качества и количества; 4) проверка конфигурации труб по плазу и устранение дефектов; 5) обрезка излишних концов труб; 6) отжиг концов труб.

В монтаж поверхностей нагрева входят следующие операции: 1) монтаж и выверка барабанов и коллекторов; 2) установка контрольных труб; 3) рядовая установка труб; 4) развальцовка труб; 5) обрезка концов труб внутри барабанов и коллекторов; 6) осмотр и гидравлическое испытание поверхностей нагрева.

Проверяя барабаны и коллекторы, надо проверить отверстия в них на овальность и конусность, допускаемая величина которых следующая:

номинальный наружный диаметр						
трубы в мм	38	51	76	83	102	108
максимальный диаметр трубного						
гнезда в мм	38,9	52,0	77,2	84,4	103,6	109,7
минимальный диаметр трубного						
гнезда в мм	38,6	51,7	76,8	84,0	103,2	109,3

При отступлениях от этих допусков исправления производятся развёрткой и раздачей концов вальцуемых труб в горячем состоянии с последующим отжигом при 900—950°.

Трубные гнёзда незадолго до вставки в них труб зачищаются до блеска кардолентой или наждачной бумагой.

Проверка труб на качество материала производится по установленным нормам.

Проходимость труб проверяется прогонкой через них сжатым воздухом давлением до 4—5 ат стального или деревянного шара, диаметр которого равен 0,9 внутреннего диаметра трубы.

В изгибах труб допускается овальность, величины которой указаны в табл. 38.

Таблица 38

Допускаемая овальность труб в местах изгибов

Номинальный наружный диаметр трубы в мм	Размерность допуска	Радиус изгиба трубы в мм									
		75	100	125	150	200—220	280—300	400	500	600	800 и выше
38	%	9,0	8,0	—	5,5	4,5	4,0	—	—	—	—
	мм	3,42	3,04	—	2,09	1,67	1,32	—	—	—	—
51	%	—	9,0	7,0	—	5,5	5,0	—	—	—	—
	мм	—	4,59	3,57	—	2,8	2,55	—	—	—	—
60	%	—	—	—	7,0	6,0	5,0	4,0	3,0	2,5	2,0
	мм	—	—	—	4,2	3,6	3,0	2,4	1,8	1,5	1,2
76	%	—	—	—	—	—	6,0	5,0	4,0	3,0	2,5
	мм	—	—	—	—	—	4,56	3,8	3,04	2,28	1,9
83	%	—	—	—	—	—	—	6,0	5,0	4,0	3,0
	мм	—	—	—	—	—	—	4,98	4,15	3,32	2,49
102	%	—	—	—	—	—	—	7,0	6,0	5,0	3,5
	мм	—	—	—	—	—	—	7,14	6,12	5,1	3,57
	мм	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечания. 1. Проценты указывают отношение разности наибольшего и наименьшего диаметров трубы к номинальному.

2. Допуски даны для гнутья труб в холодном состоянии без набивки песком. При гнутье в горячем состоянии с набивкой песком допуски увеличиваются на 50%.

После отрезки концы труб отжигают на длине 200—250 мм в течение 10—15 мин. при температуре 900—950° (светлоокрасный оранжевый цвет калия) или при температуре 550—600° (тёмнобурый цвет). Противоположный нагреваемому конец трубы забивается деревянной пробкой. После нагрева трубы охлаждаются на воздухе, в песке или золе.

Отожжённые концы труб зачищаются на длину, большую на 40 мм толщины стенки трубного гнезда.

Установка контрольных труб фиксирует соединяемые трубами барабаны или коллекторы. Трубы фиксируются в гнездах хомутами для удержания их до прихватки. Ниже приводятся максимально допустимые зазоры между трубой и гнездом, а в табл. 39 значения длин выступающих концов труб (колокольчики). Максимально-допустимые зазоры между трубой и гнездом:

номинальный наружный диаметр трубы в мм.	38	51	76	80	102	108
максимальный зазор между трубой и стенками трубного гнезда в мм	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	3,0

Таблица 39

Длина «колокольчика»

Длина выступающего конца трубы в мм	Наружный диаметр трубы в мм					Для экранных коллекторов, не имеющих фасок по окружности трубного гнезда. Наружный диаметр трубы в мм	
	38	51—60	76	83	102	83	102
Нормальная . . .	9	11	12	12	15	18	102
Минимальная . . .	6	7	8	9	9	15	20
Максимальная . . .	12	15	16	18	18	22	27

Крепление труб производится специальными крепёжными, а также винтовыми вальцовками, для окончательной же развальцовки и отбортовки труб применяют бортовочные вальцовки (бескрышечного типа).

Конец развальцовки определяется по индикатору, указывающему окончание вальцовки по увеличению длины вальцуемой трубы.

12. ПУСК И ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОТЛОАГРЕГАТОВ

После окончания монтажа котлоагрегата производится: 1) внутренний осмотр; 2) наружный осмотр; 3) гидравлическое испытание.

Давление воды при гидравлическом испытании принимают следующее:

1. Если рабочее давление меньше 5 *атм*, давление при испытании равно полуторакратному рабочему давлению, при этом разность между давлением гидравлического испытания и рабочим должны быть не менее 2 *атм*.

2. Если рабочее давление больше 5 *атм*, давление воды при гидравлическом испытании должно быть в 1,2 раза больше рабочего; разность между давлением гидравлического испытания и рабочим должна быть не менее 3 *атм*.

Держать котёл под повышенным давлением более 5 мин. запрещается.

После тщательного наружного осмотра производится прощелачивание котлоагрегата и промывка его. Затем котёл заполняется водой и испытывается на паровую плотность путём растопки котлоагрегата и повышения давления пара до рабочего.

Растопка котлоагрегата начинается с самого тщательного осмотра его состояния и работоспособности всех отдельных узлов: предохранительных клапанов, шиберов, вентилялей, дымососов, вентиляторов и т. п. Открыв воздушные краны или, при отсутствии таковых, подклинив предохранительные клапаны, наполняют котёл водой через водяной экономайзер до нижней отметки водоуказательного стекла. Температура воды не должна быть выше 90°; продолжительность заполнения холодного котла летом — 1 час, зимой — 2 часа. Газоходы котлоагрегата вентилируют в течение 5—10 мин., открывая полностью шиберы естественной тяги или включая дымосос.

Продолжительность растопки зависит от сорта топлива, степени экранирования топки, конструкции котла. Обычно растопка продолжается примерно 3 часа. Растопку ведут или дровами в слоевых топках, или мазутом и муфельными горелками — в камерных топках. Необходимо вести растопку так, чтобы не было тепловых перекосов.

Для защиты пароперегревателей от пережога при растопке открывают продувочные вентили на выходном коллекторе пароперегревателя. Степень их открытия увеличивается по мере растопки, причём контроль открытия ведут по температуре пара, которая не должна превышать 300—350°.

При растопке экраны могут нагреваться медленнее, чем остальные узлы котлоагрегата, поэтому их следует продувать в начале растопки и по достижении давления пара 5 и 10 *атм*, проверяя наощупь обогрев нижних коллекторов.

Воздухоподогреватель включают в работу, когда температура продуктов горения за ним не менее 120°.

При растопке следует внимательно контролировать свободу перемещения коллекторов и барабанов котлоагрегата, опёртых на подвижные опоры.

Подключение котлоагрегата к общей магистрали производится при достижении давления пара в нём на 0,2—0,5 *атм* меньше давления в магистрали.

Расход мазута на растопку котлоагрегата производительностью 50 *т/час*, через 6, 12 и 48 часов после его остановки равен соответственно 0,8; 1,1 и 1,6 *т/час*, а после капитального ремонта 2—3 *т/час*.

Эксплуатация котлоагрегата заключается в обеспечении надёжного производства пара заданных количеств и параметров при максимально-эффективном использовании как самого котлоагрегата, так и обслуживающего его работу вспомогательного оборудования.

Большую роль в этой работе играет обслуживающий котлоагрегат персонал, от которого требуется знание производственных и аварийных инструкций, устройства обслуживаемого им агрегата и правил техники безопасности.

Основные виды работы по обслуживанию котлоагрегата следующие:

1. Равномерное питание водой и поддержание её нормального уровня.
2. Поддержание нормального давления пара и его температуры.
3. Регулирование тяги и дутья для получения оптимальной характеристики горения топлива.
4. Наблюдение за чистотой поверхности нагрева (своевременные обдувка и продувка).

Экономичность работы котлоагрегата прежде всего определяется качеством работы топки. Поэтому при эксплуатации необходимо не превосходить величины потерь от химической и механической неполноты горения, которые указаны в табл. 13, 14, 15, 16.

В слоевых топках следует обеспечивать равномерное сопротивление слоя топлива на решётке путём забрасывания свежим топливом образующихся краёв горения, поддерживать в топке только необходимое разрежение. Необходимо обратить внимание на уменьшение потерь со шлаком, для чего нужно правильно организовывать чистку топки.

Для уменьшения потерь с уходящими газами необходимо в первую очередь работать с правильно подобранным коэффициентом избытка воздуха в топке, уменьшать до минимума присос холодного воздуха по тракту продуктов горения, держать в чистоте поверхности нагрева.

При обслуживании работы механических топков на угле следует обращать внимание на борьбу с провалом и уносом. Целесообразно при большом значении этих потерь организовать возврат уноса и провала в топку паром или воздухом от дутьевого вентилятора, если нет опасности чрезмерного шлакования топки.

Расход энергии на тягу и дутьё составляет основную часть расхода на собственные нужды котельной установки. Для уменьшения расхода на тягу и дутьё следует:

- 1) поддерживать в чистоте поверхности нагрева, проводя регулярно их обдувку;
- 2) уменьшать присосы воздуха по тракту продуктов горения, ликвидируя все неплотности;
- 3) применять наиболее эффективное регулирование тяги и дутья;
- 4) проводить своевременно и доброкачественно ремонт.

Температура перегретого пара может отклоняться при эксплуатации от проектной в ту или другую сторону. При небольшой величине этих отклонений можно её выровнять путём проведения следующих мероприятий.

Если перегрев пара недостаточен, следует: 1) повысить коэффициент избытка воздуха до номинальной величины; 2) поддерживать поверхность нагрева пароперегревателя в полной чистоте путем обдувок и расшлаковок.

При повышении общего перегрева пара можно рекомендовать: 1) уменьшение избытка воздуха до нормальной величины; 2) очистку путём обдувки и расшлаковки первого пучка и экранов; 3) полное прекращение отбора насыщенного пара (если таковой имеет место); 4) поддержание температуры питательной воды не ниже расчётного уровня.

В течение первых 4—6 час. после нормальной остановки котлоагрегата все отверстия в котлоагрегате, работающем на пылеобразном топливе, должны быть закрыты, а при слоевой топке допущен небольшой приток воздуха для охлаждения металлических частей топков. Затем в течение одного часа вентиляруют газоходы путём постепенного открытия заслонок естественной тяги котлоагрегата, а также ведут продувку с одновременной подпиткой котла водой.

Продувку повторяют через 8—10 час. после остановки котлоагрегата. Если надо ускорить охлаждение агрегата, усиливают вентиляцию, пускают дымосос и увеличивают продувку. Спускать воду можно через 18—24 час. после остановки, по достижении температуры воды в котле 70—80°.

Целью эксплуатационных испытаний котлоагрегата, производящихся, как правило, перед капитальными ремонтами и после них, являются: 1) на-

ладка режима работы и составление инструкций по ведению режима; 2) получение технических норм по расходу топлива на производство пара; 3) разработка мероприятий по улучшению работы оборудования; 4) инструктаж персонала по рациональным методам работы.

Для осуществления этих целей при эксплуатационных испытаниях должны быть получены: 1) показатели оптимального режима установки; 2) характеристика потерь и к. п. д. брутто и нетто котлоагрегата в зависимости от нагрузки; 3) зависимость основных исходных показателей работы котлоагрегата — температур пара, уходящих газов и др. от нагрузки; 4) зависимости сопротивлений газового и воздушного трактов от нагрузки; 5) характеристики вспомогательного оборудования; 6) относительное изменение величин потерь тепла при отклонении воздушного режима от нормального; 8) расход электроэнергии на тягу и дутьё в зависимости от нагрузки.

Перед испытанием котлоагрегат должен работать не менее 48 час. с полной нагрузкой. Переход к испытанию на другой режим должен продолжаться не менее 5 час.

Испытание можно проводить методом прямого или обратного балансов. При прямом балансе к. п. д. брутто котлоагрегата определяется прямым путём по количеству и качеству израсходованного топлива и полученного за это время пара. При обратном балансе к. п. д. брутто определяется по определённым при испытании потерям q_2 , q_3 и q_4 и принятой потере q_5 , как остаточный член теплового баланса. Продолжительность испытания при прямом балансе 8 час., при обратном 4 часа.

Метод испытания по обратному балансу в большинстве случаев является более точным и часто единственно осуществимым.

При испытании котлоагрегата методом обратного баланса должны быть получены следующие данные: элементарный рабочий состав и теплотворная способность топлива, состав и температура уходящих продуктов горения, температура холодного воздуха, количество шлаков, провала и уноса и содержание в них горючей части.

При испытании методом прямого баланса необходимо ещё располагать данными о количестве сожжённого топлива и произведённого пара, давлении и температуре пара и температуре питательной воды.

Кроме этих величин, необходимых для составления теплового баланса, производится замер разряджений и давлений на пути газа и воздуха, силы тока, количества потребляемой электродвигателями энергии и т. д.

Обработка величин для нахождения теплового баланса производится по формулам, приведённым в разделе «Тепловой баланс котлоагрегата».

После определения величины к. п. д. котлоагрегата необходимо наметить пути уменьшения потерь и улучшения качества работы котлоагрегата.

Экономичность работы котельной установки определяется двумя факторами: 1) техническим совершенством оборудования (конструкцией котлоагрегата и качеством его изготовления, монтажа и ремонта; 2) правильной его эксплуатацией.

Практика эксплуатации отечественных котельных установок показывает возможность получения даже на твёрдом топливе к. п. д. брутто котлоагрегатов 90% и выше. Подобные высокие достижения в эксплуатации являются следствием работы стахановцев, новаторов производства и инженерно-технического персонала, обслуживающих эти котлоагрегаты.

13. АВАРИИ И РЕМОНТ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Как показывает практика работы передовых котельных установок СССР, безаварийная работа обеспечивается при: 1) внимательной приёмке смены и осмотре всех основных рабочих узлов котлоагрегата; 2) соблюдении всех правил эксплуатации; 3) участии вахтенного персонала в ремонте и приёмке котлоагрегата из ремонта; 4) знании аварийных инструкций; 5) хорошей теоретической подготовке персонала и знании обслуживаемого котлоагрегата и процесса его работы; 6) записи в дефектных журналах всех замеченных во

время эксплуатации неполадок и неисправностей оборудования; 7) проведение аварийных игр.

Как показывает статистика аварий котлоагрегатов, преобладающая доля их приходится на барабаны и трубную систему котлоагрегата. Основные причины аварий барабанов: 1) коррозионные повреждения; 2) трещины, вызванные температурными деформациями.

Внимательный осмотр барабанов во время ремонтов позволяет предупредить аварии из-за этих причин.

Наиболее часто встречающиеся повреждения и дефекты трубной системы бывают из-за: 1) расстройств в вальцовых соединениях; 2) образования на трубах кольцевых трещин; 3) образования на трубах отдулин и частичных разрывов труб; 4) образования на трубах свищей.

Мерой борьбы с двумя первыми причинами повреждений трубной системы служит, прежде всего, качественное выполнение вальцовочных соединений.

Для избежания кольцевых трещин следует:

1. Обеспечить и тщательно контролировать в эксплуатации свободу термических расширений трубной системы.

2. Избегать в эксплуатации котлоагрегатов неправильного и длительного нахождения котлоагрегата в горячем резерве, резкого изменения режима его работы, неправильного ведения растопок и остановок, недопустимого шлакования топки.

3. Тщательно контролировать качество питательной и котловой воды.

Причинами появления отдулин и разрывов на кипячительных и экранных трубах могут быть: 1) наличие чрезмерных отложений накипи на внутренних поверхностях труб; 2) нарушение нормальной циркуляции воды; 3) выпуск воды из котлоагрегата.

Мерами по предупреждению этих аварий является соблюдение инструкций по обслуживанию котлоагрегатов.

Повреждения труб пароперегревателей могут произойти вследствие повышения температуры стенок труб, что может привести к снижению прочности металла, вследствие коррозионных повреждений и дефектности металла труб.

Температура стенок труб пароперегревателей повышается из-за образования накипи на внутренней стенке трубы и неравномерного распределения потоков пара и подводимого тепла по трубам, приводящих к неравномерному перегреву пара.

Мерами борьбы являются проведение сепарации насыщенного пара для уменьшения его влажности, поддержание надлежащего солевого содержания котловой воды, равномерное распределение пара по трубкам (иногда при помощи шайбования), ликвидация неравномерных подводов тепла.

К авариям, возникающим в топках, в первую очередь необходимо отнести аварии пылеугольных топок, вызываемые их шлакованием.

Шлакование топок ведёт к аварийной остановке котлоагрегата, происходящей из-за уменьшения сечения для выхода газов вверх топки, либо накопления шлаковых масс внизу топки, препятствующих удалению шлаков из топки, или же из-за повреждения труб холодной воронки гранулятора, вызываемого падением на них с большой высоты крупных глыб шлака.

Основные факторы, способствующие шлакованию топок, следующие: 1) конструктивные недостатки горелок, топок и поверхностей нагрева; 2) недостаточный общий коэффициент избытка воздуха в топке; 3) недостаточно полное или запоздалое перемешивание пыли с воздухом; 4) незаконченность горения в пределах топочного пространства; 5) повышение температуры продуктов горения у ограждающих поверхностей топки; 6) неналаженность режимов очистки и расшлаковки топок и т. п.

Основным мероприятием по предупреждению шлакования топок является поддержание правильного режима работы котлоагрегата.

Аварии остального оборудования являются более редкими и для преду-

преждения их обслуживающему персоналу необходимо обращать внимание на стуки и шумы, которые указывают на ненормальную работу тех или иных узлов агрегата. Своевременное реагирование предотвращает глубокое развитие аварии.

Во избежание развития аварии кочегар обязан остановить котёл немедленно: 1) при упуске воды; 2) при перепитке котла; 3) при трещине в обмуровке, угрожающей обвалом обмуровки или обнажением каркаса изнутри; 4) при нагреве докрасна каркаса, обшивки котла или воздухоподогревателя; 5) при горении топлива в газоходах хвостовой части; 6) при взрывах в газоходах с раскрытием взрывных клапанов; 7) при разрыве труб котла или экрана.

Котёл следует остановить в срок, указанный главным инженером, в следующих случаях: 1) течь в заклёпках; 2) течь в местах развальцовки труб, 3) свищи в трубах; 4) отдулины у труб котла или экрана; 5) повреждение обоих водомерных стёкол.

Пыль всех топлив, кроме антрацита и тощих углей, является самовозгорающейся и взрывоопасной. Поэтому допускать пересушивания этой пыли и увеличения тонкости помола не следует. При появлении горения угольной пыли в бункере немедленно прекратить подачу свежей пыли в бункер, открыть в бункер углекислоту или пар и срабатывать пыль из бункера в топку.

Проводимые в течение года ремонты оборудования являются планово-предупредительными ремонтами, которые состоят из: 1) капитального ремонта; 2) текущего ремонта, который производится три-четыре раза в год; 3) мелкого ремонта, производимого персоналом без остановки котлоагрегата.

Нормы простоя котлоагрегатов в ремонте приведены в табл. 40.

Таблица 40

Нормы простоя котлоагрегатов в ремонте

Виды ремонтов	Капитальный ремонт	Текущие ремонты	Сумма годового простоя в днях	Капитальный ремонт	Текущие ремонты	Сумма годового простоя в днях
Нормальная производительность котлов	До 29 т/час			от 30 до 89 т/час		
С пылеугольными топками	10—12	12—16	22—28	12—15	16—20	28—35
С механическими решётками	10—12	12—16	22—28	12—15	16—20	28—35
С мазутными топками	8—10	12—14	20—24	10—12	12—16	22—28
С ручными решётками	10—12	12—14	20—26	—	—	—

Данные нормы могут быть уменьшены путём тщательной подготовки к проведению ремонтных работ, правильного графика ремонтных работ, максимальной механизации всех транспортных работ и т. п.

Содержание ремонтов записывается в дефектную ведомость, составленную на основе ремонтного журнала и журнала неисправностей, актов осмотра агрегата, аварийных актов, ведомости дефектов и приёмных актов предыдущего года, результатов эксплуатационных испытаний, сроков износа деталей, намеченных реконструктивных и рационализаторских мероприятий. На основании этой ведомости разрабатывается вся документация по организации ремонта.

ЛИТЕРАТУРА

1. Машиностроение (энциклопедический справочник), Машгиз, 1949.
2. Котельные установки, т. 2, под редакцией Э. Л. Ромма, Госэнергоиздат, 1946.
3. Комаров А. М., Лукинцкий В. В., Справочник для теплотехника электростанций, изд. 2-е переработанное, Госэнергоиздат, 1949.
4. ЦКТИ, Нормы теплового расчёта котельного агрегата, Машгиз, 1945.
5. Маргулова Т. Х., Тепловой расчёт котлоагрегата, Госэнергоиздат, 1949.

14. БУРЫЕ УГЛИ

Бурые угли отличаются от каменных как по составу горючей части, так и по внешним признакам.

Для горючей части бурых углей характерно повышенное содержание кислорода и пониженное содержание углерода, что определяет пониженную теплотворную способность угля и большой выход летучих. Особенности состава и происхождения бурых углей обуславливают высокую химическую активность их, склонность к выветриванию и самовозгоранию, малую механическую прочность и большую влажность.

Бурые угли СССР можно разбить на три группы: а) землистые, б) кусковые, в) смолистые.

К землистым бурым углям относятся угли Днепровского буроугольного бассейна, охватывающего Житомирскую, Киевскую, Кировоградскую и Днепропетровскую области. Характерными представителями этой группы являются угли Александрийского и Звенигородского районов. Главным отличием землистых бурых углей, как показывает само их название, является их землястая структура; основная масса угля (70—80%) состоит из частиц, меньших 7 мм. В незначительном количестве в угле попадаются куски лигнита (т. е. остатки древесины с явно выраженным строением), достигающие 1 м и более в длину.

Помимо малого размера частиц для землистых бурых углей характерна высокая влажность, колеблющаяся от 45 до 60%, в среднем 55%. При хранении землистый бурый уголь (равно как и бурые угли других типов) в зависимости от атмосферных условий легко подсыхает и так же легко увлажняется.

Цвет землистых бурых углей непосредственно после выдачи из шахты тёмно-бурый, почти чёрный, при подсыхании меняется до бурого или жёлтобурого; угли более светлых тонов большей частью менее зольны, чем угли более тёмные.

Зольность землистых бурых углей колеблется от 10 до 45% (на сухую массу); угли зольностью более 45% как топливо не рассматриваются. Температура плавления золы невелика (см. ниже табл. 4), однако при слоевом сжигании угля зола не спекается. С увеличением зольности угля влажность его, равно как и крупность частиц, уменьшается.

Количество серы в землистых углях велико и по отношению к горючей части составляет около 4,5%, при этом около половины серы представлено в виде сернистого колчедана.

Содержание летучих очень велико (55—65%) по отношению к горючей части; кокс — порошкообразный.

Теплотворная способность горючей части колеблется вообще в пределах $Q_n^g = 5000$ ккал/кг до $Q_n^g = 7200$ ккал/кг, чаще же лежит в пределах 5300—6400 ккал/кг.

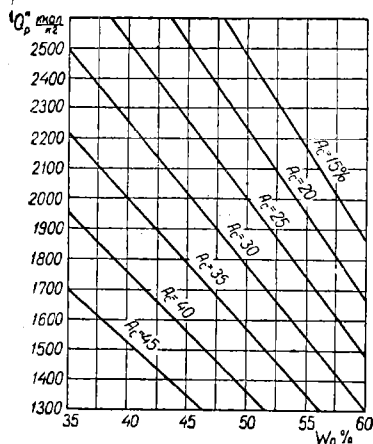
При увеличении зольности землистых бурых углей теплотворная способность их горючей части уменьшается (фиг. 1); приближённо она может быть подсчитана по формуле

$$Q_n^g = 7130 - 40A_z \text{ ккал/кг,}$$

где A_z — зольность угля в %, отнесённая к сухой массе.

Насыпной вес сырых землистых бурых углей без уплотнения равен 550—650 кг/м³.

Сыпучесть землистых бурых углей, особенно при большой влажности, неудовлетворительна, эти угли в большой степени склонны к слеживанию.



Фиг. 1. Теплотворная способность землистого бурого угля при различной влажности и зольности.

При влажности 54—55% землистый уголь начинает налипать на металлические поверхности, что затрудняет механическую подачу его. В зимнее время уголь легко смерзается.

К кусковым бурым углям относятся лигнитистые бурые угли Закарпатской области и близкие к ним по ряду свойств угли Львовской и Тернопольской областей; к этой группе можно отнести также уголь Болградского месторождения, Измаильской области.

Смолистые бурые угли по сути являются переходными от бурых к каменным и по внешнему виду мало отличаются от каменных углей. К смолистым углям относятся угли месторождения Станиславской и Черновицкой областей.

Зольность этих углей сравнительно невелика ($A_c=10\%$), равно как и влажность ($W_p=15\%$); теплотворная способность горючей части равна $Q_n^g = 6500—7200$ ккал/кг. Уголь может долго храниться, не рассыпаясь.

В табл. 1 приводятся данные о составе и теплотворной способности бурых углей УССР.

Характеристика горючей части бурых углей УССР

Таблица 1

Буроугольный район	Месторождение	Состав горючей части в %					Выход летучих ЛГ в %	Теплотворная способность Q_n^g в ккал/кг
		углерод C^g	водород H^g	кислород O^g	азот N^g	сера общая горючая $S^g_{\text{общ}}$		
I. Землистые бурые угли								
Александррийский	Семёновско-Александррийское	65,85	4,96	29,98	—	4,17	60,0	6318
Звенигородский	Юрковское	64,88	5,71	24,87	—	4,54	55,0	6322
Кировоградский	Балашовское	62,50	5,30	27,60	—	4,60	56,0	5310
Коростышевский	Коростышевское	68,30	5,90	20,20	—	0,58	57,7	6450
Криворожский	Христофоровское	60,85	5,825	26,21	—	1,025	60,0	5845
II. Кусковые бурые угли								
Золочевский	Ясеновское	61,72	7,32	23,52	1,31	6,13	50,1	6400
	Казаковское	57,87	6,52	27,68	1,32	6,61	42,7	6450
	М. Тростянецкое	64,42	5,33	21,81	0,71	7,73	57,4	5957
Рава-Русский	Магеровское	58,15	6,92	28,83	0,93	5,17	53,0	5932
Иршавский	Ильницкое	65,22	5,67	26,87	0,94	1,30	58,4	5958
Измаильский	Болградское	—	—	—	—	—	54,4	6200
III. Смолистые бурые угли								
Колomyйский		69,01	5,51	19,92	1,07	4,49	62,91	6554

В табл. 2 приведена характеристика рабочей массы бурых углей Украинской ССР.

Таблица 2

Характеристика рабочей массы бурых углей УССР

Буроугольный район	Шахта	Существующие нормативы				Теплотворная способность рабочего топлива при средних значениях зольности и влажности Q_H^p в ккал/кг
		Зольность $A_C\%$		Влажность $W_p\%$		
		средняя	предельная	средняя	предельная	
I. Землистые бурые угли						
Александррийский	Шахта № 2	17	20	53	56	2100
	Шахта № 3	19,5	22,5	55	58	1960
Звенигородский	Шахта № 4	28	31	52	55	1750
Кировоградский	Шахта «Пионер бис»	43	45	43	45	1400
Криворожский	Шахта Саксаганская	23	26	50	55	1850
	Шахта Христовская	24	27	52	55	1930
II. Кусковатые бурые угли						
Золочевский	Ясеновское шахтоуправление	31	35	30	35	2900
Рава-Русский	Магеровское шахтоуправление	30	35	30	35	2450
Иршавский	Шахта № 1	34	37	40	45	2100
	Шахта № 2	30	34	40	45	2250
	Шахта № 3	37	40	40	44	2000
	Шахта № 4	43	50	42	45	1700
	Шахта № 5	38	42	42	45	1900
Коломыйский	Шахта № 8	22	25	14	16	—
Измаильский	Болградское шахтоуправление	26	29	40	45	2500
Хустский	Шахта № 29	28	32	40	53	2870

При наличии определённых данных о зольности и влажности землистых бурых углей теплотворную способность их можно определять по фиг. 1.

Температура плавления золы бурого угля различных месторождений приведена в табл. 3.

Таблица 3

Температура плавления золы бурого угля различных месторождений

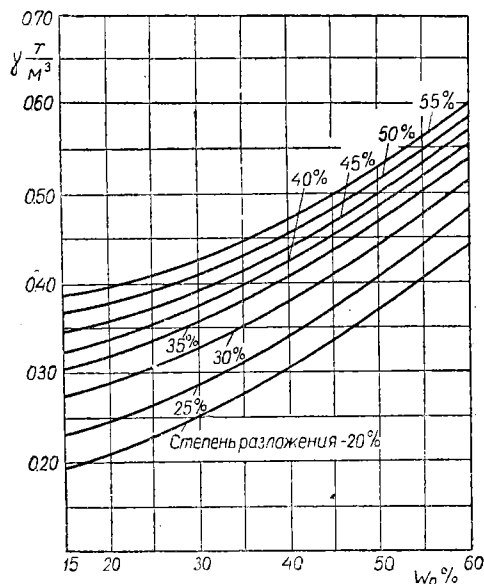
Наименование угля	Начало деформации в град.	Начало размягчения в град.	Жидкоплавленное состояние в град.
Александррийский бурый уголь	1130	1190	1220
Кировоградский » »	1240	1460	1500
Юрковский » »	1160	—	—
Золочевский (М. Тростянец)	1000	1070	1110
Иршавский (лигнит)	1040	1200	1230
Коломыйский (смолистый бурый уголь)	1030	1050	1070

15. ТОРФ

Общие сведения

Обычный для УССР тип торфяного болота — низинный, образующийся, как правило, в пойме реки. Приносимые паводками песок и глина повышают зольность торфа и образуют нередко в залежи глинистые и глинисто-песчаные прослойки.

Торф низинных торфяников обычно тёмного, почти чёрного цвета; «степень разложения» его, под которой подразумевают отношение площади, занятой оторфованными, потерявшими растительную форму частицами, к общей площади разреза, обычно бывает высокой (в среднем по УССР она равна 40%).



Фиг. 2. Вес в тоннах 1 м³ низинного машиноформованного торфа в кладке, в зависимости от влажности и степени разложения.

В УССР в настоящее время в основном добывается кусковой машиноформованный торф.

Примерные размеры высушенных цельных торфин—100×100×250 мм. Объёмный вес добытого этим способом торфа зависит от влажности, зольности, степени разложения и приблизительно характеризуется кривыми, приведёнными на фиг. 2.

Вследствие относительно небольшого насыпного веса кускового торфа, в нормальный двухосный железнодорожный вагон может быть погружено 8—11 т.

Машинный способ добычи торфа отличается трудностью механизации отдельных процессов добычи, особенно сушки и уборки торфа, а также непрочностью полученных торфин.

Крошимость, ведущая к превращению торфа в мелочь, зависит от свойств залежи и степени разложения, причём существенным обстоятельством является наличие связывающих торф прочных растительных волокон. Торф древесного происхождения поэтому крошится сильнее. Немалое значение имеет своевременность переворачивания торфин во время сушки. Некоторое влияние на крошимость оказывает также способ переработки торфяной массы.

При малых размерах добычи и на «окрайках» выработанных массивов довольно широко применяется примитивный «резной» способ добычи; при этом способе торфяные кирпичи вырезаются из залежи вручную лопатой, без переработки торфяной массы.

При фрезерном способе добычи увлекаемый трактором вращающийся барабан со свободно подвешенными ножами (фрезер) превращает в мелкую торфяную крошку верхний слой (около 20 мм) залежи, освобожденной предварительно от верхнего земляного слоя с корнями растений (очёс). Торфяная крошка после нескольких переворачиваний для просушки при солнечной погоде через 1—2 дня после фрезерования сгребается и складывается в караваны. В двухосный железнодорожный вагон может быть погружено около 8 т фрезерного торфа.

Фрезерный способ добычи даёт возможность полностью механизировать все работы при помощи несложных машин и целесообразен для малых болот и «окрайков» залежей, разрабатываемых иными способами.

При средних тарифных ставках за один тонно-километр для каменного угля и для торфа предельными с народнохозяйственной точки зрения расстояниями перевозки этого торфа для разных областей должны быть примерно следующие:

Черниговская область	100—150 км
Киевская	50—100 »
Сумская	30—50 »
Житомирская	150—200 »
Западные области УССР	200—300 »

Технические характеристики торфа. Нормативы влажности, зольности и содержания мелочи

Наименее зольные залежи расположены в северной части Житомирской области, где зольность торфа колеблется в пределах 4—10,5%.

Зольность среднего порядка имеют торфяники Сумской, Черниговской, Каменец-Подольской и Киевской областей, во многих районах которых зольность равна 14—18%, а в некоторых — зольность торфа в залежи снижается до 12 и даже до 7,2%.

Повышенной зольностью отличаются торфяники Винницкой области, в которой средняя зольность по районам не ниже 21%, и Полтавской области, где зольность торфа близка к 30%.

Установленные Министерством местной топливной промышленности УССР нормативы зольности для крупных торфодобывающих предприятий УССР и торфопредприятий областного подчинения приведены в табл. 4.

Таблица 4

Нормативы зольности для крупных торфодобывающих предприятий УССР (Укрторфтреста)

Название торфопредприятия	Нормативы зольности		Фактические колебания зольности для торфа, отгруженного предприятиями УТТ за первое полугодие 1948 г.	
	Средняя по массиву в %	Граничный норматив в %	Пределы колебаний	Средняя зольность
Буча	25	26	—	—
Ирдынь	15	18	8,6—20,3	12,5
Деражня	17	20	7,8—20,6	12,0
Кодра	15	18	7,0—26,0	12,0
Моства	9	12	7,0—18,0	9,0
Чемерное	8	11,0	—	—
Шостка	16,5	19,5	—	—
Мнево (фрезторф)	15,0	18,0	7,0—18,7	15,0
Львов	14,0	17,0	—	—
Окруч	13,0	16,0	—	—
Бучманы	7,0	10,0	—	—
Великсе	21,0	24,0	—	—

Немалое значение имеют особенности золы, в первую очередь температура её размягчения и плавления.

Данные о плавкости золы, имеющиеся для 41 залежи, показывают, что температура жидкоплавкого состояния колеблется в пределах 1050—1500°, составляя чаще 1300°.

Плавкость золы приведена в табл. 5.

Таблица 5

Плавкость золы

Название залежей	Плавкость золы в град.		
	Начало деформации	Начало размягчения	Жидкоплавкое состояние
Ирдынь	1165	1185	1230
Мнево	1210	1230	1250
Буча	1160	1180	1230
Великое	1250	1260	1260
Кодра	1240	1250	1250

Состав, летучие и теплотворная способность торфа УССР

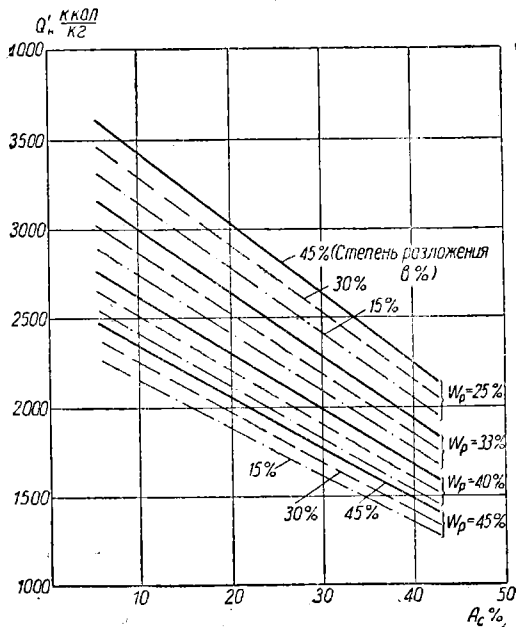
Средний состав горючей части торфа, по характеристикам 18 залежей с запасами по каждой свыше 1 млн. тонн воздушного сухого торфа, выражается

такими цифрами: $C^F = 57\%$; $H^F = 6\%$; $O^F = 34,5\%$; $N^F = 2\%$; $S_{общ}^F = 0,5\%$. (Индекс F обозначает, что за 100% принят вес беззольного и безводного топлива).

Выход летучих (газов, выделяющихся из торфа при нагревании) для торфа УССР близок к $L^F = 68—70\%$ (для беззольного и безводного топлива).

При часто наблюдающейся для торфа УССР степени разложения 40%, теплотворная способность горючей части равна примерно $Q_n^2 = 5200$ ккал/кг; эта средняя величина теплотворной способности приблизительно соответствует приведённому выше элементарному составу торфа.

Для приблизительных подсчётов можно пользоваться величиной теплотворной способности, определённой по графику фиг. 3.



Фиг. 3. Рабочая нижняя теплотворная способность торфа в зависимости от влажности и зольности торфа (A_c) и степени его разложения.

от соблюдения правил сушки и уборки торфа, и при правильной организации работы до желаемых пределов.

По действующим техническим условиям на поставку торфа нормальной влажностью считается $W = 33\%$ для кускового торфа и $W = 40\%$ для торфа фрезерного. При превышении влажности сверх нормальной

Влажность торфа является качеством, почти полностью зависящим

за каждый процент превышения производится скидка с цены торфа 1,5%.

При влажности 45% для кускового торфа и 50% для фрезерного торфа бракуется.

При влажности торфа меньше 33% производится надбавка на цену по такой шкале:

Влажность в %	32	31	30	29	28	27	26	25
Надбавка в %	2,5	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20
Влажность в %	24	23	22	21	20	19	18	17
Надбавка в %	21,5	23	24,5	26	27,5	29	30,5	32

Существенной характеристикой торфа как топлива является содержание в нём мелочи (частиц меньше 25 мм).

Мелочь весьма ухудшает работу слоевых топок и исключает возможность использования торфа в бытовых печах.

Технические условия на поставку торфа устанавливают нормальное для низинного торфа содержание мелочи 30% (бесскидочный предел) плюс 3% на каждую выгрузку или погрузку.

Браковочным пределом считается для промышленных потребителей содержание мелочи 35% (франко-склад поставщика); для торфа, предназначенного для бытовых потребителей, браковочный предел содержания мелочи 25%.

Мелочь сверх 30% оплачивается по цене, составляющей 30% от цены машиноформованного торфа.

Содержание крошки в торфе, отпущенном в течение трёх лет предприятиями Укрторфтреста, характеризуется цифрами табл. 6.

Таблица 6
Содержание крошки в торфе, отпущенном торфопредприятиями Укрторфтреста в 1946, 1947 и 1948 гг.

Наименование торфопредприятия	Годы			Среднее за три года
	1946	1947	1948	
Моства	18,4	18,9	18,9	18,7
Кодра	22,7	23,6	24,3	23,5
Мнёво	15,2	15,1	23,0	19,5
Шостка	25,7	25,5	22,3	24,1
Буча	—	—	25,0	25,0
Деражня	31,1	32,0	30,0	30,8
Ирдынь	40,9	38,3	32,0	35,5

16. РАСТИТЕЛЬНЫЕ СУРРОГАТЫ ТОПЛИВА

Состав отходов сельского хозяйства и растительных отходов промышленности (соломы, лузги подсолнечной, гречневой и просяной, опилок, одубины), состоящих в основном из клетчатки, близок к древесине; эти топлива близки к древесине также по величине теплотворной способности и по выходу летучих (табл. 7).

Положительными особенностями этих топлив являются их малозольность, постоянство и однородность крупности частиц и относительное постоянство влажности.

Опилки и, особенно, одубина отличаются значительной влажностью, в то время как остальные из этих топлив имеют влажность, колеблющуюся в пределах 8—15%.

Общими отрицательными свойствами растительных суррогатов топлива являются легковесность, малая теплоплотность и мелкозернистость, а для соломы — непрочность и значительная «парусность» обуглившимся соломинкам, улетающих недогоревшими в трубу. Последнее свойство имеют также частицы просяной лузги. Объёмистость соломы ведёт к тому, что весь объём топки заполняется топливом; вместе с тем требуется постоянная подача соломы в топку, осложняемая неудобоподвижностью этого топлива. Серьёзным недостатком соломы является низкая температура плавления золы.

Наибольшее значение из названных топлив имеют опилки.

Влажность опилок для разных пород, теплотворная способность их в тысячах калорий на один насыпной кубический метр и коэффициент для перевода

Таблица 7

Состав и характеристика растительных суррогатов топлива

Название топлива	Горючая часть топлива						Рабочее топливо			Зольность сухого топлива A_c	Температура плавления золы в град.		
	в %					в ккал/кг	в %		в ккал/кг		Начало деформации t''	Начало размягчения t'''	Жидкоплавленное состояние t''''
	C^r	H^r	O^r	N^r	L^r	Q_H^r	W_p	A_p	Q_H^p				
Солома	50,0	6,2	43,2	0,6	8,0	4460	8-10	4,5	3760	5	820	860	950
Лузга подсолнечная	51,5	5,9	42,0	0,6	80	4520	7-15	2,6	4030	2,8	1070	1210	1230
Костра льняная	51,0	6,0	42,4	0,6	80	4510	8,0	4,0	3970	4,3	1165	1190	1200
Опилки	51,0	6,1	42,3	0,6	85	4530	35—	1,3—	1920	2			
Одубина	49,4	5,7	44,3	0,6	85	4270	50—	—1	2690	7,5			
							69,0	2,3	815				

опилок в условное топливо в тоннах условного топлива на 1 м³ опилок — приведены в табл. 8.

Таблица 8

Переводной коэффициент и объёмная теплотворная способность опилок

Название	Влажность W_p	Количество кг условного топлива в насыпном куб. метре	Объёмная теплотворная способность в 1000 ккал на насыпной куб. метр
Сплавная хвойная древесина: сосна ель	} 50	82	572
		72	506
«Гужева» хвойная древесина: сосна ель	} 45	84	587
		74	521
Сплавная берёза . .	45	103	721
«Гужева» берёза . .	40	105	738
Дуб	35	120	842
Осина	50	82	572
Бук	40	105	738

Количество получающихся при распиловке древесины опилок может быть определено следующим образом. В опилки превращается около 10—12% древесины; иначе говоря, каждый плотный кубический метр распиливаемой древесины даёт 0,1—0,12 плотных куб. метров опилок или 0,35—0,42 насыпных куб. метров опилок.

17. ОСОБЕННОСТИ СЖИГАНИЯ МЕСТНЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА

Свойства местных видов топлива, определяющие характер горения

Местные топлива УССР характерны относительно повышенными зольностью и влажностью, а также, нередко, значительной мелкозернистостью.

Эти свойства топлив осложняют их сжигание, вызывая следующие основные затруднения:

- 1) увеличение промежутка времени, потребного для подготовки топлива к зажиганию (подсушка);
- 2) трудность удаления золы, продвижения по решётке больших по объёму количеств топлива и необходимость глубокого шурования слоя;
- 3) трудность устранения неполноты сгорания выделенных летучих, зависящая от их характера и от низкого общего температурного уровня топки;
- 4) увеличение потери горючего в унесённых из слоя мелких частицах топлива.

Положительными свойствами местных топлив являются:

- 1) высокий выход летучих (около 60—70% горючей части топлива при нагревании превращается в газ), что особенно важно при высокой зольности топлива;
- 2) низкая температура воспламенения, зависящая от «нестойкости» топлива и разложения его при низких температурах. Эти свойства облегчают сжигание, способствуют понижению температуры слоя и дают возможность простыми средствами механизировать сжигание.

18. ПОДГОТОВКА ТОПЛИВА К ВОСПЛАМЕНЕНИЮ ПРИ СЛОЕВОМ И КАМЕРНОМ СЖИГАНИИ

Подготовка топлива к воспламенению требует значительных количеств тепла и длится долго.

Примерное представление о количестве тепла, идущего для подготовки топлива и нагревания воздуха, даётся цифрами табл. 9.

Для торфа средних качеств и для кусковатого бурого угля тепло, затрачиваемое для полного высушивания топлива и подогрева его до температуры воспламенения, составляет примерно 11% от всего тепла топлива (т. е. от Q_d^0), а для землистого бурого угля 15%. Примерно 10% всего тепла торфа и кусковатого бурого угля надо затратить на подогрев до температуры горения потребного для него воздуха.

В табл. 9 указано количество тепла, необходимое для подготовки топлив к воспламенению.

При землистом буром угле для подогрева воздуха необходимо примерно $\frac{2}{3}$ тепла, достаточного для полного высушивания топлива.

Подготовка топлива к воспламенению длится долго.

Подготовка к воспламенению бурого угля влажностью всего $W_p = 27—29$, крупностью 5—15 мм при температуре горячего дутья $t_a = 175^\circ$ занимает без малого 30% всего времени пребывания топлива на цепной решётке. Вместе с распространением горения по всей толще слоя подготовка топлива и розжиг требуют в этом случае примерно 40% названного времени.

Сказанное подтверждает, что при высокой влажности организация подготовки топлива определяет работу топки.

Основой же подготовки является подведение к начальной части слоя тепла, осуществляемое такими путями:

1. Подогревом воздуха, подводимого к слою топлива.
2. Сжиганием некоторой части топлива в относительно небольших специальных очагах — предтопках, устраиваемых у входа топлива в топку.
3. Отклонением к свежемю, поступившему в топку топливу пламени от основного очага горения.

Подогрев воздуха среди мер, приближающих по интенсивности и полноте сжигание высоковлажных топлив к сжиганию топлив высокосортных, занимает первое место. Повышение температуры воздуха до 200° насыщает на $100—130^\circ$ теоретическую температуру, обеспечивает воспламенение топлива и ускоряет распространение зажигания в слое. Однако при влажных топливах, кроме подогрева воздуха, следует использовать все иные средства для ускорения подготовки топлива.

В добавочной малой топке, устроенной под потоком поступающего в топку топлива, в так называемом предтопке, могут быть выделены значительные количества тепла, используемые для подсушки топлива.

Таблица 9

Количество тепла, необходимое для подготовки разных топлив к воспламенению и для подогрева воздуха до температуры воспламенения

Наименование	Бурый уголь землистый	Бурый уголь кусковатый	Торф	Каменный уголь
Теплотворная способность рабочего топлива Q_H^p ккал/кг	1870	2200	2250	5480
Содержание золы в % в сухом топливе A_c	30,0	30,0	18,0	20,0
В рабочем топливе A_p	15,0	18,0	10,0	15,8
Влажность W_p в %	50,0	40,0	40,0	6,0
Температура воспламенения в град.	200	200	225	450
Количество тепла, затрачиваемого на испарение влаги топлива:				
в калориях на 1 кг топлива Q_w ккал/кг	310	248	248	37,3
в % от теплотворной способности топлива $\frac{Q_w \cdot 100^*}{Q_H^p}$ в %	14,3	10,2	10,0	0,62
Количество тепла, затрачиваемого на подогревание топлива от -20° до температуры воспламенения:				
в калориях на 1 кг топлива Q_m ккал/кг	27,6	32,2	38,6	119,7
в % от теплотворной способности топлива $\frac{Q_m \cdot 100^*}{Q_H^p}$ в %	1,27	1,32	1,55	2,0
Тепло на подогревание потребного для горения воздуха до температуры воспламенения ($\alpha = 1,4; t_{x.в.} = 20^\circ$):				
в калориях на 1 кг топлива Q_a ккал/кг	212	238	272	1340
в % от теплотворной способности топлива $\frac{Q_a \cdot 100^*}{Q_H^p}$	9,8	9,8	10,9	22,3
Всего	25,37	22,27	22,45	24,92

Испытание предтопка торфяной шахтно-цепной топки Макарьева показало, что при подсушке в шахте торфа от начальной влажности от 52 до 19%, при упругости дутья $S = 60$ мм вод. ст. и температуре воздуха $t_a = 300^\circ$, температуре топки $t_T = 1180^\circ$ и относительном количестве сожжённого в предтопке топлива 12%, тепло, использованное для подготовки топлива, распределяется следующим образом:

тепло, внесённое горячим воздухом 8,5%
 выделившееся при горении торфа в предтопке 79,5%
 полученное излучением из топки 12,0%.

* Q_w, Q_m и Q_a отнесены к величине $Q_H^p = Q_H^p + 6W_p$.

Правильную работу предтопка можно обеспечить лишь в случае широкой возможности регулирования подводимого к нему воздуха, независимо от подачи воздуха к основному очагу топки.

Схема предтопка для кусковатого бурого угля изображена на фиг. 4, предтопка Макарьева к топке для кусковатого торфа — на фиг. 5 и предтопка Татищева к топке с шурующей планкой — на фиг. 6.

Значительное усиление подвода тепла к подготавливаемому топливу может быть достигнуто отклонением всех продуктов горения к месту входа в топку свежего топлива.

Применяемые для этого своды позволяют более полно использовать топочное пространство, удлиняют путь топочных газов, способствуют их перемешиванию с воздухом и, главное, отклоняют пламя к подсушиваемому топливу и делают таким путём весьма значительную передачу тепла поверхности слоя от пламени (лучеиспусканием и конвекцией).

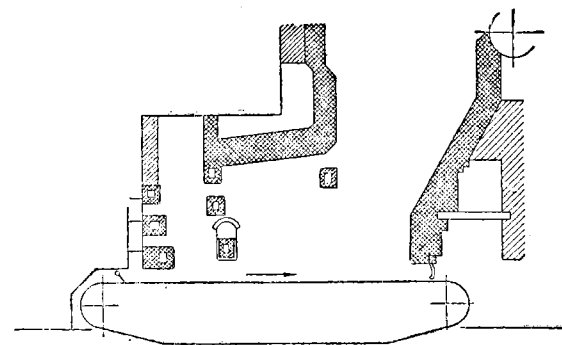
Значение их зависит в весьма сильной степени от расстояния между слоем и сводом — оно должно быть таким, чтобы пламя соприкасалось с поверхностью слоя.

Наибольший эффект наблюдается при сводах прямых, близких к решётке по всей своей длине.

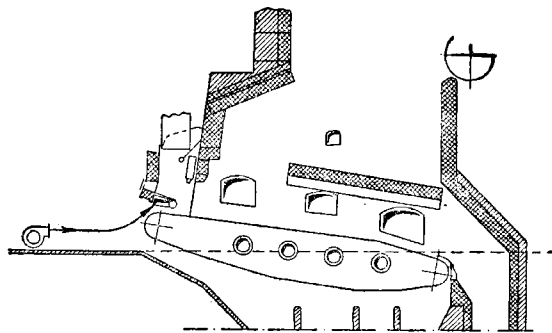
В топках с горизонтальными ручными решётками свод должен примыкать к задней стене, а не к передней, как это обычно принято; при таком расположении свод отклоняет к слою топлива продукты горения, образующиеся в наиболее интенсивно горячей части слоя (у порога), и не охлаждается входящим в топку через загрузочную дверку холодным воздухом.

Схемы расположения сводов в топках разных типов показаны на фиг. 7 а, б, в и г.

Для влажного топлива целесообразной является схема фиг. 7, д, при которой продукты горения с помощью выступа в задней стене топки отклоняются к фронтальной стене и смешиваются с падающим вниз свежим топливом.



Фиг. 5. Предтопок шахтно-цепной топки Макарьева для торфа.



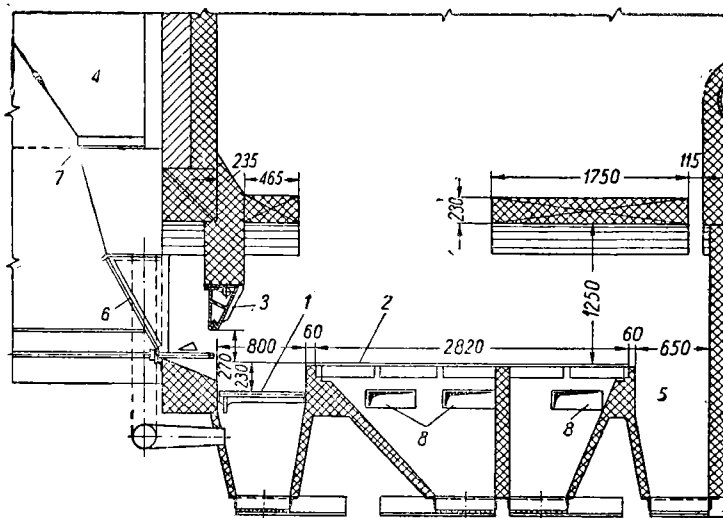
Фиг. 4. Предтопок топки с цепной решёткой для кусковатого бурого угля.

В камерных топках улучшение подсушки достигается уменьшением скорости, с которой топливо вводится в топку, и задерживанием топлива в той части топки, которая предназначена для подготовки топлива.

Горение влажных и зольных топлив

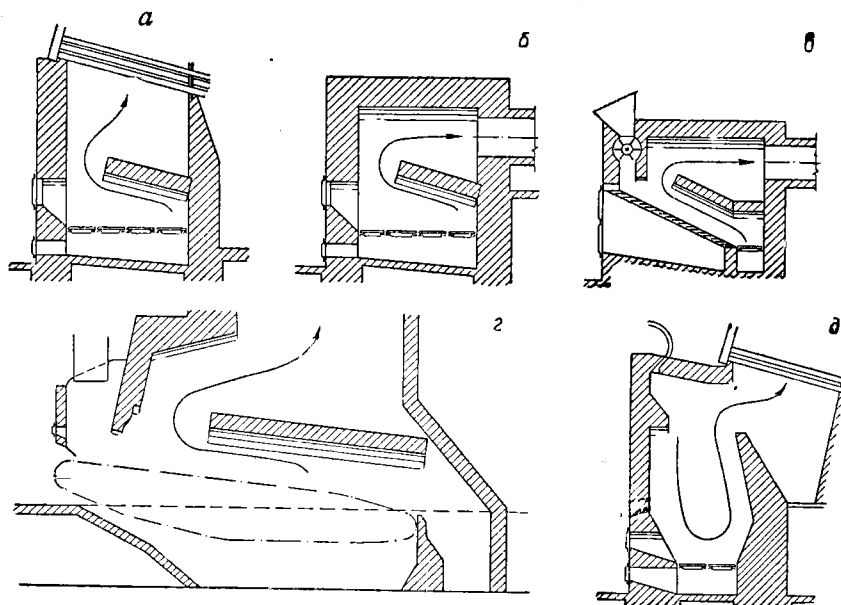
Как уже отмечено, характерной особенностью местных видов топлива является высокая влажность. Практически это свойство сказывается, помимо трудности воспламенения и замедления горения, также в том, что объём про-

дуктов горения, получаемых при выделении 1 000 ккал тепла (так называемый приведённый объём продуктов горения), оказывается больше, чем при сжигании сухого топлива. Точно так же, с увеличением влажности топлива растёт



Фиг. 6. Предтопок топки с шпурующей планкой, предложенный Татишевым:

1 — зажигающая шахта; 2 — основные колосниковые решётки; 3 — охлаждающая балка; 4 — угольный бункер; 5 — шлаковый бункер; 6 — бункер-питатель; 7 — затвор; 8 — зональное дутьё.



Фиг. 7. Схемы расположения сводов, улучшающих зажигание за счёт приближения потока газов основного очага горения к поверхности слоя, для разных топков.

и расход воздуха, необходимого для горения. Объясняется это тем, что испарение влаги, заключённой в топливе, требует дополнительного количества тепла, т. е. сжигания дополнительного количества топлива; в связи с этим увеличиваются как объём продуктов горения, так и расход воздуха. Помимо того, объём продуктов горения возрастает за счёт объёма испарённой влаги.

Для приближённого определения с точностью до $\pm 2,5\%$ объёма продуктов горения и количества воздуха, необходимого для горения, можно пользоваться формулами, предложенными проф. А. М. Гурвич.

Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива,

$$L = \alpha k_1 \frac{Q_n^p + 6W_p}{100} \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где α — коэффициент избытка воздуха;

k_1 — опытный коэффициент, зависящий от рода топлива:

для сланцев	1,12;
» антрацита и природного газа	1,10;
» каменного и бурого угля	1,09;
» торфа, дров и древесных отходов	1,05;
» генераторного газа	0,86;

Q_n^p — теплотворная способность топлива в ккал/кг;

W_p — влажность топлива в %.

Объём продуктов горения твёрдых и жидких топлив:

$$V = [k_2 + (\alpha - 1)k_1] \frac{Q_n^p + 6W_p}{1000} + 1,24 \frac{W_p + 0,4nCO_2^k}{100} \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Для газообразных топлив

$$V = [k_2 + (\alpha - 1)k_1] \frac{Q_n^p}{1000} + \frac{B + Q12d}{100} \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где k_2 — опытный коэффициент, для различного рода топлива, равный:

для сланцев	1,21;
» антрацита и природного газа	1,14;
» каменного и бурого угля	1,16;
» торфа	1,19;
» дров и древесных отходов	1,21;
» генераторного газа	1,04.

CO_2^k — содержание минеральной углекислоты в топливе (для сланцев и лигнитов);

n — степень выделения минеральной углекислоты или, иначе, степень разложения соединений, содержащих углекислоту (в зависимости от температурных условий в топке $n = 0,6 - 0,85$);

B — содержание негорючих газов (CO_2 , O_2 , N_2) в газообразном топливе в %;

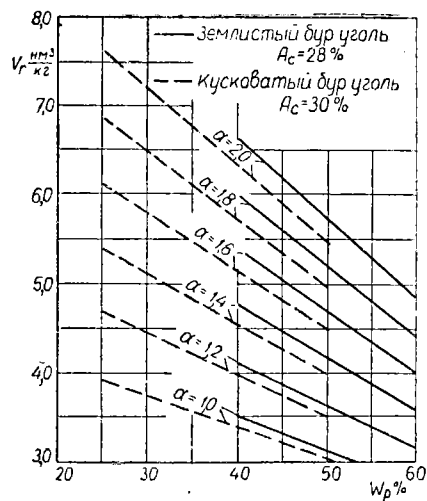
d — влагосодержание газа в г/нм³.

Для бурых углей, торфа и дров объём продуктов горения можно определять по графикам, приведённым на фиг. 8 и 9.

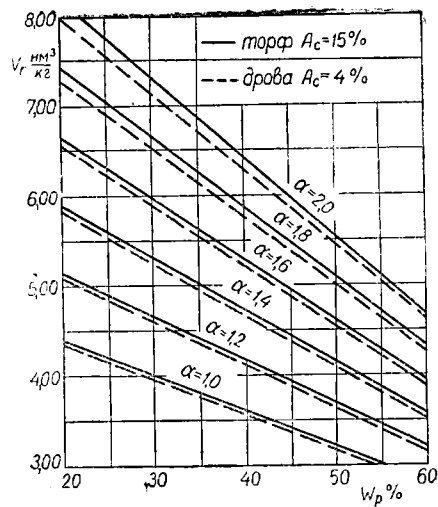
При применении высоковлажного топлива может оказаться, что размеры тяго-дутьевого устройства будут недостаточны для поддержания мощности установки, обеспечиваемой на сухом топливе. При переводе котельной на местное топливо обязательно следует проверять производительность тяго-дутьевого устройства, причём расчёт должен быть произведён, исходя из наибольшей влажности топлива, какая практически может иметь место.

Относительное изменение количества продуктов горения в зависимости от влажности топлива показано на фиг. 10. Приблизительно можно принять, что увеличение влажности топлива свыше нормальной на 1% вызывает увеличение объёма продуктов горения для торфа на 1% и для землистого бурого угля на 1,5%.

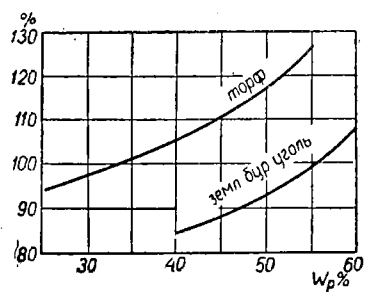
Повышение влажности топлива вызывает уменьшение теоретической температуры горения. Представление о влиянии влажности топлива на теоретическую температуру горения и на температуру топки при сжигании землистого бурого угля в камерной топке под котлом производительностью $D = 40 \text{ т/час}$ даёт фиг. 11.



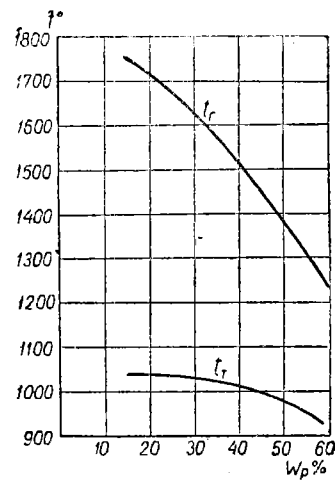
Фиг. 8. Объём продуктов горения бурого угля в зависимости от влажности угля W_p и коэффициента избытка воздуха α .



Фиг. 9. Объём продуктов горения торфа и дров в зависимости от влажности топлива W_p при коэффициенте избытка воздуха α .



Фиг. 10. Относительное изменение объёма продуктов горения при изменении влажности топлива.

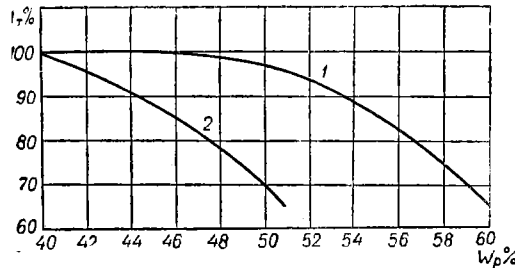


Фиг. 11. Зависимость теоретической температуры горения и температуры топлива от влажности бурого угля.

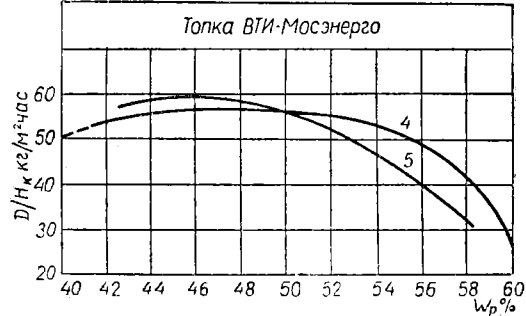
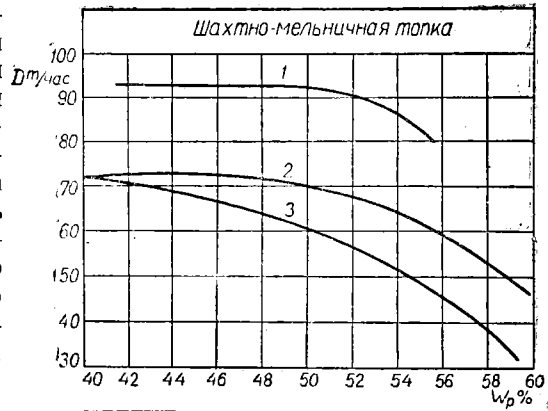
19. МОЩНОСТЬ ТОПОК И ПОТЕРИ ПРИ СЖИГАНИИ

Наряду с высокой влажностью для местных видов топлива характерна повышенная зольность и значительное содержание мелочи (кусковой торф, кусковатые бурые угли) либо вообще отсутствие в топливе крупных кусков (землистый бурый уголь, фрезторф). Именно эти факторы и определяют величину тепловых потерь в топке и котле.

Влажность топлива. Влияние влажности топлива на мощность установки выражается в том, что при увеличении влажности топлива мощность топki уменьшается, следствием чего является снижение мощности котла; увеличение влажности приведённого объёма продуктов горения может вызвать ограничение мощности котла производительностью тяго-дутьевого устройства. Практические данные о влиянии влажности топлива на мощность топki и котла приводятся на фиг. 12 и 13.



Фиг. 12. Относительное изменение мощности топok при изменении влажности торфа: 1 — шахтно-цепные топki — нормы Главкотлотурбoproма; 2 — шахтные топki при сжигании низинного торфа по данным Украинстоплива.



Фиг. 13. Зависимость паропроизводительности котла от влажности фрезторфа по данным ВТИ.

При сжигании малозольного кускового торфа в шахтно-цепных топках изменение мощности топki при изменении влажности топлива таково (нормы Главкотлотурбoproма):

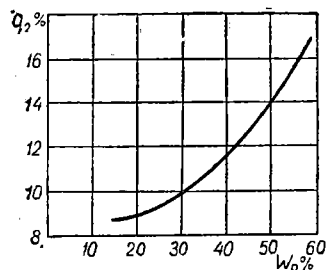
влажность торфа W_p в % . . .	40	45	50	55	60
тепловая нагрузка зеркала горения Q в %	1,09	0,97	0,92	0,82	0,68

Эта зависимость приведена на фиг. 12 (кривая 1), где, помимо того, показана такая же зависимость для шахтных топok (кривая 2) при сжигании низинного т. е. легкокрошащегося многозольного торфа ($A_c = 15\%$) без подогрева воздуха.

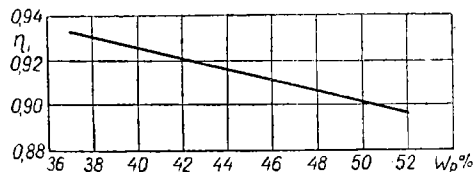
Кривые (фиг. 13) показывают влияние влажности фрезторфа на паропроизводительность котлов с камерными топками. Кривая 1 относится к случаю сжигания фрезторфа в шахтно-мельничной топке при высоком подогреве воздуха ($280-300^\circ$) под котлом производительностью $82,5-90 \text{ т/час}$. При хорошо разложившемся торфе паропроизводительность котла ограничивалась условиями тяги, при слабо разложившемся торфе — производительностью питателей мельниц.

Кривые 4 и 5 показывают влияние влажности при сжигании фрезторфа в топках ВТИ-Мосэнерго под котлами производительностью $\sim 40 \text{ т/час}$ с невысоким подогревом воздуха ($t_a = 150^\circ$); кривая 4 относится к котлу без экрана, кривая 5 — к экранированному котлу. Некоторое снижение паропроизводи-

тельности при уменьшении влажности торфа ниже 44% объясняется шлакованием топки, более резко сказывающимся при отсутствии экранов. На фиг. 14 показана зависимость потери тепла от влажности топлива при сжигании землистого бурого угля; при этом принято, что коэффициент избытка воздуха остаётся постоянным, хотя, как правило, при увеличении влажности топлива коэффициент избытка воздуха также увеличивается, что вызывает ещё более

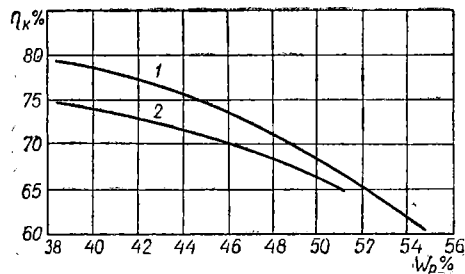


Фиг. 14. Влияние влажности топлива на потерю с отходящими газами q_2 .

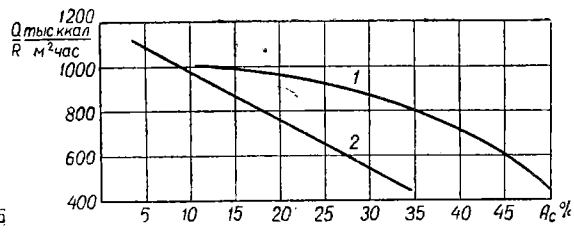


Фиг. 15. Влияние влажности топлива на к. п. д. топки; топливо—многозольный торф, топка шахтная.

сильный рост потери q_2 . При снижении температурного уровня топки (как в топочном пространстве, так и в слое) условия горения ухудшаются и несколько возрастают потери при сжигании ($q_3 + q_4$). Зависимость коэффициента полезного действия топки от влажности топлива при сжигании многозольного торфа в шахтной топке показана на фиг. 15.



Фиг. 16. Влияние влажности топлива на к. п. д. котла при сжигании кускового торфа.



Фиг. 17. Тепловое напряжение зеркала горения слоевых топок в зависимости от зольности топлива:

1 — топка с цепной решёткой на челябинском и нарагандинском буром угле (данные ВТИ);
2 — ручные топки с наклонным зеркалом горения на торфе (данные Украинтопливо).

В результате увеличения отдельных потерь к. п. д. котла падает; практическая зависимость его от влажности топлива показана на фиг. 16 для случая сжигания кускового торфа в шахтно-цепных (кривая 1) и шахтных топках (кривая 2).

Зольность топлива оказывает влияние на мощность (фиг. 17) и к. п. д. установки как при слоевом, так и при камерном сжигании (фиг. 19).

Из числа тепловых потерь от зольности зависит в основном потеря от механического недожога. Эта зависимость достаточно подробно изучена для целого ряда топлив.

Для камерных топок

$$q_4 = \left(a_{шл} \frac{\Gamma_{шл}}{100 - \Gamma_{шл}} + a_{ун} \frac{\Gamma_{ун}}{100 - \Gamma_{ун}} \right) \frac{78 A_p}{Q_p^p} \%,$$

где $\Gamma_{шл}$ и $\Gamma_{ун}$ — содержание горючих в шлаке и уносе при сжигании в шахтно-мельничных топках:

	$\Gamma_{ун}\%$	$\Gamma_{шл}\%$
при сжигании бурых углей	16—0,3	1
» » сланцев	2	3
» » фрезторфа	4	12

Распределение золы в шахтно-мельничных топках:

	уходит со шлаком $A_{шл}\%$	уходит с уносом $A_{ун}\%$
при сжигании бурых углей	15	85
» » сланцев	35	65

Для слоевых механических топок

$$q_4 = \left(a_{шл} \frac{\Gamma_{шл}}{100 - \Gamma_{шл}} + a_{ун} \frac{\Gamma_{ун}}{100 - \Gamma_{ун}} + a_{пр} \frac{\Gamma_{пр}}{100 - \Gamma_{пр}} \right) \frac{78 A_p}{Q_n^p}$$

Содержание горючих в шлаке, уносе и провале:

При сжигании на цепной решётке

	$\Gamma_{шл}\%$	$\Gamma_{ун}\%$	$\Gamma_{пр}\%$
торф кусковой	4	20	10
торф кусковой в смеси с фрезерным	4	25	12
бурые угли типа челябинского	4	20	21

При сжигании на наклонно-переталкивающей решётке

	$\Gamma_{шл}$	$\Gamma_{ун}$	$\Gamma_{пр}$
бурые угли типа подмосковного	10	15	15
бурые угли типа челябинского	10	25	15

Для слоевых ручных топок

Суммарная потеря от механической неполноты горения в %

$$q_4 = q_{4шл} + q_{4ун} + q_{4пр}$$

Потеря со шлаком при сжигании бурых углей рядовых в %

$$q_{4шл} = 1,2 \frac{Q}{R} \cdot \frac{A_p}{Q_n^p}$$

Для сортированных бурых углей

$$q_{4шл} = 0,6 \frac{Q}{R} \cdot \frac{A_p}{Q_n^p}$$

где $\frac{Q}{R}$ — тепловое напряжение решётки в t ккал/ m^2 час.

Потеря с уносом при сжигании бурых углей во внутренних топках

$$q_{4ун} = 4 \left(\frac{Q}{R} \right)^2$$

в выносных топках

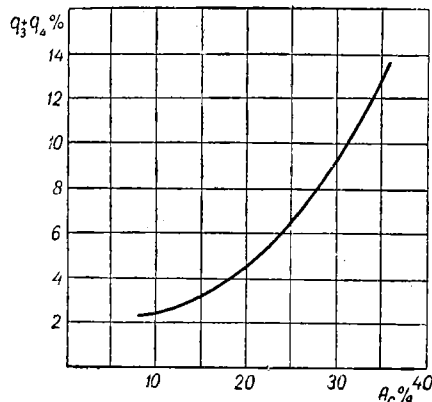
$$q_{4ун} = 5 \left(\frac{Q}{R} \right)^2$$

где $\frac{Q}{R}$ — тепловое напряжение решётки в млн ккал/ m^2 час.

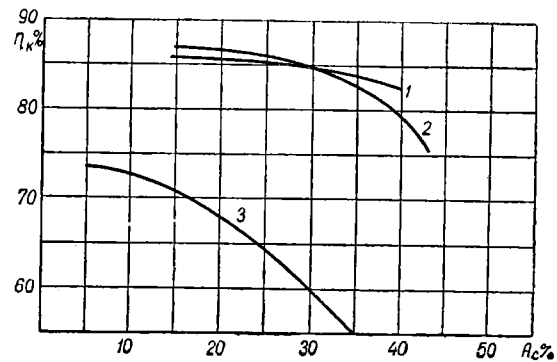
Потеря с провалом для всех углей $q_{4пр} = 0,3\%$.

Для местных топлив УССР зависимость потерь $q_3 + q_4$ от зольности практически установлена только для многозольного торфа (фиг. 18).

Помимо потери от механического недожога q_4 изменение зольности сказывается и на других потерях, в частности, на потере с отходящими газами как за счёт ухудшения условий теплопередачи (засорение поверхности нагрева), так и за счёт некоторого повышения коэффициента избытка воздуха. В результате этого падение к. п. д. котла оказывается более значительным, чем увеличение потери q_4 . Изменение к. п. д. в зависимости от зольности топлива приведено на фиг. 19, где кривая 1 относится к случаю сжигания подмосковного



Фиг. 18. Влияние зольности торфа на потерю от механического недожога при ручной решётке с наклонным зеркалом горения.



Фиг. 19. Влияние зольности топлива на к. п. д. котла.

угля в пылеугольной топке (данные ВТИ), кривая 2 — к сжиганию челябинского бурого угля на цепной решётке (ВТИ) и кривая 3 — к сжиганию кускового торфа в ручных топках с наклонным зеркалом горения.

20. ТОПКИ ДЛЯ МЕСТНЫХ ТОПЛИВ

Слоевые топки

Слоевое сжигание местных топлив может быть механизировано значительно легче, чем сжигание донецкого топлива. Этому способствует высокий выход летучих, относительно невысокая температура слоя и большая его толщина.

Универсальная топка с плоской дутьевой колосниковой решёткой и её детали

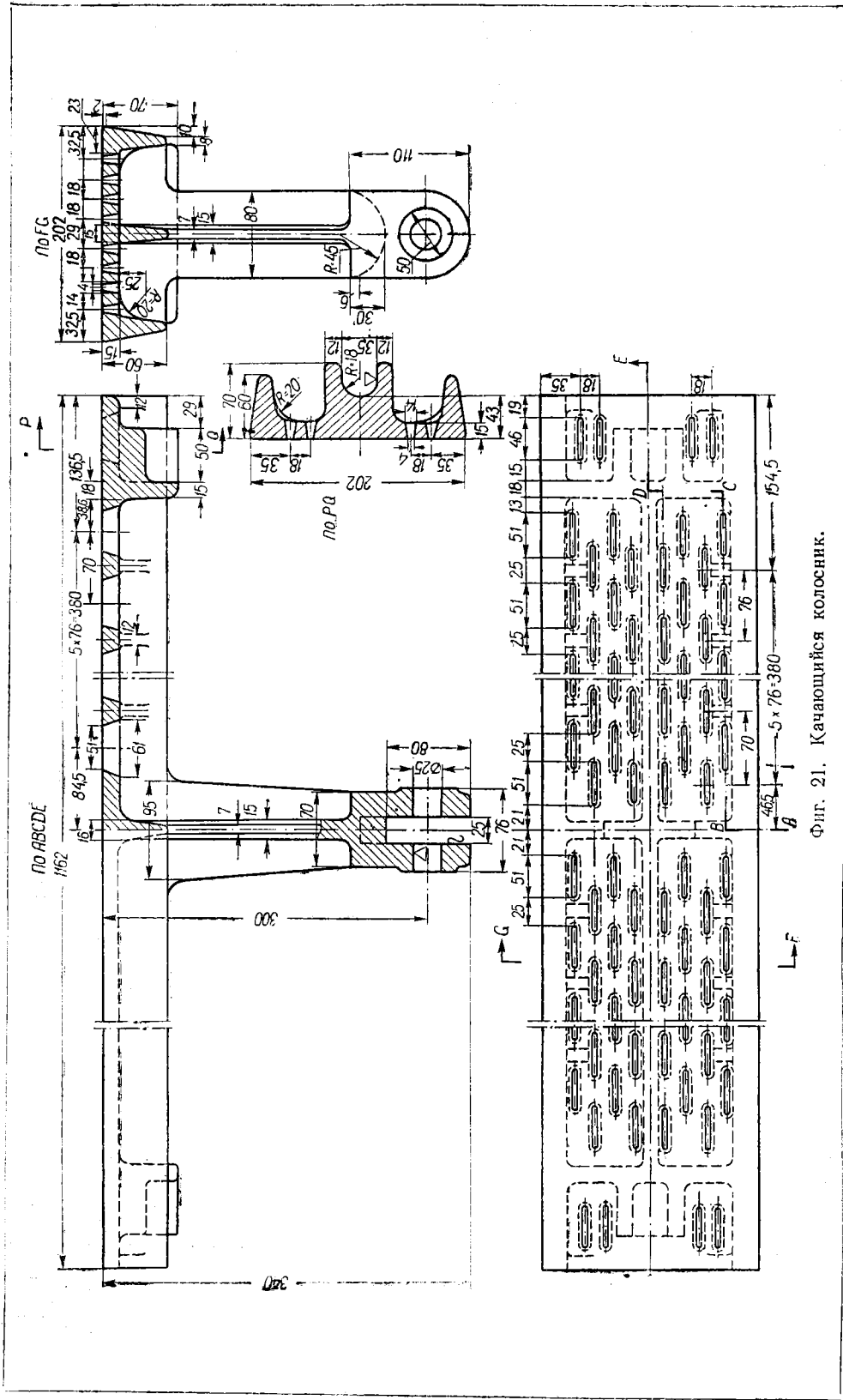
Созданная русскими теплотехниками для весьма трудносжигаемой антрацитовой мелочи (штыбы) колосниковая решётка с малыми проходами для воздуха (с малым живым сечением) и с дутьём оказалась практически пригодной для любых топлив.

Формы сводов, улучшающих зажигание, устанавливаемых при сжигании высоковлажных топлив, показаны на фиг. 20.

Удаление золы по мере её накопления, без нарушения работы топки, удаётся во многих случаях (тугоплавкая зола, невысокая температура слоя) производить с помощью качающихся колосников (фиг. 20 и 21).

При покачивании этих колосников на цапфах на угол $20-30^\circ$ зола соскальзывает с них и падает в зольник. Покачивание колосников производится время от времени рычагом — рукояткой.

Использовать качающиеся или опрокидные колосники для небольших котлов можно и при отсутствии подвала под топкой. В этом случае зола, сброшенная при покачивании колосников в зольник увеличенной глубины, уда-



Фиг. 21. Качающийся колосник.

При временном (до сооружения выносных топок) переводе на местные топлива жаротрубных котлов целесообразно уменьшение высоты зольника до 150—200 мм (это мероприятие приносит пользу также и при сжигании любтого топлива) и футерование передней части топки.

Показатели работы топки с горизонтальной дутьевой решёткой на буром угле и торфе

Характеристика работы топок на кусковых углях западных и закарпатских областей УССР приведена в табл. 10.

Таблица 10

Характеристика работы топок на кусковых углях западных и закарпатских областей

Зольность топлива A_c %	Тепловое напряжение колосниковой решётки $\frac{Q}{R}$ в $\text{ккал/м}^2 \text{ час}$	Потери при сжигании в %			Коэффициент избытка воздуха α_T	Примечание
		от химической неполноты сгорания q_3	от механической неполноты сгорания			
			$q_4 \text{ пров}$	$q_4 \text{ шл}$		
25	(700—800) 10^3 *	2,0	0,3	5—6	2,5	Влажность топлива 30—38 %
25—35	(600—700) 10^3 *	3,0	0,3	6—7	2,0	
35—45	(500—600) 10^3 *	4,0	0,3	7—9	1,5	

Добавление к донецкому антрациту торфа или бурого угля в количестве около 20% по весу обычно повышает экономичность сжигания.

Топки с механическими загрузчиками

Для загрузки бурого угля и крошки машиноформованного торфа на неподвижную горизонтальную решётку с дутьём могут быть с успехом использованы забрасыватели топлива.

Между топливным бункером и забрасывающими лопастями размещается барабанный или поршневой питатель, с помощью которого можно изменять количество высыпавшегося из бункера топлива.

Исследования, проведённые в последние годы, показывают, что для успешной работы механических загрузчателей не требуется строгой однородности топлива по крупности частиц: равномерное покрытие топливом всей решётки наблюдалось при содержании в буром угле частиц, меньших 3 мм, до 30%.

Более высокое содержание мелочи ведёт к образованию на расстоянии 1,0—1,5 м от забрасывателя бугра мелочи, который приходится разравнивать вручную.

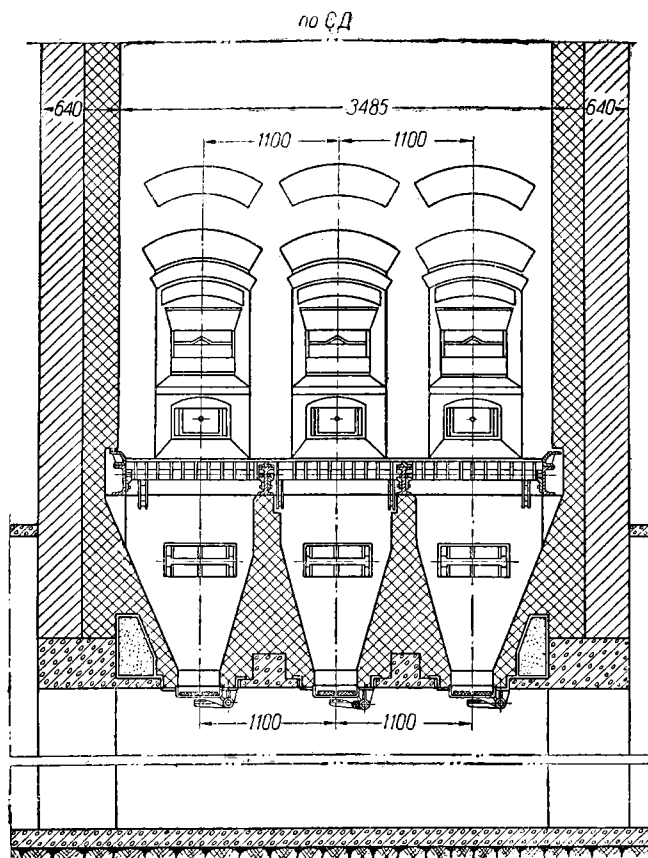
Для того чтобы улучшить распределение мелочи по всей решётке, через отверстия в распределительной плите механического забрасывателя вводят воздух под давлением до 100 мм вод. ст. (в количестве до 10% от необходимого для горения), увлекающий мелкие частицы. Пневмо-механический забрасыватель, испытанный ЦКТИ (фиг. 22), изготавливается заводом «Комега».

* Уголь должен проходить предварительное дробление до размера 25 мм.

* Большую величину $\frac{Q}{R}$ следует выбирать при наличии опрокидных колосников, меньшую — при глухой решётке; пониженные значения следует выбирать для выносных топок, работающих на буром угле с легкоплавкой золой (бурый уголь месторождения «Казак», Золочевского района, смолистый бурый уголь Коломыйского месторождения).

При торфе средней влажности напряжение решётки может быть повышено до $1000 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$. Оно ограничивается обычно трудностями загрузки топлива. Потери при сжигании составляют примерно $q_3 + q_4 = 2 \div 5\%$.

При повышенной влажности угля происходит замазывание питателя, обусловленное потерей углём сыпучести и налипанием мелких частиц на части питателя.



Фиг. 23. Топка с пневмомеханическим забрасывателем ЦКТИ.

Для топок с качающимися колосниками и пневмо-механическими забрасывателями (фиг. 23, а, б, в) при работе их на буром угле типа подмосковного, близко стоящего к западным и закарпатскому бурым углям, могут быть приняты расчётные характеристики, приведённые в табл. 11.

Таблица 11

Расчётные характеристики работы топок с качающимися колосниками

Тепловое напряжение колосниковой решётки $\frac{Q}{R}$ в ккал/м ² час	Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{Q}{V_T}$ в ккал/м ³ час	Коэффициент избытка воздуха α_T	Потери при сжигании в %		
			от химической неполноты горения q_3	от механической неполноты горения	
				$q_{4\text{ шл}}$	$q_{4\text{ ун}}$
$800 \cdot 10^3$	$150 + 200/10^3$	1,4	1,0	5,0	2,5

Полная механизация сжигания достигается соединением механического загрузчика с движущейся в обратную сторону (к фронту) цепной решёткой.

Обратное движение цепи в такой топке улучшает условия подготовки топлива (фиг. 24).

Применение механических забрасывателей в соединении с качающимися колосниками целесообразно при сжигании кусковатых бурых углей Закарпатской и западных областей под малыми котлами.

Топки с наклонным зеркалом горения

Для облегчения загрузки, увеличения равномерности её и улучшения подготовки влажных и легковесных топлив применяются наклонные колосниковые решётки.

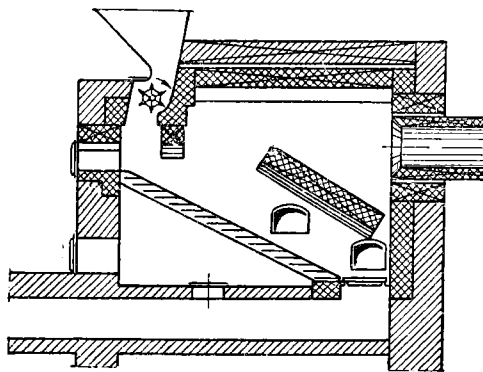
Для продвижения слоя по наклонной решётке, устанавливаемой под углом, немного меньшим угла естественного откоса топлива, достаточно небольших усилий. Более того — при большой толщине слоя и малом содержании золы в топливе (торф при $A_e = 10\%$) может происходить автоматическое продвижение слоя и пополнение его по мере выгорания.

Для сырого землистого бурого угля широко распространена топка со ступенчатой решёткой, установленной под углом $\sim 27^\circ$, у нижнего конца которой расположен небольшой горизонтальный участок (фиг. 25).

Давление в зольнике горизонтального участка составляет обычно 25—60 мм вод. ст.; давление под наклонной ступенчатой решёткой обычно не выше 5 мм вод. ст.

Топливо из бункера на верхнюю часть наклонной решётки подаётся с помощью турникета. Над решёткой, при работе на сыром буром угле, сооружается свод, отстоящий от решётки на расстоянии 600—700 мм и покрывающий примерно $\frac{2}{3}$ всего колосникового полотна.

Для обслуживания колосниковой решётки в боковой стене топки устраивается шуровочная дверка, расположенная у горизонтальной решётки, и два-три малых окна, расположенных вдоль наклонной части слоя. Шуровочная дверка



Фиг. 25. Топка со ступенчатой решёткой для землистого бурого угля.

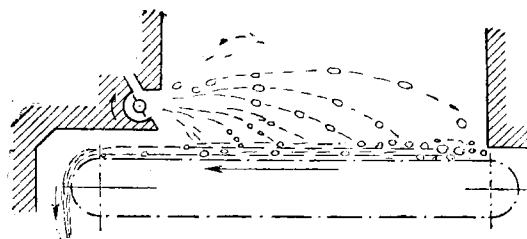
служит для очистки от шлака через каждые 5—10 мин. горизонтальной колосниковой решётки, окна над наклонной решёткой служат для продвижения топлива (скребком) по ней.

Облегчение обслуживания и улучшение работы топки такого рода может быть достигнуто установкой колосниковой решётки на роликах или на подвесках и встряхивание её с помощью мотора.

Топки с неподвижными ступенчатыми решётками могут работать на сырых землистых бурых углях и на холодном воздухе. Данные работы топок приведены в табл. 12.

При подогретом воздухе (рекомендуемая температура $t_R = 200^\circ$) мощность топки будет примерно на 20% выше.

Основными недостатками топки является её громоздкость и необходимость ручного обслуживания, а также то, что топка резко ухудшает свою работу при повышении зольности угля.



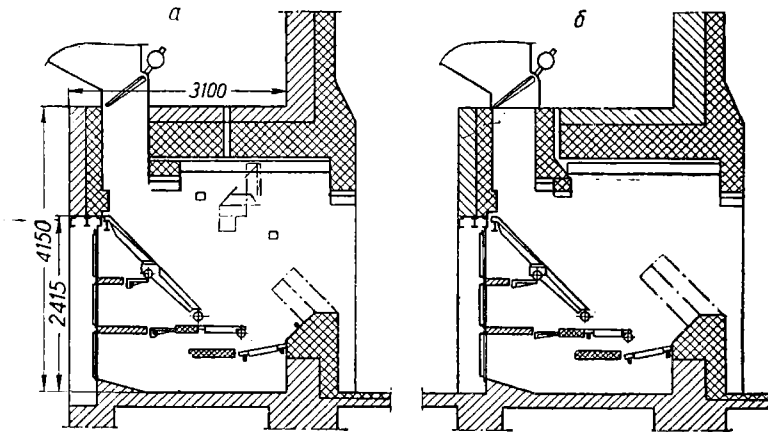
Фиг. 24. Топка с механическим загрузчиком и движущейся в обратную сторону (к фронту) цепной решёткой.

Данные работы топок с неподвижными наклонными ступенчатыми решётками для земляного бурого угля

Зольность топлива A_c %	Тепловое напряжение зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в ккал/м ² час	Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{Q}{V_T}$ в ккал/м ³ час	Потери при сжигании $q_3 + q_4$	Коэффициент избытка воздуха α_T	Влажность топлива W_p в %
< 20	$550 \cdot 10^3$	$250 \cdot 10^3$	2—3	1,5	55
20—35	$500 \cdot 10^3$	$250 \cdot 10^3$	5—8	1,7	55

Для сжигания кускового торфа зольностью до $A_c = 10\%$ применяется стандартная шахтная топка (фиг. 26, а, б)*. Основной частью её является расположенная над наклонной колосниковой решёткой шахта, через которую производится подача топлива.

На фиг. 26, а щель в потолке топки и изображённые пунктиром своды устроены для сжигания фрезерного торфа совместно с кусковым, а на фиг. 26, б



Фиг. 26. Стандартная шахтная топка для кускового торфа зольностью $A_c = 10\%$.

щель для ввода торфа расположена над обращённой в топку плоскостью, ближе к началу слоя, причём свод, закрывающий начальную часть слоя и ухудшающий подвод тепла к ней, удалён.

Для того чтобы работа шахты в качестве выдающего топливо устройства не нарушалась застреванием в ней топлива (наблюдаемого весьма часто), в силу неправильного устройства шахты, размеры её сечения всё время должны увеличиваться по ходу топлива; условиями автоматической выдачи топлива шахтой являются достаточная, не меньше 400 мм, толщина слоя топлива и достаточный, не меньше 50° , уклон расположенной под шахтой части решётки.

Колосниковая решётка стандартной торфяной шахтной топки составляется из брусчатых колосников с увеличивающимся по ходу топлива живым сечением (от 17% для верхней части решётки и до 45% для нижней). Общий уклон колосникового полотна выбирается меньше угла естественного откоса кускового торфа (38° против 45°).

Сжигание в этой топке торфа зольностью $A_c 10\%$, влажностью $W_p = 40\%$, содержащего не больше 10% мелочи, производится в стандартной шахтной топке (табл. 13).

* При содержании золы в торфе больше $A_c = 10\%$, а также при содержании мелочи больше $M = 15\%$, стандартная шахтная топка не может быть применена.

Характеристика работы стандартной шахтной топки на торфе зольностью меньше $A_c = 10\%$

Тепловое напряжение зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в ккал/м ² час	Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{Q}{V_T}$ в ккал/м ³ час	Потери при сжигании $q_3 + q_4$	Коэффициент избытка воздуха α
$1100 \cdot 10^3$	$300 \cdot 10^3$	1—4	1,3

Повышение зольности торфа до $A_c = 25\%$ снижает напряжение колосниковой решётки до $\frac{Q}{R} = 600 \cdot 10^3$, т. е. до 55% от нормального, увеличивает потери при сжигании, принуждает работать при более высоких избытках воздуха и, главное, делает обслуживание решётки весьма тяжёлым. Падение напряжения зеркала горения стандартной шахтной топки, вызываемое увеличением зольности топлива, показано на фиг. 17 (кривая 2).

Увеличивая затрату времени, необходимого для очистки решётки, переход на торф повышенной зольности заставляет кочегара держать дверки зольника почти постоянно открытыми и не даёт возможности использовать столь необходимое в этом случае дутьё в зольник.

Вполне назрела необходимость упорядочения стандартной шахтной торфяной топки, направленного, в первую очередь, к обеспечению возможности быстрой и легкой очистки зазоров решётки и удаления шлаков без прекращения дутья в зольник.

Чугунные поворачивающиеся «грабли» для очистки зазоров наклонной части решётки позволяют производить очистку зазоров при закрытом зольнике и уменьшают продолжительность этой работы во много раз*.

Облегчение удаления золы с нижнего участка достигается устройством изображённого на фиг. 27 канала под порогом (задней стеной) топки; через этот канал кочегар может сталкивать шлаки с нижнего горизонтального участка в зольник, передвигая их не к себе, как в стандартной шахтной топке, а толкая их вперёд, от себя.

Для сжигания торфа с зольностью $A_c > 10\%$ целесообразно устройство нижних и верхних горизонтальных участков решётки так, как показано на фиг. 27. В этой топке, с целью обеспечения возможности чистки горизонтальных участков решётки без прекращения дутья под колосники и без снижения мощности топки, воздушное дутьё подведено в обособленные, расположенные под каждой ступенью, дутьевые коробки, не сообщающиеся с общим зольником и сверху перекрываемые колосниками с малым живым сечением.

Недостатком стандартной шахтной топки является ненадёжность размещённого в шахте шибера. Шибер этот, открывающийся вниз, не может закрыться при заполненной торфом шахте; его целесообразно заменить открывающейся вверх крышкой.

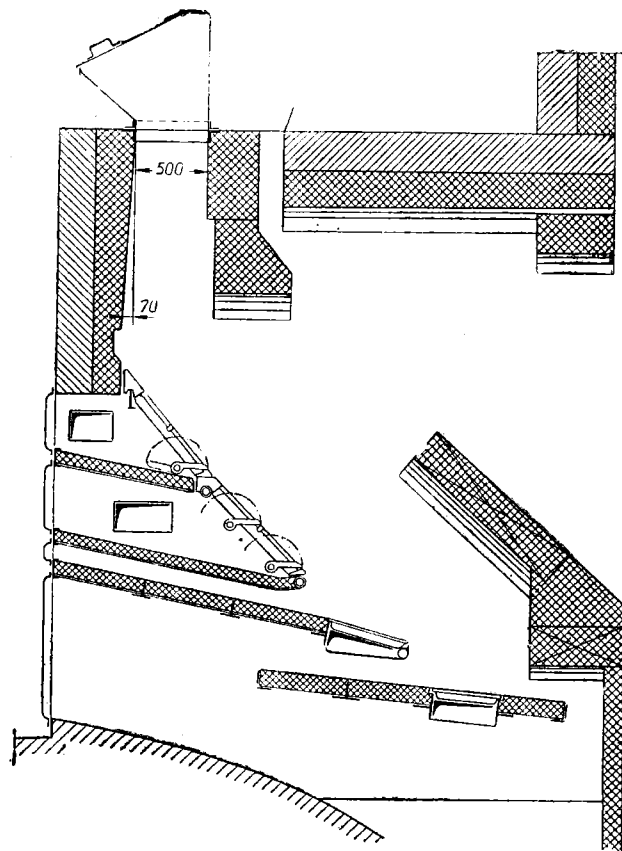
Фрезерный торф целесообразно сжигать в камерных топках даже при малых котлах.

При весьма малых котлах горение некоторой части фрезерного торфа (крупных частиц) переносят на колосниковую решётку.

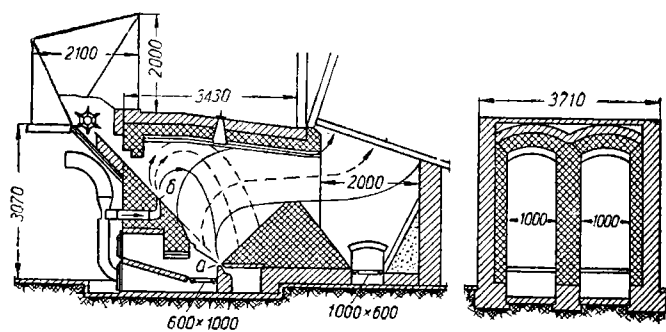
В топке Е. В. Колобанова (фиг. 28) торф подаётся на наклонный свод, причём основная часть торфа взвихривается встречной струёй воздуха, выходящего из щелей a и b , и сгорает налету.

Выпадающие из потока крупные частицы падают на колосниковую решётку, размещённую во второй (нижней) части топочной камеры.

* Обычно применяемое прокалывание зазоров наклонной части решётки прутком не требует значительных усилий, но при повышенной зольности торфа может занимать около 40% времени, затрачиваемого на очистку всей решётки.



Фиг. 27. Шахтная топка, приспособленная для сжигания торфа с повышенным содержанием золы.



Фиг. 28. Топка Колобанова Е. В. для фрезерного торфа к низкосидящему горизонтально-водотрубному котлу.

Топка эта успешно работает на торфе влажностью до 50%. К топке Е. В. Колобанова близка по схеме топка, предложенная для малых котлов А. А. Шершнёвым.

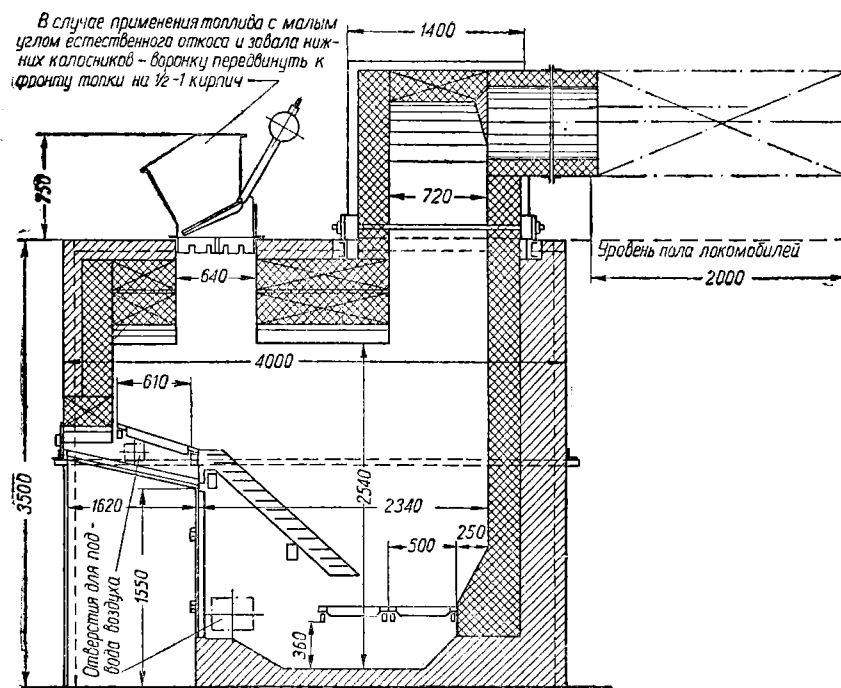
Определённые при испытаниях топки Е. В. Колобанова показатели её работы близки к показателям работы камерных топок.

Влажность торфа W_p в %	Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{Q}{V_T}$ в ккал/м ³ час	Коэффициент избытка воздуха α	Потери при сжигании		Давление в зольнике перед щелью
			q_3	q_4	
48—50	$300 \cdot 10^3$	1,4	4,0	3,5	50—60 мм вод. ст.

Наиболее целесообразно применение для сжигания фрезерного торфа топок вихревых — циклонной и, для средних и крупных котлов, пневматической топки системы А. А. Шершнёва (ЦКТИ).

Для сжигания древесных суррогатов топлива, качество которых в связи с малой зольностью определяется полностью содержанием в них влаги и крупностью частиц, применяются топки с наклонными ступенчатыми решётками.

На фиг. 29 изображена типовая топка для древесных отходов, принятая Государственным институтом проектирования предприятий деревообрабатывающей промышленности (Гипродрев).



Фиг. 29. Типовая топка для древесных отходов.

Сводные расчётные данные типовых топок для сжигания древесных отходов к стационарным локомотивам Людиновского завода приведены в табл. 14.

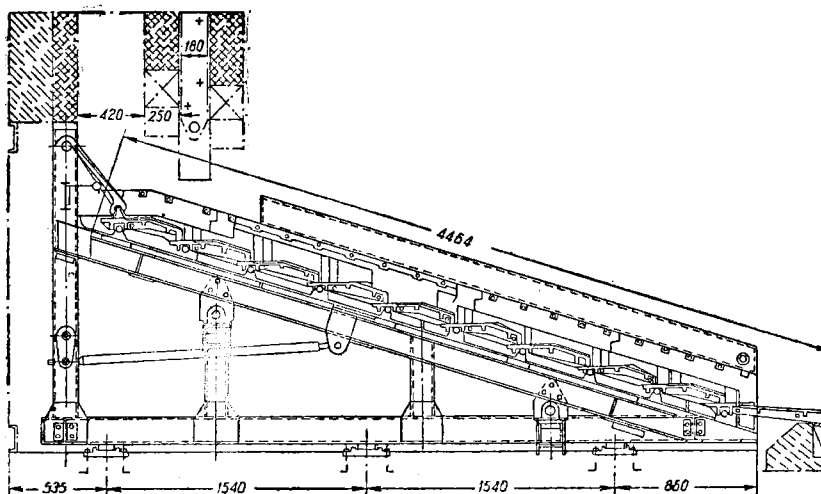
Весьма успешное сжигание древесных отходов при высоких нагрузках топок обеспечивается в топке ЦКТИ (Померанцева), в которой горение топлива происходит в вертикальной шахте, образованной передней стенкой топки и трубной решёткой. Топливо, удерживаемое этой решёткой, по мере сгорания подается вниз самотёком.

Расчётные данные типовых топок для сжигания древесных отходов

Показатели	ЛМVII	СК-4	СК-5
Мощность максимально продолжительная в л. с.	170	350	500
Удельный расход пара в кг/л.с-час	5,8	4,8	4,8
Расход питательной воды D в кг/час	990	1680	2400
Температура питательной воды в град.	10	10	10
Давление пара P_k в атм	12	12	12
Температура перегрева пара в град.	325	325	325
К. п. д. котла и пароперегревателя в %	63	65	65
Количество тепла, внесённого в топку топливом, в ккал/час	$1145 \cdot 10^3$	$1905 \cdot 10^3$	$2725 \cdot 10^3$
Площадь колосниковой решётки в м ²	2,74	4,15	5,0
Тепловое напряжение колосниковой решётки $\frac{Q}{R}$ в ккал/м ² час	$418 \cdot 10^3$	$460 \cdot 10^3$	$545 \cdot 10^3$
Топочный объём V_T в м ³	5,1	8,4	124
Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{Q}{V}$ в ккал/м ³ час	$225 \cdot 10^3$	$227 \cdot 10^3$	$220 \cdot 10^3$

Механические топки

В наклонно-переталкивающей решётке (фиг. 30) ряды подвижных колосников обычно чередуются с рядами неподвижных. Подвижные колосники соединены с тележкой, передвигаемой назад и вперёд электродвигателем с коробкой скоростей.



Фиг. 30. Наклонно-переталкивающая решётка ЦКТИ типа НПР-М:

Для влажного бурого угля как подвижные, так и неподвижные колосники представляют собой неширокие (90—150 мм), укрепленные рёбрами плитки с косо расположенными узкими (4—6 мм) щелями.

Полотну наклонно-переталкивающей решётки придаётся уклон не 27°, как для решётки неподвижной, а 10—18°, поскольку при большем уклоне

перемещение подвижных колосников ведёт к сбрасыванию несгоревшего топлива в зольную воронку.

В решётке новейшей конструкции (НПР-М), пригодной для котлов производительностью 5—30 *т/час*, число подвижных тележек уменьшено до одной, чем всё устройство упрощено. Благодаря тому, что вес колосникового полотна составляет всего 300 *кг/м²*, общий вес решётки с подвижной частью, при площади её $R = 7,3 \text{ м}^2$, равен 5160 *кг*.

Поскольку колосники этих решёток перемещаются на небольшие расстояния и относительно слабо шуруют слой, работа топки с такими решётками ухудшается при увеличении зольности топлива сверх $A_e = 30\%$.

Характер движения колосников ведёт к накладыванию невоспламенённого топлива на горящее. Поскольку этим осуществляется нижнее зажигание, наклонно-переталкивающие решётки могут (при организации верхнего зажигания с помощью сводов) успешно работать на высоковлажностных земляных бурых углях средней зольности.

При сжигании александрийского бурого угля влажностью $W_p = 52—53\%$ и зольностью $A_e = 23—28,5\%$ одна из первых отечественных конструкций наклонно-переталкивающих решёток (РЭТ) работала при показателях, приведённых в табл. 15 (Александрийская электростанция).

Таблица 15

Показатели работы наклонно-переталкивающей решётки

Температура воздуха в град.	Тепловое напряжение зеркала горения $\frac{Q}{R}$ в <i>ккал/м²час</i>	Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{Q}{V_T}$ в <i>ккал/м³час</i>	Потери при сжигании $q_3 + q_4$	Коэффициент избытка воздуха a_T
20	$800 \cdot 10^3$	$200 \cdot 10^3$	9—5	1,55
200	$800 \cdot 10^3$	$200 \cdot 10^3$	5—4	1,3

На подмосковном буром угле топки с наклонно-переталкивающими решётками могут работать с показателями, приведёнными в табл. 16.

Таблица 16

Характеристика работы топок с наклонно-переталкивающими решётками на подмосковном буром угле

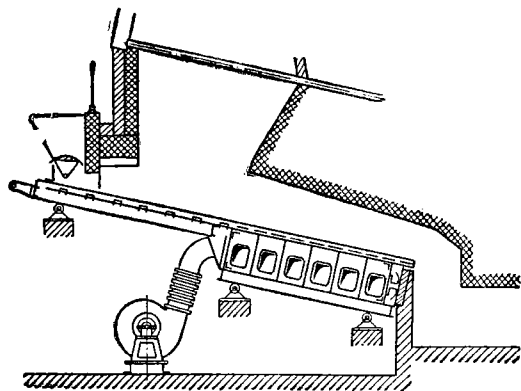
Сорт топлива	Допустимое видимое теплонпряжение активной части решётки $\frac{Q}{R}$ в <i>ккал/м²час</i>	Теплонпряжение топочного пространства $\frac{Q}{V_T}$ в <i>ккал/м³час</i>	Потери при сжигании $q_3 + q_4$		Коэффициент избытка воздуха a_T	Давление в зольнике в <i>мм вод. ст.</i>
			Нормальная нагрузка	Максимальная нагрузка		
Подмосковный уголь рядовой с мелочью То же, мелочь с «семечком»	$800 \cdot 10^3$	$250 \cdot 10^3$	7	9	1,35	50
	$800 \cdot 10^3$	$250 \cdot 10^3$	6	8	1,35	50

Температура воздуха — не меньше $t 150^\circ$.

Решётки такого рода пригодны для менее зольной части ($A_e = 25—30\%$) кусковатых бурых углей Закарпатской и западных областей.

Перемещение слоя по решётке может достигаться также встряхиванием всей решётки.

Производится это или с помощью эксцентрика, связанного с рамой решётки, установленной на роликах, или с помощью несложного устройства, отводящего время от времени решётку вверх и дающего ей затем возможность возвратиться по уклону, под действием силы тяжести, в прежнее положение (фиг. 31).



Фиг. 31. Встряхивающая решётка.

Для высокозольных (порядка $A_c = 40\%$ и выше) бурых углей с золой средней плавкости (или тугоплавкой) и влажности порядка $W_p = 40-45\%$, успешно применяется обратно-переталкивающая, глубоко шурующая слой, решётка (фиг. 32, а).

Решётка эта состоит из шести-восьми рядов основных колосников и одного ряда шлаковых. Каждый ряд (ступень) составлен из чередующихся коротких и длинных колосников (разница в длине двух соседних колос-

ников около 40 мм) шириной 38 мм в головной части и 40 мм в хвостовой части.

Переталкивающие топливо грани колосников, расположенных в средней части решётки, составляют с полотнищами колосников угол 90° ; у колосников, ближайших к боковым стенам топки, этот угол равен примерно 40° .

При сжигании лигнитистого бурого угля ильницкого месторождения топка с обратно-переталкивающей решёткой может работать при показателях, приведённых в табл. 17.

Таблица 17

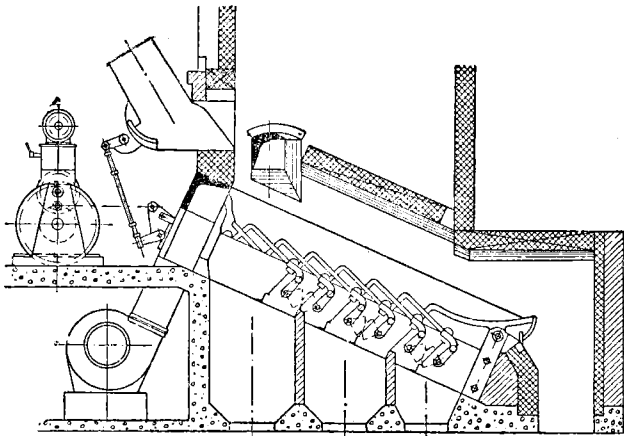
Показатели работы топки с обратно-переталкивающей решёткой на лигнитистом буром угле

Характеристика топлива					Тепловое напряжение колосниковой решётки $\frac{Q}{R}$ в $\text{ккал/м}^2\text{час}$	Тепловое напряжение топочного пространства $\frac{Q}{V_T}$ в $\text{ккал/м}^3\text{час}$	Коэффициент избытка воздуха σ_T	Потери при сжигании $q_3 + q_4$	Температура t_B
Влажность W_p	Зольность A_c в %	Теплотворная способность в ккал/кг	Крупность частиц в мм	Полный остаток на сите в %					
39,6	38,9	1930	$\begin{cases} 23 \times 23 \\ 7 \times 7 \end{cases}$	$\begin{cases} 43,9 \\ 72,25 \end{cases}$	$1070 \cdot 10^3$	$311 \cdot 10^3$	1,3	2,74—4,54	20

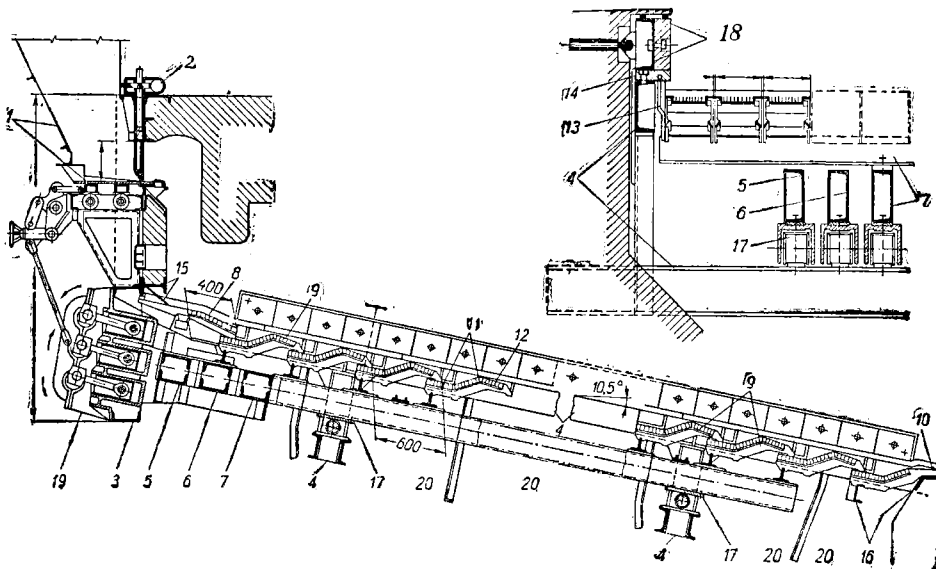
Производство таких решёток освоено одним из заводов МКХ УССР. Вполне пригодной для сжигания весьма высокозольного топлива (в том числе и сланцев) является наклонно-переталкивающая решётка Ломшакова (фиг. 32, б), в которой также все колосники являются подвижными.

Усиленное шурование топлива, разрушающее зольные оболочки горящих кусков, достигается ломаной поверхностью колосников (фиг. 32, в). Другой особенностью этих решёток является то, что их колосники составлены из ячеек, заполненных гранитным гравием из кусков размером 8—12 мм.

Топка эта широко распространена для сжигания эстонских сланцев. Весьма перспективной для механизации сжигания местных топлив под малос-

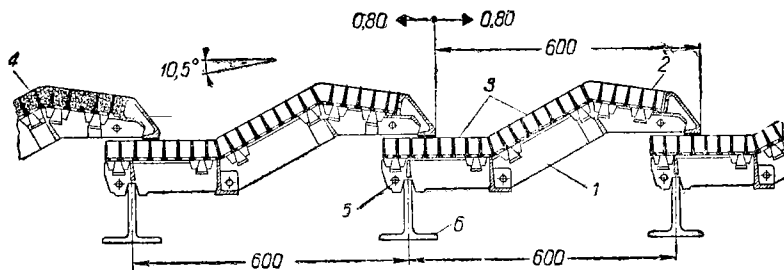


Фиг. 32, а. Обратнo-переталкивающая решётка.



Фиг. 32, б. Наклонно-переталкивающая решётка Ломшакова:

1 — забрасыватель топлива; 2 — шибер; 3 — фронтальная рама; 4 — опорная рама; 5 — подвижная тележка I; 6 — подвижная тележка II; 7 — подвижная тележка III; 8 — передний ряд колосников; 9 — средний ряд колосников; 10 — задний ряд колосников (шлаковые колосники); 11 — спинная сетка; 12 — носовая сетка; 13 и 14 — детали бокового уплотнения; 15 — фронтальное уплотнение; 16 — опоры шлаковых колосников; 17 — подшипник подвижной тележки; 18 — боковое охлаждение; 19 — привод; 20 — устройство позонного дутья.



Фиг. 32, в. Колосники среднего ряда решётки Ломшакова:

1 — колосники; 2 — носовая сетка; 3 — спинная сетка; 4 — засыпка ячеек сетки (гранитный гравий 8—12 мм); 5 — стяжной болт; 6 — опоры колосников.

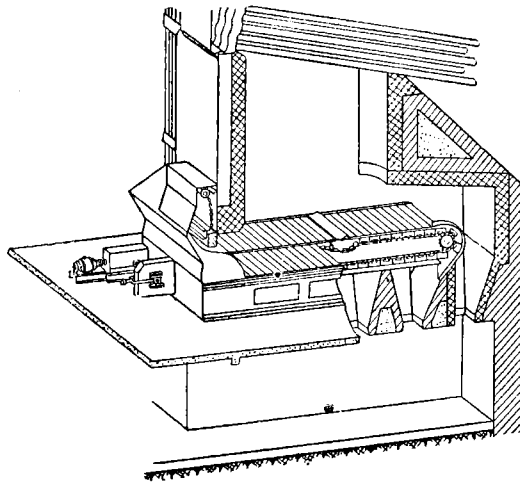
метражными паровыми котлами является топка с шурующей планкой (фиг. 33, а, б, и фиг. 6).

Механизация загрузки топлива, очистки решётки от золы и шурования слоя осуществляется в этой топке планкой треугольного сечения, которая имеет длину, примерно равную всей ширине решётки. Передвигаясь под слоем топлива в зад и вперёд, планка перемещает слой в ту сторону, в какую обращена круто наклонённая грань планки. Скорость движения планки 0,1—0,15 м/сек.

Для улучшения зажигания топлива С. В. Татищевым (ВТИ) предложено углубление в передней части решётки, имеющее глубину около 250 мм и по длине равное одной пятой части всей длины решётки (фиг. 6). В углублении

задерживается и загорается топливо, причём дымовые газы проходят через слой и готовят свежее топливо к горению. Для очистки этого предтопка от шлаков, которые не могут быть удалены через размещённые в углублении качающиеся колосники, необходимо вмешательство кочегара.

Колосниковая решётка топки с шурующей планкой, разработанная Украинским научно-исследовательским институтом местных топлив, отличается колосниками, которые могут поворачиваться на цапфах и образовывать углубления по всей решётке. Подача топлива в этой топке осуществляется частыми короткими ходами планки $l = 360$ мм. В том случае, когда планка время



Фиг. 33, а. Топка с шурующей планкой.

от времени идёт к порогу, колосники опускаются, и свежее топливо подаётся на опустившуюся вместе с колосниками разожжённую часть слоя. Перед обратным движением планки к бункеру колосники могут быть подняты, причём лежащее на них разожжённое топливо будет планкой (при обратном ходе) подсовываться под слой топлива, менее подготовленного к горению. Решётка такого рода может удовлетворительно работать на влажном топливе при отсутствии подогрева воздуха.

Топка с шурующей планкой, снабжённая предтопком С. В. Татищева, работает на рядовом подмосковном буром угле при напряжении колосниковой решётки $\frac{Q}{R} = (1100—1200) \cdot 10^3$ ккал/м²час, потерях на механический недожог $q_4 = 6\%$ и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,4—1,5$ (температура воздуха до 200°, длина колосниковой решётки 3360 мм, шлакового бункера 840 мм).

На мелочи машиноформованного торфа влажностью до 45%, зольностью $A_c = 15\%$, при содержании частиц величиной от 0 до 5 мм 15—20%, топка с поворачивающимися колосниками работала при напряжении решётки порядка $1100 \cdot 10^3$ ккал/м²час, причём потери при сжигании составляли $q_3 + q_4 = 4 + 7 = 11\%$ и коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2$ (длина колосниковой решётки 1150 мм, температура воздуха от 0 до 9°). Топка такого типа применяется ММТП УССР для локомотивов торфодобывающих агрегатов.

Цепная решётка (фиг. 4 и 5) представляет собой составленную из колосников бесконечную цепь, передвигающуюся с малой скоростью (~ 6 м/час) от топливного бункера к порогу. Толщина слоя, переносимого цепью, и сгорающего топлива определяется положением топливного шибера.

Недостатками этой механической решётки, сказывающимися при переходе на влажное и высокозольное местное топливо, является так называемое

«верхнее» зажигание топлива (в основном сверху — за счёт тепла проходящих над слоем горячих газов) и отсутствие шурования топлива.

Без специальных приспособлений эта решётка пригодна для топлив высококалорийных, содержащих немного влаги, золы и не измельчённых.

Цепная решётка в соединении с шахтой весьма успешно применяется многими электростанциями СССР для сжигания торфа.

При этом она снабжается описанным выше предтопком Макарьева (фиг. 5), на ступенях которого сгорает 6—7% всего топлива.

Несмотря на то, что цепная решётка переносит топливо, не шуряя его, установлена возможность, при подогретом воздухе ($t_B = 250—270$), успешного сжигания на ней богословского бурого угля влажностью $W_p = 31,4$ и зольностью $A_c = 34,6\%$, при теплонпряжении зеркала горения $\frac{Q}{R} = 1170 \cdot 10^3$ ккал/м²час, избытке воздуха $\alpha_T = 1,88$ и потерях при сжигании $q_{гил} + q_{гил} + q_3 = 4,3 + 6,3 + 0$; этот опыт, так же как и испытания цепной решётки с подсушивающей шахтой на угле того же месторождения ($\frac{Q}{R} = 1000 \cdot 10^3$; $\alpha_T = 1,2$; $q_3 + q_4 = 12,5 \div 15\%$), ценны для суждения о тех путях, какими может быть достигнуто успешное сжигание кусковых бурых углей западных и Закарпатской областей УССР в топках с установленными цепными решётками.

Беспровальные цепные решётки (БЦР) могут работать на буром угле, кусковом торфе и щеле при показателях, приведённых в табл. 18.

Таблица 18

Показатели работы топок с беспровальными цепными решётками

Сорт топлива	Допустимое видимое теплонпряжение активной части зеркала горения (при нормальной нагрузке) $\frac{Q}{R}$ в ккал/м ² час	Теплонпряжение топочного пространства $\frac{Q}{V_T}$ в ккал/м ³ час	Потери при сжигании $q_3 + q_4$		Коэффициент избытка воздуха при нормальной нагрузке α_T	Давление в зольнике в мм вод. ст.
			Нормальная нагрузка	Максимальная нагрузка		
Бурые угли $A_c = 25\%$ (челябинский, артемовский, среднеазиатский, богословский и др.) . . .	1000 · 10 ³	300 · 10 ³	7	8	1,3	50
Торф кусковой $W_p = 40\%$, $A_c = 10\%$	2100 · 10 ³	350 · 10 ³	2	3	1,3	60
То же с присадкой до 25% фрезерного торфа . . .	2100 · 10 ³	350 · 10 ³	4	5	1,3	60
Щела $W_p = 50\%$ с содержанием опилок до 15% . . .	1400 · 10 ³	250 · 10 ³	3	4	1,25	30

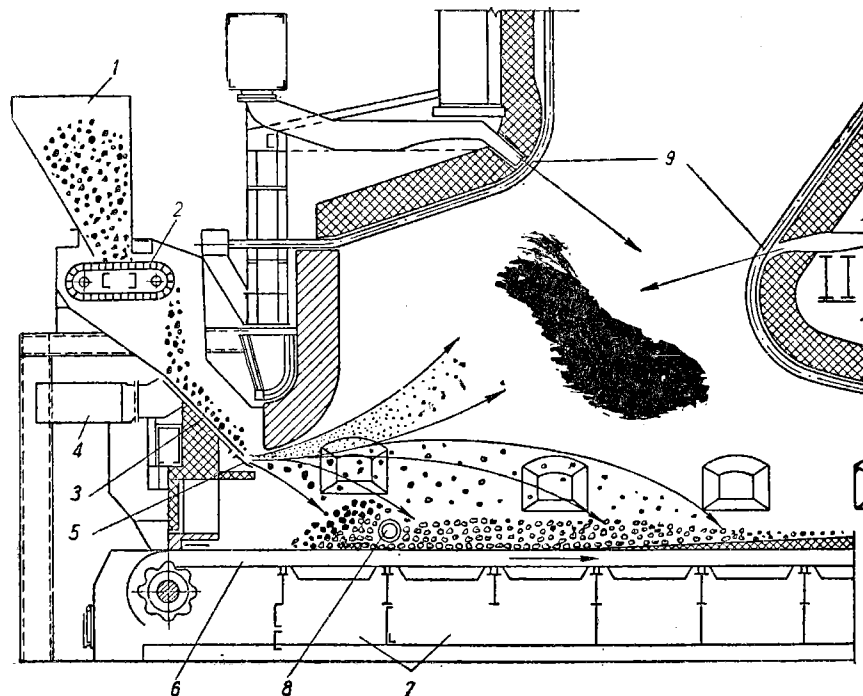
Метод успешного использования цепной решётки для сжигания влажных бурых углей открыт советскими теплотехниками (С. А. Тагер, ВТИ), предложившими использовать для загрузки топлива на движущуюся от топливного бункера к порогу щель пневмо-механический забрасыватель (фиг. 34).

Применением забрасывателя обеспечивается нижнее неограниченное воспламенение топлива, заброшенного поверх горящего слоя, за счёт тепла проходящих через свежее топливо продуктов горения нижних частей слоя.

Отсевание от топлива, при подаче его в топку, пыли позволяет увеличивать толщину слоя до величины примерно 20 диаметров фракций сжигаемого топ-

лива. Совместное использование нижнего зажигания и увеличенной толщины слоя позволяет организовать двухступенчатый топочный процесс (первая ступень — промежуточная газификация в слое, вторая ступень — дожигание газа вместе с отвейной при подаче от топлива мелочью в топочном пространстве). Горение в топочном объёме происходит за счёт вторичного воздуха, который в количестве 40—50% подаётся в топку мимо слоя.

Для улучшения подготовки топлива в топке ВТИ применена также зажигательная балка, представляющая собой установленную в начальной части решётки, на высоте около 50 мм над ней, охлаждаемую водой трубу, задерживающую часть топлива.



Фиг. 34. Общий вид и схема действия двухступенчатой цепной топки ВТИ:

1 — угольный ящик; 2 — питатель; 3 — разгонные плиты; 4 — воздухораспределительный короб; 5 — сопловые наконечники пневмозабрасывателя (носики); 6 — полотно цепной решётки; 7 — дутьевые зоны; 8 — воздухоохлаждаемая зажимающая балка; 9 — сопла вторичного дутья.

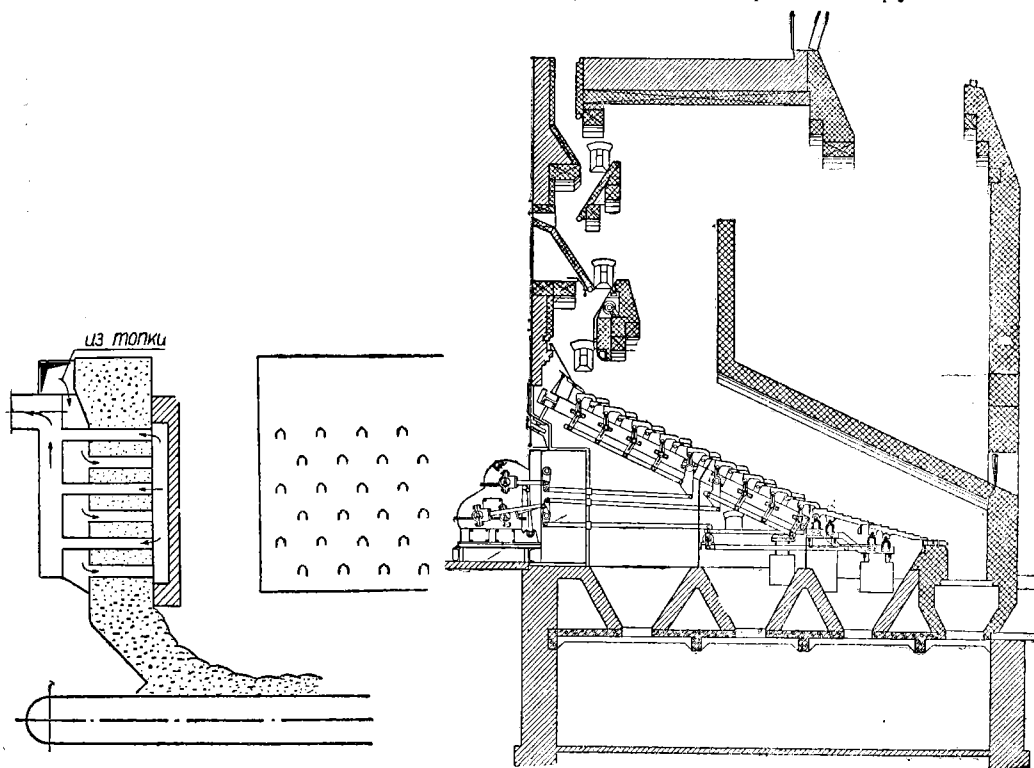
Топка такого рода рекомендуется для несортированных бурых углей, дробленных до 35—40 мм и содержащих до 60% частиц величиной от 0 до 6 мм; рекомендуемая для такого топлива при его теплотворной способности $Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 2000 \div 2200$ ккал/кг нагрузка решётки $\frac{Q}{R} = (1000 \div 1400) \cdot 10^3$ ккал/м²час при $\alpha = 1,2-1,25$ и $\eta_{\text{т}} \approx 94,5\%$.

Подсушивающие устройства в слоевых топках для бурых углей

Кроме предтопков (см. стр. 85, 86, 87) для подготовки топлива применяются встроенные в топку или находящиеся вне топки сушилки, в которых используется топливо основного топочного очага либо тепло оставляющих котёл газов.

Простейшим из таких устройств является подсушивающая шахта (фиг. 35, б). В шахте сырой бурый уголь, поступающий в верхнюю часть топки, переваливается самотёком по наклонным кирпичным сводам и подсушивается за счёт тепла, поступающего из топки через промежутки между сводами. Такое устройство позволяет уменьшить влажность бурого угля от 55 до ~ 51%.

Попытки усилить работу шахты просасыванием сквозь слой топлива почных газов успеха не имели по той причине, что при мелкозернистом топливе газы прорываются через слой в одном месте и тепло их не используется. Усиление подсушки достигается в шахтах, в которых просасываемые через шахту газы омывают поверхность лежащего в шахте слоя топлива. К таким шахтам относится шахта Лосиевского, состоящая из чугунных наклонных полок, по которым движется топливо, и шахта, испытанная Смирновым (фиг. 35, а). При скорости в каналах шахты $W = 1,2 \text{ м/сек}$, при которой не нарушается



Фиг. 35,а. Шахта для подсушки топлива теплом горячих газов.

Фиг. 35,б. Простейшая подсушивающая шахта для землистого бурого угля.

устойчивость насыпки, расход электроэнергии, затрачиваемой на привод эксгаустера, равен 3—3,5 квт-час на тонну сырого богословского угля, влажность которого, при начальной температуре сушильного агента $t_r = 300^\circ$, удаётся снизить от $W_p = 30\%$ до $W_p = 22,5\%$.

Камерные топки

Затруднительность сжигания в слое мелкозернистых, зольных топлив заставила перейти к камерному способу сжигания, нашедшему широкое применение на электростанциях и промпредприятиях СССР при сжигании самых разнообразных видов топлива.

Характерной особенностью основных видов местного топлива является значительное содержание летучих и высокая химическая активность, позволяющие сжигать такие виды топлива как бурый уголь и сланцы при значительно более грубом размоле, чем это требуется для каменных углей, а фрезторф — и вообще без предварительного размола. Это обстоятельство позволило значительно упростить пылеприготовительное устройство, и в настоящее время камерное сжигание местных топлив нашло широкое применение в установках самых различных масштабов. Более того, для установок с котлами производительностью свыше 6 т в час камерный способ является основным способом сжигания.

Тонкость помола пыли определяется просеиванием её через различные сита. Для полного анализа на крупность угольная пыль просеивается через ряд сит, однако, на практике оказывается достаточным знать остаток пыли на ситах № 70 и № 30. Номер сита означает количество ячеек, укладываемых на 1 см; ширина ячейки сита № 70 равняется 0,085 мм, сита № 30—0,20 мм. Остаток на сите обычно обозначается R_{70} , R_{30} и т. д., где индекс 70 или 30 означает номер сита. Так, если в характеристике пыли указано, что $R_{70} = 40\%$, это означает, что остаток пыли на сите № 70 составляет 40%.

Для бурых углей нормальная тонкость помола, в зависимости от содержания летучих ($L^F\%$), выражается следующим образом:

$$R_{70} = 1,25 L^F\%.$$

При высокой, как правило, влажности местных топлив важное значение имеет подсушка топлива, необходимая как для получения устойчивого горения, так и для улучшения условий размола. В большинстве топок, применяемых при сжигании местных топлив, подсушка топлива производится до поступления топлива в топку в специальных трубах — сушилках, шахтах и одновременно с размолом — в мельницах.

В качестве теплоносителя при подсушке топлива применяется горячий воздух или смесь воздуха с топочными газами. Смесь воздуха с газами применяется при отсутствии воздухоподогревателей (в старых установках).

Предварительная подсушка топлива может происходить различным образом:

1) при замкнутом цикле подсушки, когда испарённая из топлива влага и использованный сушильный агент вместе с подсушенным топливом направляются в топку и 2) при разомкнутом цикле подсушки, при котором испарённая из топлива влага и использованный сушильный агент отделяются от подсушенного топлива и выбрасываются в атмосферу.

Преимуществом замкнутого цикла является большая простота устройства и отсутствие потери пыли в атмосферу с газовоздушной смесью.

Преимущество разомкнутого цикла заключается в возможности совершенно устойчивого сжигания очень влажного топлива без снижения мощности котла. Разомкнутый цикл в настоящее время почти не применяется; однако именно такой способ подсушки является наиболее перспективным при сжигании украинских землястых бурых углей под котлами средней и большой производительности. Влажность пыли после подсушки должна быть:

	не ниже	не выше
при сжигании фрезторфа	20%	35%
» » подмосковного бурого угля	—	18%
» » землястого бурого угля	—	15%

При замкнутом цикле подсушки применение вместо горячего воздуха горячих газов значительно ухудшает условия горения. Подогрев воздуха путём смешения его с продуктами горения не может заменить подогрева воздуха в воздухоподогревателе по следующим причинам:

1. Подогрев воздуха в воздухоподогревателе повышает температуру горения, что крайне важно именно при сжигании высоковлажных топлив.

2. Подача в топку вместе с подсушенным топливом дымовых газов, использованных для подсушки, во всех случаях снижает температуру горения, так как эти газы для своего нагрева в топке потребляют значительное количество тепла.

Однако упрощение, даваемое замкнутым циклом, вызывало почти исключительное применение именно этого цикла.

Шахтно-мельничные топки

Из камерных топок с упрощённым пылеприготовлением наибольшее распространение получили шахтно-мельничные топки как вследствие универсальности их в отношении топлива, так и по пригодности их для котлов самой различной мощности. В этих топках с успехом сжигают бурые угли, фрезторф и сланцы; по мощности эти топки могут быть установлены под котлами

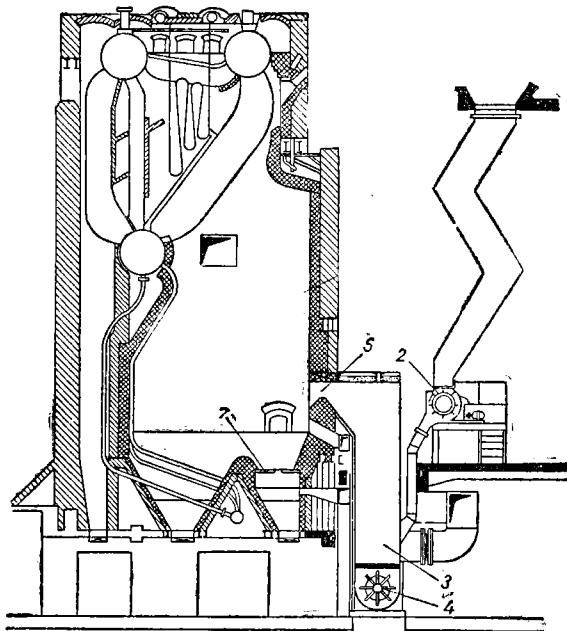
паропроизводительностью от 8 до 230 *т/час*, а при наличии постояннодействующего муфеля взвешенного сжигания и под котлами 4—8 *т/час*.

Подготовка топлива в шахтно-мельничной топке (фиг. 36) происходит следующим образом: из бункера 1 питателем 2 топливо подается в шахту мельницы 3 и падает на ротор мельницы 4 (по ходу его вращения). В мельницу подается горячий воздух или смесь воздуха с горячими газами; одновременно в мельнице происходят подсушка и размол топлива. Мелкие частицы подхватываются потоком воздуха и через амбразуру 5 (горелку) выносятся в топочную камеру 6, где и сгорают; крупные же частицы, выброшенные ротором в шахту, снова падают в мельницу и подвергаются дальнейшему размолу.

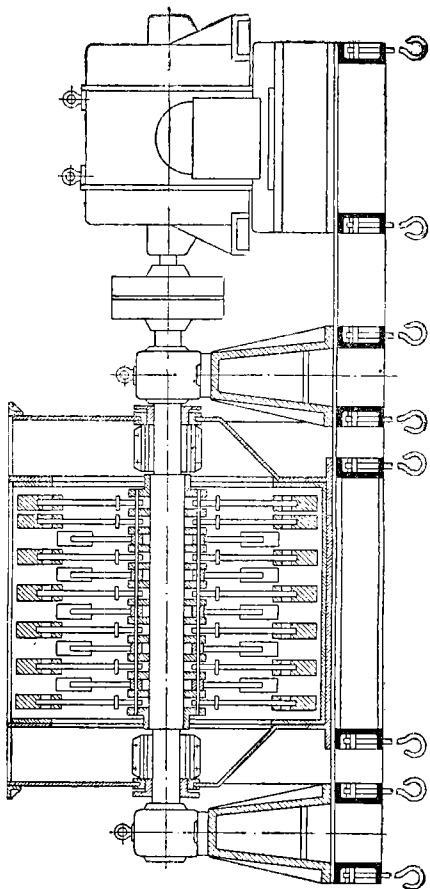
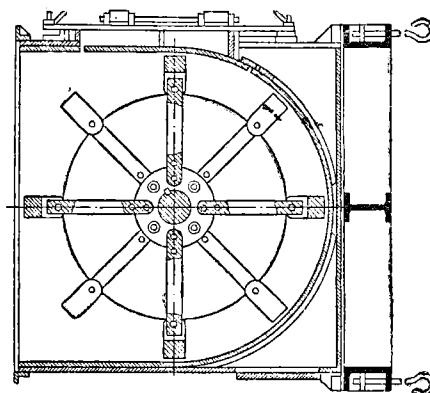
Топочная камера в большей или меньшей степени экранирована в зависимости от влажности топлива и устройства котла.

Основная часть золы уносится из топки в газоходы котла и в дымовую трубу, около 5—10% всей золы осаждается в топочной камере и собирается в шлаковой воронке.

Для первоначального разогрева топки и запуска котла устраиваются муфельные горелки, в которых на плоской дутьевой решётке сжигается кусковое топливо. Под малыми котлами решётка 7 для растопки котла помещается в самой топке; во время работы котла на этой решётке догорают частицы, выпавшие из факела.



Фиг. 36. Общий вид котла с шахтно-мельничной топкой.



Фиг. 37. Шахтная мельница (модернизированная).

Основной элемент оборудования шахтно-мельничной топки — быстроходная молотковая мельница (фиг. 37). В кожухе, сваренном из листового железа

10—15 мм и покрытом изнутри броней, на двух роликоподшипниках (находящихся вне кожуха) вращается вал; при помощи дисков на валу свободно подвешены билодержатели с билами. В старых конструкциях мельниц била крепились к билодержателю болтами или даже заклёпками, в настоящее же время била подвешиваются свободно, при помощи пальцев. Материал бил — отбеленный чугун или марганцовистая сталь.

Один конец вала соединён с электродвигателем, в другой конец подаётся масло для смазки и охлаждения подшипников.

Характеристики шахтных мельниц, изготовляемых заводом «Комега», приведены в табл. 19.

Таблица 19

Характеристика шахтных мельниц завода «Комега»

Типоразмер мельниц	ШМА 800 391	ШМА 1000 470	ШМА 1000 707	ШМА 1300 944	ШМА 1500 1181	ШМА 1500 1655	ШМА 1650 2004
Диаметр ротора в мм	800	1000	1000	1300	1500	1500	1650
Длина ротора по наружным граням бил в мм	391	470	707	944	1181	1655	2004
Количество бил в шт.	21	32	44	56	90	126	—
Зазор между броней и ротором в мм	30	30	30	30	30	—	—
Активное сечение ротора в м ²	0,313	0,47	0,707	1,23	1,77	2,48	3,31
Число оборотов в минуту	960	960	960	730	730	730	730
Окружная скорость в м/сек	40	50	50	50	57	57	60
Мощность электродвигателя в квт	30	40	70	120	175	250	250
Проектная мощность по подмоковному углу при предварительном дроблении до 10 мм в т/час	3,7	5,4	8,1	14,2	21,5	29,0	—
То же при предварительном дроблении до 40 мм в т/час	2,8	4,3	6,5	11,4	16,5	22,0	—
Вес мельницы без двигателя в т	2,1	2,8	3,2	5,2	7,5	9,6	—

Производительность мельниц при работе на других видах топлива определяется, исходя из удельной нагрузки активного сечения ротора (под которым подразумевается произведение длины ротора на его диаметр).

для фрезторфа 10 т/м²час
для землистого бурого угля 6—7 т/м²час

Число мельниц на один котёл — не более четырёх.

При двух мельницах производительность каждой из них должна обеспечить не менее 75% мощности котла; при числе мельниц более двух, при остановке одной из них, производительность котла должна быть не менее 90% нормальной.

При сжигании фрезторфа количество бил рекомендуется уменьшать на 50% по сравнению с тем, какое поставляет завод; это позволяет уменьшить

мощность электродвигателя, расход энергии и износ бил без уменьшения производительности мельницы.

Шахта мельницы служит для сепарации крупных частиц; скорость сушильного агента в ней определяется в зависимости от необходимой тонкости помола по уравнению

$$V_{ш} = 0,04 R_{70} + 0,1 \text{ м/сек.}$$

В зависимости от содержания в топливе летучих веществ необходимая тонкость помола определяется $R_{70} = 1,25 L^F$, где R_{70} — необходимый остаток на сите № 70 в %.

Для бурого угля скорость в шахте равна 2,1 — 2,5 м/сек, для фрезторфа — 3,5—4 м/сек. Высота шахты не менее 4 м.

Питатель мельницы. В качестве питателя для шахтномельничных, равно как и для других камерных топок, применяются тарельчатые, барабанные и скребковые питатели.

Тарельчатый питатель представляет собой круглый стол, вращающийся в горизонтальной плоскости; на этот стол (тарелку) через телескопическую трубу поступает топливо. По краю стола может перемещаться нож, захватывающий и сбрасывающий в топку большее или меньшее количество топлива. Подача может регулироваться изменением: а) скорости вращения стола, б) высоты подъёма телескопической трубы и в) положения ножа; последний способ регулирования применяется наиболее часто.

На дробленом и не очень влажном топливе тарельчатый питатель работает хорошо. При большой влажности топливо налипает на нож, в связи с чем самопроизвольно снижается подача топлива.

В настоящее время заводы Главкотлотурбoproма выпускают тарельчатые питатели сырого угля; размеры тарельчатых питателей приведены в табл. 20.

Таблица 20
Размеры тарельчатых питателей

Марка питателя	Диаметр тарелки в мм	Производительность в т/час	Потребляемая мощность в квт
ПСУ 600/5	600	5	1,5—2
ПСУ 600/10	600	10	1,5—2
ПСУ 850/20	800	20	1,5—2
ПСУ 850/30	800	30	1,5—2

Барабанный питатель (фиг. 38) состоит из барабана диаметром 1000 мм и более, помещённого в кожух соответствующей формы. На поверхности барабана укреплены рёбра, причём они могут быть расположены вдоль оси барабана, по винтовой линии (для равномерности питания) либо по окружности (при очень влажном топливе).

Производительность регулируется изменением числа оборотов барабана.

Скребковый питатель (фиг. 39) представляет собой скребковый транспортёр шириной 500 мм (до 700 мм).

Из приведённых питателей наиболее пригоден для работы на влажном буром угле и фрезторфе скребковый питатель.

Муфельная горелка. Для розжига топок без мазута применяются муфельные горелки, представляющие собой небольшие очаги, по мощности примерно равные 10% мощности основной топки. Для обеспечения устойчивости горения высоковлажных топлив (землистых бурых углей УССР), а также для возможности уменьшения размеров шахтно-мельничной топки, Институтом теплоэнергетики АН УССР разработан и испытан постоянно действующий муфель взвешенного сжигания, изображённый на фиг. 40. В этом устройстве некоторая часть потока аэросмеси ответвляется регулирующей заслонкой, тормозится и, соприкасаясь с раскалённой поверхностью косоугольного свода и нижней поверхностью узкого входного канала, воспламеняется; пламя через выходное отверстие муфеля сливается с основным потоком пыли, ускоряет её подготовку и обеспечивает тем самым устойчивость горения.

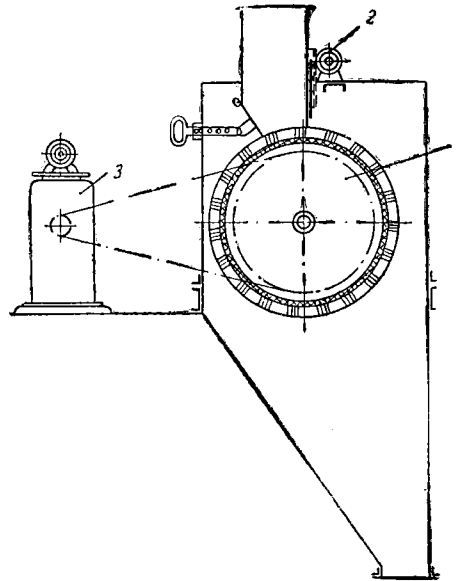
Свод над муфелем прикрывает его топочное пространство от охлаждения основным потоком сушенки, влажность которой при землистом буром угле близка к $W_p = 37-39\%$.

Воздух в муфель подается через размещенную в нижней его части распределительную решётку с живым сечением $\sim 2,5\%$. Размеры отверстий колосниковой решётки 2 мм.

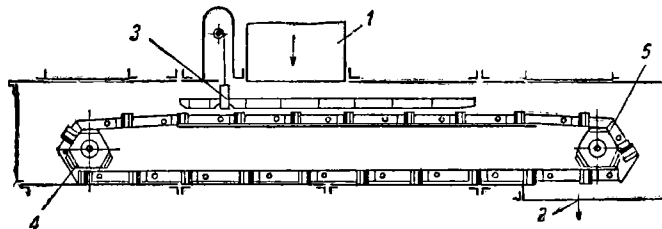
Топочная камера. Размеры её определяются, исходя из теплонапряжения 150—175 тыс. ккал/м³час.

Минимальная глубина топки для котлов производительностью до 20 т/час — не менее 4 м, высота топки от оси амбразуры до середины первого ряда котельного пучка — не менее 4 м; с середины первого ряда котельного пучка — не менее 4 м. При наличии постоянно действующего муфеля взвешенного сжигания глубина топки может быть уменьшена до 2 м. Степень экранирования выбирается из условия, чтобы температура газов при выходе из топки при нормальной нагрузке была не менее 1000°.

Нижняя часть топочной камеры выполнена в виде шлаковой воронки, в устье которой подается воздух. Для котлов производительностью до 20 т/час обязательно экранирование задней стенки топки и заднего ската шлаковой воронки.



Фиг. 38. Барабанный питатель:
1 — подающий барабан; 2 — регулятор слоя;
3 — привод.



Фиг. 39. Скребокный питатель:
1 — подача топлива; 2 — выход топлива; 3 — регулятор слоя;
4 — натяжная станция; 5 — приводная станция.

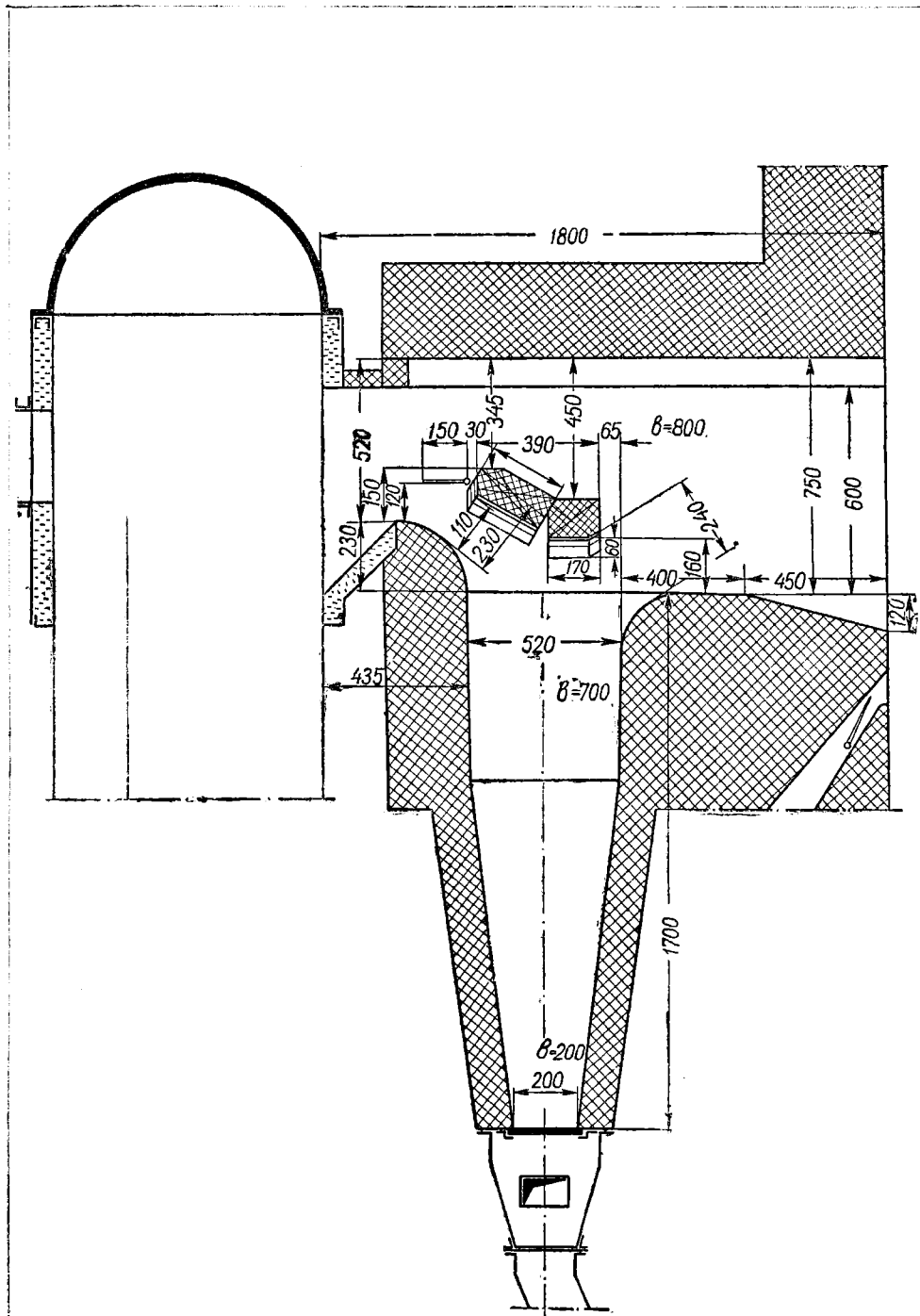
Распределение воздуха в шахтно-мельничной топке при сжигании бурого угля и фрезторфа

	бурый уголь (типа подмосковного)	фрезторф
первичный воздух через мельницу в %	50	60
вторичный воздух через шлицы у амбразуры в %	25—35	15—25
воздух через шлаковую воронку в %	15—20	15—20

При высокой влажности топлива количество первичного воздуха по условиям сушки значительно увеличивается.

Скорости воздуха:

при выходе из шахты в топку	5—6 м/сек
вторичный воздух в шлицах	20—25 »
нижний воздух в устье шлаковой воронки	5—6 »



Фиг. 40. Постоянно действующий муфель взвешенного сжигания для высоко-
влажных топлив (конструкция Института теплоэнергетики АН УССР).

При повышенной влажности топлива распределение воздуха отклоняется от приведённого; из-за необходимости подсушки в мельницы подаётся до 80% воздуха (табл. 21).

Характеристика работы шахтно-мельничной топки

Таблица 21

Вид потерь	Землистый бурый уголь	Подмосковный бурый уголь	Фрезторф
Потеря от химической неполноты горения в %	} 2,5—3,5	} 3—4	2
Потеря от механической неполноты горения в %			1
Расход энергии на размол в квт час/т	4,0	6,4	4,0
Производительность мельницы на 1 м ² активного сечения в т/час	7,0	6,0	10

Основным недостатком шахтно-мельничных топок является значительный износ бил, вызывающий снижение производительности, ухудшение размола и увеличение расхода энергии.

Срок службы бил при размоле различных топлив:

землистый бурый уголь $A_c = 25\%$:			
крайние била	200—500 час.	Марганцовистая сталь	
средние била	1500—2000 »	»	»
землистый бурый уголь $A_c = 7—10\%$	3000 »	»	»
фрезторф	4000 »	»	»

При ограниченном подогреве, или при отсутствии такового, для подсушки топлива применяется смесь воздуха с топочными газами; во избежание установки специального эксгаустера используют вентилирующее действие самих мельниц. При использовании самовентилиации мельниц ШМА производительность их снижается для фрезторфа примерно до 60% нормальной производительности.

Для увеличения вентилирующего действия мельницы увеличивают окружающую скорость до 60—65 м/сек, применяют особое расположение бил, уменьшают зазор между крайними билами и боковыми стенками корпуса, устанавливают специальные вентилирующие лопасти либо только на крайних билах, либо по всей ширине ротора. В зависимости от степени износа бил мельница может развивать напор до 45—50 мм вод. ст.; при изношенных билах напор может понизиться до нуля.

Шахтно-вентиляторная топка

В шахтно-вентиляторной топке роль мельницы выполняет вентилятор с усиленными лопатками и бронированным кожухом. Подсушка топлива производится смесью воздуха и топочных газов, отсасываемых вентилятором. Топливо подаётся в верхнюю часть подсушивающей шахты и до поступления в вентилятор успевает подсохнуть, причём температура газовой смеси снижается до величины, безопасной для работы вентилятора.

Отсутствие ограничения начальной температуры сушильного агента позволяет использовать в этой топке весьма влажное топливо, в частности землистый бурый уголь. Показатели работы шахтно-вентиляторной топки на землистом буром угле следующие:

Расход энергии на размол 1 т угля:

при полной нагрузке	6,5 квт-час/т
потеря от механического недожога	1—2%

Топка с мелющим вентилятором получила распространение в СССР для сжигания фрезторфа и известна как топка ВТИ-Мосэнерго (фиг. 41). Топка надёжно работает на фрезторфе влажностью от 40 до 55%; при большей влажности мощность топки сильно падает вследствие ухудшения подсушки топлива количество торфа, выпадающего на решётку, сильно увеличивается, и решётка не справляется с дожиганием его. При влажности топлива, меньшей 40%, снижение мощности топки вызывается шлакованием топки.

Показатели работы топки:

расход энергии на топливоподготовку	10 квт-час/т
потери при сжигании $q_3 + q_4$	4—5%
коэффициент избытка воздуха в топке α_T	1,24—1,35

Тепловое напряжение топочного пространства 150—175 ккал/м³час. На фиг. 42 показана топка Шершнёва для сжигания сырого фрезторфа без предварительной его подсушки.

Фрезторф из бункера 1 барабанным питателем 2 подаётся в щелевые горелки 3, расположенные над передней выносной частью топки (форкамерой). К горелкам подводится воздух, который смешивается с фрезторфом и выносит его в топку. В самой нижней части топки через сопла 6 в нее вдувается основная часть воздуха, необходимого для горения. Скорость воздуха при выходе из сопел 20—40 м/сек. Нижняя часть топки (эжекторная воронка 5) выполнена таким образом, что воздух, подаваемый через сопла, создаёт в ней вращательное движение газов, причём у задней стены топки топочные газы опускаются, смешиваются с воздухом и у фронтальной стены поднимаются навстречу струе свежего топлива. Интенсивное перемешивание топлива с горячими газами приводит к быстрой подсушке его.

Мелкие частицы фрезторфа сгорают в форкамере, крупные же частицы выпадают вниз, подхватываются потоком газов и циркулируют с ним до полного сгорания.

Эта топка работает совершенно устойчиво при влажности фрезторфа 40—55%.

Основная часть золы (90—95%) уносится в газоходы котла и дымовую трубу; 5—10% золы оседает в топке на стенах и в эжекторной воронке в виде шлака, откуда удаляется один раз в смену.

Во избежание шлакования стены нижней части топки покрыты сплошным экраном — чугунными плитками.

Топка Шершнёва проста в управлении и работает весьма экономично: потери от химического и механического недожога составляют всего около 2%, при коэффициенте избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,25$. Расход электроэнергии на топливоподготовку (подача воздуха в эжекторную воронку, питатель) в пересчёте на топливо составляет около 1,3%.

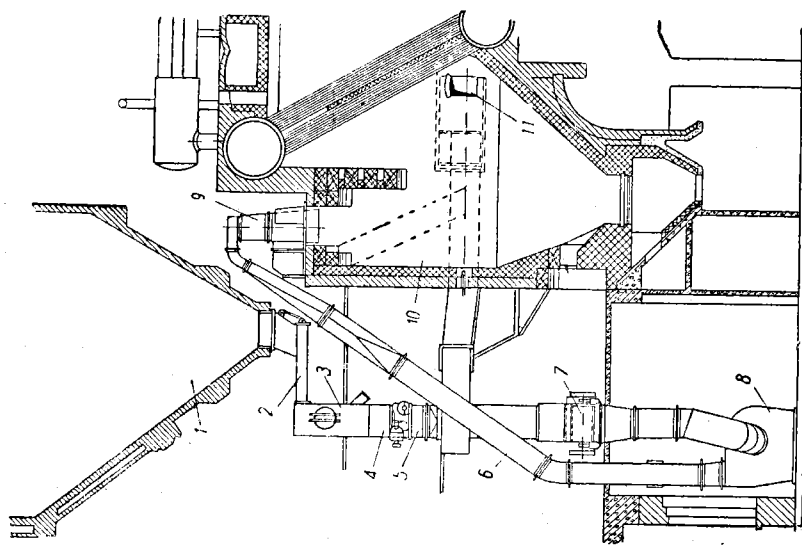
Коэффициент полезного действия котла с этой топкой доходит до 83%.

Недостатком топки являются малое напряжение топочного пространства и ограниченная общая его мощность.

Эти топки надёжно работают при напряжении топочного пространства 60—85 тыс. ккал/м³ час. Повышение напряжения топочного пространства свыше 100 тыс. ккал/м³ час вызывает шлакование и завалы эжекторной воронки. Точно так же завалы могут происходить при подаче высоковлажного (влажностью более 55%) торфа, в особенности зимой, когда фрезторф смерзается. Для устранения завалов необходимо фрезторф дробить до поступления в топку.

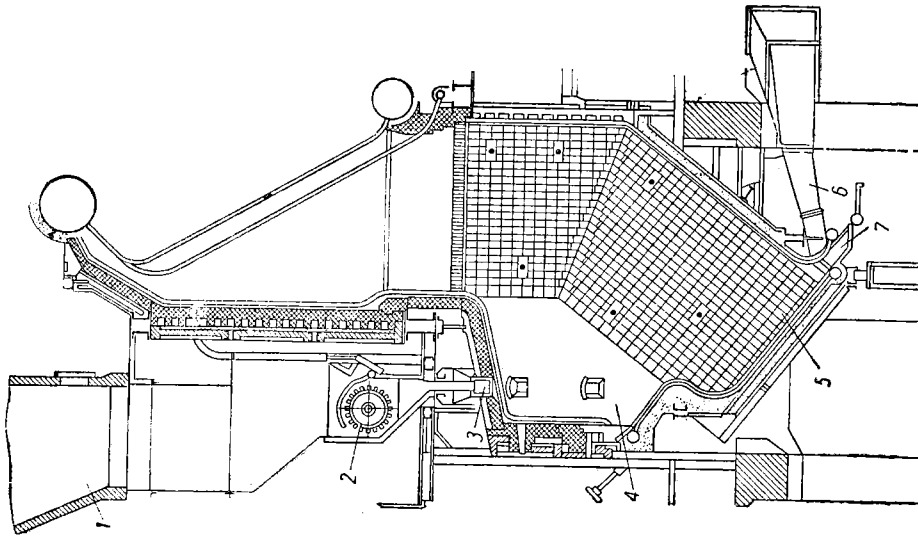
В циклонной топке топливо увлекается воздухом, вводимым с большой скоростью по касательной, в круговое движение у стен круглой топки. Во вращающемся потоке происходит весьма интенсивное горение, причём подготовка топлива обуславливается происходящей в средней части топочной камеры рециркуляцией горячих газов, летучих и мелких частиц топлива.

Топочная камера топки Института теплотехники АН УССР представляет собой горизонтальный цилиндр с расположенными по всей длине цилиндра соплами, по три-четыре в каждом поперечном сечении. Такое расположение



Фиг. 41. Толка ВТИ-Мосэнерго:

1 — расходный бункер; 2 — трясун; 3 — марципный сепаратор; 4 — променочный бункер; 5 — дигатель-взвешочка; 6 — труба-сушилка; 7 — дробилка; 8 — эксгаузер; 9 — горелка; 10 — толка; 11 — газоотборное кольцо.



Фиг. 42. Циркуляционно-вихревая толка А. А. Шершнёва:

1 — бункер; 2 — барабанный питатель; 3 — шелевая горелка; 4 — форкамера; 5 — эжекторная воронка; 6 — сопло эжекторного устройства; 7 — короб для удаления золы.

сопел позволяет усилить осевую рециркуляцию и даёт возможность сжигать высоковлажное топливо. Циклонная топка весьма проста, относительно мала по размерам, требует немного электроэнергии, пригодна как для малых, так и для крупных котлов, весьма перспективна для сжигания землистого бурого угля, фрезерного торфа, торфяной мелочи и иных измельчённых топлив.

Производятся попытки применения для сжигания измельчённых местных топлив топки с кипящим слоем. Эта топка отличается тем, что в ней частицы топлива находятся в постоянном движении вверх и вниз. Такое движение происходит с помощью воздуха, проходящего в слой через колосниковую решётку с весьма малым живым сечением (2,5%), при расширяющейся кверху топочной камере.

Поднятые потоком частицы топлива в расширенной части выпадают из потока и падают вниз, для того чтобы в более узкой части топки быть снова увлечёнными вверх. Непрерывное удаление золы производится с помощью встряхиваемых или вращающихся решёток.

Постоянное движение частиц топлива даёт возможность предупредить спекание золы в куски.

21. КОМПОНОВКА МАЛЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ, РАБОТАЮЩИХ НА МЕСТНОМ ТОПЛИВЕ

Свойственная местным топливам высокая влажность вызывает значительное снижение температуры горения; для поддержания температуры топки, необходимой для устойчивого горения топлива, приходится сокращать лучевоспринимающую поверхность нагрева, т. е. уменьшать степень экранирования топки. При переходе с высококалорийного топлива, например антрацита, для которого приведённая влажность $W_{np} = \frac{W_p \cdot 1000}{Q_p^H} = 1$, на торф с приведённой

влажностью $W_{np} = 20\%$ ($W_p = 45\%$), при условии сохранения температуры топки $t \approx 1050^\circ$, лучевоспринимающая поверхность сокращается приблизительно вдвое.

Связанное с этим уменьшение теплоотдачи в топке должно быть компенсировано увеличением теплообмена в конвективной части котла, что может быть достигнуто: а) увеличением коэффициента теплопередачи за счёт увеличения скорости газов в газоходах, б) установкой дополнительной конвективной поверхности нагрева. Для устойчивости горения необходимо горячее дутьё, поэтому дополнительная поверхность нагрева выполняется в виде воздухоподогревателя. Максимальный подогрев воздуха для слоевых топок ограничивается вообще величиной $200\text{—}250^\circ$. Для камерных топок подогрев воздуха ограничивается опасностью возгорания топлива в топливоприготовительном устройстве, однако чаще предел устанавливается возможностью подогрева воздуха. У малых котлов, у которых, как правило, развита конвективная поверхность нагрева, температура отходящих газов редко превосходит 300° , соответственно чему температура подогрева воздуха не может быть повышена более 250° . Более высокий подогрев воздуха достигается путём смешения воздуха с топочными газами.

При компоновке установки должно быть учтено то обстоятельство, что расход топлива и выход золы при работе на местном, низкокалорийном топливе значительно выше, чем при топливе высококалорийном. Так, например, для получения 1 т нормального пара расход топлива и выход золы при сжигании различных видов топлива значительно изменяются (табл. 22).

Увеличение расхода топлива и выхода золы наряду с необходимостью автоматизации процесса сжигания, особенно необходимой для низкокалорийных топлив, снижает допустимый предел применения ручных топок и заставляет заменять их механическими или полумеханическими топками, что связано с увеличением высоты топки, а следовательно, и всего котла.

При сжигании многозольных топлив требуется боковое обслуживание топок, поэтому установка котлов в блоке (в общей обмуровке), применяемая

Таблица 22

Расход топлива и выход золы при сжигании

Наименование	Ан-трацит АРШ	Торф среднезол- ный	Кусковатый бурый уголь среднезол- ный	Лигнит	Землистый бурый уголь	
		$A_c = 20\%$ $W_p = 35\%$	$A_c = 30\%$ $W_p = 30\%$	$A_c = 35\%$ $W_p = 40\%$	среднезол- ный	многозол- ный
Расход топлива в $кг/т$	133	321	276	400	410	592
Выход золы в $кг/т$	23	42	58	84	37	93
Расход топлива в %	100	242	208	301	309	445
Выход золы в %	100	184	257	372	163	412

в малых котельных для экономии места, недопустима; между котлами должны быть оставлены разрывы не менее 3 м. Это в равной степени справедливо как для ручных, так и для механических топков.

В малых котельных при отсутствии водяных экономайзеров и воздухоподогревателей общее сопротивление газоходов котла составляет 15—20 мм вод. ст.; такое разрежение обеспечивается дымовой трубой и установки дымососа не требуется. При сжигании влажных топлив увеличение приведённого объёма продуктов горения вызывает увеличение сопротивления котла; дополнительная установка воздухоподогревателя увеличивает общее сопротивление котлоагрегата в зависимости от его системы до 50—100 мм вод. ст. Кроме того, при камерном сжигании многозолных топлив как по санитарно-гигиеническим соображениям, так и в целях уменьшения износа оборудования, желательна установка золоуловителей, в результате чего сопротивление котлоагрегата увеличивается в ещё большей степени.

Таким образом, для сжигания местных топлив становится обязательной установка дымососов.

Применение многозолных топлив наряду с повышением средних скоростей газа в газоходах котла вызывает усиленный износ (истирание) поверхностей нагрева; в основном это явление имеет место при пылевидном сжигании, при котором почти вся зола уносится из топки в газоходы котла.

Для водотрубных котлов при поперечном обтекании их и шахматном расположении больше всего изнашивается второй ряд труб; при коридорном расположении — пятый и дальнейшие ряды; больше всего истирается лобовая часть трубы.

Большое влияние на износ поверхности нагрева оказывает местное повышение скорости газов и неравномерное распределение золы в газовом потоке.

Уменьшение толщины стенок труб в отдельных местах до 2 мм обычно приводит к разрыву трубы.

Ориентировочно износ трубы может быть определён по формуле ЦКТИ

$$i = \psi A_a M (K_w W)^3 K_p \mu \tau,$$

где i — утончение стенки в мм;

ψ — коэффициент, зависящий от отношения шага труб к диаметру $\frac{S_1}{d}$; при

изменении $\frac{S_1}{d}$ от 1,4 до 3, $\psi = 6—15$;

A_a — коэффициент, зависящий от свойств золы, при средней величине частиц золы 30 мк;

M — коэффициент, зависящий от свойств металла, для обычных стальных труб $M-1$:

для тощего и подмосковного угля	$A_a = 0,0022$	$\frac{мм \cdot сек^3}{кг \cdot час \cdot 10^3}$
» кизеловского угля	$A_a = 0,0014$	То же
» челябинского угля	$A_a = 0,0010$	»
» сланца	$A_a = 0,0012$	»

При средней величине частиц золы 30—80 $мк$ коэффициент A_a увеличивается вдвое.

- ω — средняя скорость газов перед пучком труб в $м/сек$;
- μ — средняя концентрация золы в дымовых газах в $кг/м^3$;
- τ — время работы котла в тысячах часов;
- K_w и K_p — коэффициент неравномерности скорости и концентрации золы по сечению газохода, для удовлетворительно выполненных газоходов принимается равным 2,2.

Меры уменьшения износа поверхности нагрева — правильное конструирование и выполнение газоходов, обеспечивающее равномерное распределение скоростей газов и концентрации золы по сечению газохода, защита опасных мест специальными накладными. Радикальное средство уменьшения износа дымососов — установка золоуловителей; помимо того, рекомендуется применение тихходных дымососов с небольшим числом лопаток. Кожухи покрываются бронёй, лопатки навариваются твёрдыми сплавами.

При высокой влажности топлива в хвостовой поверхности нагрева (воздухоподогреватель, водяной экономайзер) может иметь место её запотевание.

Температура точки росы при нормальном избытке воздуха $\alpha_k = 1,45$ при сжигании различных топлив:

торфа $W_p = 40\%$	$t_p = 55^\circ$
торфа $W_p = 30\%$	$t_p = 51^\circ$
подмосковного угля	$t_p = 50^\circ$
челябинского угля	$t_p = 43^\circ$
землистого бурого угля $W_p = 58\%$	$t_p = 64^\circ$
» » » $W_p = 52\%$	$t_p = 61^\circ$

Наличие в топливе серы повышает температуру точки росы, так как образующаяся при сгорании серы серная кислота конденсируется раньше, чем водяной пар.

Для определения температуры стенки ЦКТИ рекомендует следующую формулу:

$$t_{cm} = \frac{\alpha_1 t_2 + 1,6 \alpha_2 t_a}{\alpha_1 + 1,6 \alpha_2},$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты теплопередачи от газов: к стенке α_1 и от стенки к воде или воздуху α_2 ;

t_2 — температура дымовых газов;

t_a — температура воды в водяном экономайзере или воздуха в воздухоподогревателе.

При широко практикуемом подогреве питательной воды до поступления её в водяной экономайзер потение последнего редко имеет место, чаще следует опасаться потения воздухоподогревателя.

Радикальным способом предотвращения потения воздухоподогревателя является предварительный подогрев воздуха за счёт смешения его с горячим воздухом; при этом, однако, снижается окончательный подогрев воздуха, увеличивается потеря с отходящими газами и увеличивается расход энергии на дутьевой вентилятор. Повышение зольности и уменьшение теплотворной способности топлива не изменяют величины простоев котельного оборудования при ревизиях, текущих и капитальных ремонтах (табл. 23).

Таблица 23

Нормы длительности простоя котельного оборудования в течение года
(согласно нормативам Главэнерго)

Наименование	Поверхность нагрева до 500 м ²			Поверхность нагрева от 500 до 700 м ²		
	Простой в днях			Простой в днях		
	за год	в ревизии и текущем ремонте	в капитальном ремонте	за год	в ревизии и текущем ремонте	в капитальном ремонте
Котлы с ручными колосниковыми решётками	26	18	8	29	20	9
Котлы с цепными решётками ЦККБ, Б и В, Вольтер	30	20	10	32	20	12
Котлы с прочими механическими решётками	32	20	12	33	20	13
Котлы с пылеугольными топками	30	20	10	32	20	12
Котлы с мазутными топками	24	15	9	27	17	10

22. НАЛАДКА ТОПОК ПАРОВЫХ КОТЛОВ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ, РАБОТАЮЩИХ НА МЕСТНОМ ТОПЛИВЕ

При наладке работы топок устраняются очевидные неисправности устройств, производится приспособление топок к свойствам сжигаемого топлива путём конструктивных изменений и устанавливается наивыгоднейший режим работы топок. Наладочным работам должны предшествовать такие мероприятия: изучение качества топлива, упорядочение его доставки, хранения и подачи в котельную; организация учёта топлива (топливо обязательно должно взвешиваться в котельной), выгреба, провала и уноса и отбора проб (ежедневно); укомплектование штата станции теплотехниками и обеспечение контрольно-измерительными приборами — в первую очередь тягомерами, пирометрами до 900° и аппаратами для анализа дымовых газов.

Работа по упорядочению топки начинается с её детального, со съёмкой эскизов, осмотра — наружного и внутреннего — и изучения топочной камеры и отдельных частей устройства.

В частности следует убедиться в правильности укладки колосников, исправности дутьевых и тяговых устройств, питателей, мельниц и их двигателей. Вентиляторы, дымососы и питатели должны быть проверены на ходу. Весь воздушный тракт следует при работающем вентиляторе и закрытых выходах проверить на плотность; одновременно проверяется исправность заслонок, регулирующих подачу воздуха и тягу и плотность междузонных уплотнений. Все заслонки должны быть плотными и легко открываемыми.

Основой наладки топок любого типа служат следующие положения: а) неравномерное горение не может быть успешным; б) количество подаваемого в топку воздуха не должно превышать минимально необходимого; в) распределение воздуха должно быть правильным; г) степень охлаждения топочного пространства, форма его и мощность предтопок (муфелей) должны соответствовать влажности сжигаемого топлива.

Топки с ручными решётками

В соответствии с этими положениями при наладке ручной топки с плоской неподвижной дутьевой решёткой следует:

забрасывать топливо через весьма малые промежутки времени (не более 3—6 мин.) малыми порциями (не больше 5—6 лопат).

Равномерность горения топлива по всей решётке достигается забрасыванием топлива лишь на те места решётки, на которых топливо прогорело (на

прогары). Промежутки между чистками ручных решёток должны быть меньше четырёх часов.

Для того чтобы предупредить попадание в топку лишнего воздуха через открытые дверки, люки и т. п., в топке следует поддерживать возможно малое разрежение, достаточное лишь для предупреждения выбивания топочных газов в котельную; в этом случае кочегар может при открытой шуровочной дверке, не торопясь, рассмотреть состояние решётки и забросить топливо туда, куда надо (на прогар). Подачу воздуха следует регулировать; после чистки решётки дутьё следует открывать не полностью, а в соответствии с состоянием слоя и нагрузкой котла.

Сооружение свода над слоем помогает сжигать влажное топливо.

Топки с механическими решётками

В топках с механическими решётками (цепной, наклонно-переталкивающей, обратно-переталкивающей) равномерность подачи топлива обеспечивается благодаря полной её механизации; нарушение равномерности горения может быть вызвано лишь перерывами в подаче топлива в загрузочную воронку. При механических решётках нередко наблюдается неравномерность горения по ширине решётки, причиной чего может быть: неудовлетворительность боковых уплотнений (быстрое прогорание топлива у стен), недостаток подвода воздуха под решётку (большие скорости) или обусловленные недостатками топливного тракта либо топливного бункера разделение топлива по крупности кусков (сегрегация), результатом которого также бывает быстрое прогорание топлива у боковых стен. Для работы топок с механическими решётками существенное значение имеет толщина слоя, зависящая от влажности топлива, и скорость решётки (частота движения колосников), которая должна быть выбрана так, чтобы не происходило переваливания несгоревшего топлива через порог топки, но не прекращалось бы слишком рано горение топлива (прекращение работы ближайшей к порогу части колосникового полотна).

Поддержание в топках с механическими решётками минимального разрежения так же необходимо, как и в топках иных типов. Особое значение приобретает распределение воздуха по отдельным участкам решётки. Для шахтно-цепной топки Макарьева оно должно быть примерно таким: 10% — в шахту, 20% — в первую и третью зоны и 40% — во вторую зону (при высокой влажности — в шахту до 20%, при сухом торфе — в шахту воздух вовсе не подаётся).

Мощность предтопка, как сказано выше, должна соответствовать влажности топлива. Для влажного топлива над решёткой должен быть сооружён развитый свод, отклоняющий пламя основного очага к месту свежего топлива. Шлакование топки устраняется регулированием работы шахты и уменьшением толщины слоя.

Топка с шахтной мельницей и шахтно-вентиляторная

Одной из основных причин неудовлетворительной работы камерных топок является неравномерная работа питателя. Причиной этого может быть несоответствие питателя топке по мощности, самопроизвольное высыпание топлива из питателя, засорение кусками топлива выдающих отверстий или прилипание к рабочим органам питателя мелких влажных частиц топлива.

Топливо, выдаваемое ровным потоком, равномерно подсушивается и горит ровно. Неравномерность горения, пульсация, может быть также вызвана периодическими задерживаниями топлива в шахте, обусловленными отбойными плитами или устроенными в шахте насадками. Пульсации уменьшаются при удалении из шахты загромождающих её сечение насадков и увеличением скорости аэросмеси в ней.

В иных случаях пульсации могут вызываться методом подачи воздуха и формой топочной камеры.

Для камерных топок, так же как и для всех иных, существенное значение

имеет поддержание минимального разрежения в топочной камере. Весьма важно поддержание оптимального распределения воздуха.

В шахтно-мельничной топке с постояннодействующим муфелем, работающей на высоковлажном землистом буром угле, может быть рекомендовано такое распределение воздуха (температура подогрева воздуха до 300°):

шахта	до 70%
постояннодействующий муфель	15%
дожигательная решётка	5%
шлицы под амбразурой	10%

При сжигании влажных топлив, помимо применения постояннодействующего муфеля, следует использовать ещё следующие мероприятия, придающие устойчивость горению: размещение дожигательной решётки непосредственно под амбразурой и отклонение с помощью стены у порога горящих газов к месту входа в топку выходящей из мельницы пыли.

ЛИТЕРАТУРА

1. Голубовский А. А., Типовые топки для древесных отбросов, За экономию топлива, № 7, 1947.
2. Справочник по торфу, под общей редакцией М. Самсонова Н. Н., Веллера М. А. и Бегак Д. А., Госэнергоиздат, 1944.
3. Татищев С. В., Экономические режимы ручных топок при сжигании бурых углей, За экономию топлива, № 8—9, 1944.
4. Татищев С. В., Рациональные конструкции ручных топок для бурых углей, За экономию топлива, № 1—2, 1945.
5. Ратников Е. Ф., Применение ротационных забрасывателей для котлов малой производительности, За экономию топлива, № 2, 1948.
6. Тагер С. А., Эксплуатация топки с ротационным забрасывателем, За экономию топлива, № 9, 1949.
7. Шалаев Б. Е., Топки с качающимися колосниками для малых и средних промышленных котлов на многозольном топливе, За экономию топлива, № 9, 1945.
8. Татищев С. В., Врашев С. П., Либерман Н. Б., Качающиеся колосники, их конструкция и работа, За экономию топлива, № 3, 1949.
9. Пятыхкин Н. М., Кожевников В. К., Испытание топки с обратнопереталкивающей решёткой, За экономию топлива, № 83, 1949.
10. Тагер С. А., Ромадин В. П., Мартин Ю. Л., Тепловая работа топок с цепными решётками при сжигании бурых углей, Известия ВТИ, № 1 (153), 1948.
11. Гурвич и Бродерзон, Опыт сжигания богословского угля на цепной решётке с высокоподогретым дутьём, Электрические станции, № 6, 1942.
12. Смирнов А. П., Исследование условий сушки бурых углей на цепной решётке, Известия ВТИ, № 9, 1947.
13. Смирнов А. П., Подсушивающая шахта для сжигания бурых углей, Госплан СССР, 1942.
14. Татищев С. В., Рациональные методы сжигания торфа в котельных установках, Госэнергоиздат, 1946.
15. Семеновко Н. А., Приспособление топок промышленных котлов для сжигания местных топлив, Электрические станции, № 7—8, 1943.
16. Министерство материальных резервов СССР, Хранение топлива, горючего и масел, Гостехиздат, 1947.
17. Лыков А. В., О продолжительности сушки угольных частиц, Известия ВТИ, № 9, 1933.
18. Нормы теплового расчёта котельного агрегата, ЦКТИ, Главкотлотурбопром, Госэнергоиздат, 1945.
19. Татищев С. В., Морозов Г. Н., Исследование работы топки, снабженной верхней механической подачей и подвижным слоем на типичных топливах СССР, Известия ВТИ, № 10, 1949.
20. Кнорре Г. Ф., Топочные процессы, Госэнергоиздат, 1951.

23. ТЯГОДУТЬЕВЫЕ УСТАНОВКИ

Общие сведения

Назначением тягодутьевых установок в котельных агрегатах является обеспечение подачи воздуха для дутья и удаление продуктов горения.

Тяговые устройства состоят из дымовой трубы либо из дымовой трубы с дымососом. При наличии только одной трубы подача дутьевого воздуха и удаление газов достигаются тягой трубы.

Для уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды котельных установок большое значение имеет конструкция самих вентиляторов и дымососов.

Советскими учёными разработан метод аэродинамического расчёта центробежных вентиляторов, существенно повышающий точность расчёта. Это позволило разработать новые, более совершенные типы машин.

Разработанные в последние годы центробежные вентиляторы с лопатками, загнутыми вперёд, и с лопатками, загнутыми (в зависимости от напора и скорости вращения лопаток) назад, по экономичности опередили аналогичные заграничные образцы.

В существующих котельных установках снижение расхода электроэнергии на привод тягодутьевых устройств может быть достигнуто путём устранения излишней загрузки вентиляторов и дымососов. За счёт уменьшения присоса через неплотности и коэффициента избытка воздуха, а также за счёт снижения температуры уходящих газов, может быть достигнуто уменьшение сопротивления газовоздушного тракта. Этому способствует и выбор экономичного способа регулирования тягодутьевых машин. Иногда характеристики уже установленных в котельной дымососов и вентиляторов лимитируют паропроизводительность котлов. В этих случаях путём рациональной реконструкции газовоздушного тракта или самих дымососов и вентиляторов можно добиться значительного повышения паропроизводительности.

При сжигании углей с повышенной зольностью во многих котельных быстро изнашиваются крыльчатки дымососов, а также кожухи. Проведением таких мероприятий, как установка золоуловителей, наплавка твёрдыми сплавами лопаток, спрямление профиля лопаток и уменьшение числа оборотов, можно уменьшить износ и добиться увеличения срока службы дымососов.

Дымовая труба

Дымовая труба выполняется из пустотелого фасонного клинчатого кирпича и по внешнему контуру имеет форму усечённого конуса (с уклоном 0,2—0,3).

Расчёт трубы ведётся на растягивающие усилия от изгиба при сильном ветре с допускаримым напряжением 0,1 кг/см² и на сжатие от собственного веса. Допускаемые напряжения от сжатия выбираются в зависимости от свойств кирпича и грунта.

Учитывая высокие температуры у входа в дымовую трубу, нижнюю её часть футеруют изнутри огнеупорным кирпичом. Между футеровкой и основ-

ной кладкой в целях охлаждения оставляется воздушный зазор для небольшого присоса воздуха.

Одна кирпичная труба может обслуживать несколько котельных агрегатов, боровы которых соединяются с трубой отдельными каналами с разделением ввода соответствующими вертикальными перегородками. При такой конструкции газовые потоки соединяются, когда их направление становится вертикальным (по оси трубы).

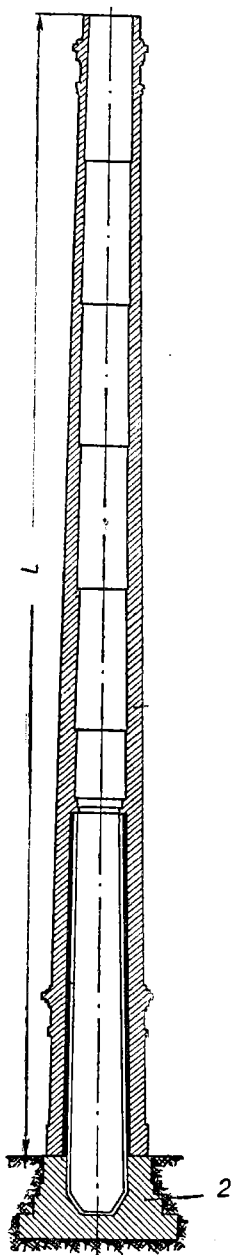
Каналы выполняются малой ширины с тем, чтобы возможно меньше ослабить поперечное сечение цоколевой части трубы.

Зола скапливается в нижней части трубы, откуда периодически удаляется.

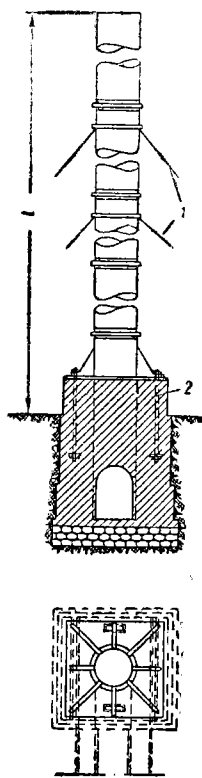
Кирпичные трубы выполняются со стальными скобами до самого верха, заделанными изнутри трубы в кладку. На всех кирпичных трубах должен обязательно устанавливаться громоотвод.

На фиг. 1 показан общий вид кирпичной дымовой трубы, а на фиг. 2 — цилиндрическая металлическая труба, установленная на кирпичном фундаменте. Устойчивость металлической трубы, кроме крепления внизу, обеспечивается растяжками.

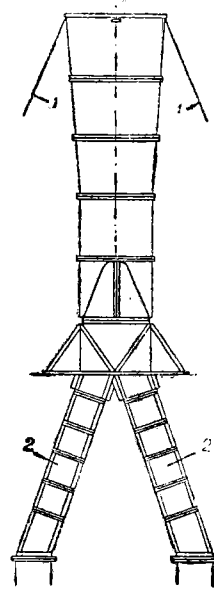
На фиг. 3 показана коническая металлическая труба,



Фиг. 1. Кирпичная дымовая труба:
1 — футеровка; 2 — фундамент.



Фиг. 2. Металлическая дымовая труба:
1 — растяжки; 2 — фундамент.



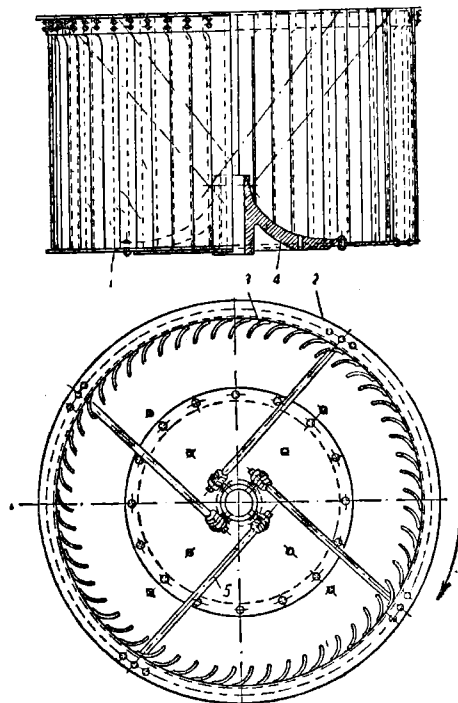
Фиг. 3. Коническая металлическая труба, установленная на крыше котельной:
1 — растяжки; 2 — патрубки от дымососов.

расположенная на крыше котельной. Такие трубы применяют при наличии дымососов. Для уменьшения потерь при выходе газа трубы выполняются с конусным расширением кверху. Подводящие патрубки от двух котлов должны располагаться под минимальным углом. Крепление трубы достигается

с помощью растяжек, связанных с балками перекрытия, на которых установлена труба.

Вентиляторы

Вентилятор должен создавать давление от 100 до 400 мм вод. ст. Рабочее колесо (фиг. 4.) с помощью втулки соединяется с валом и располагается в металлическом кожухе.



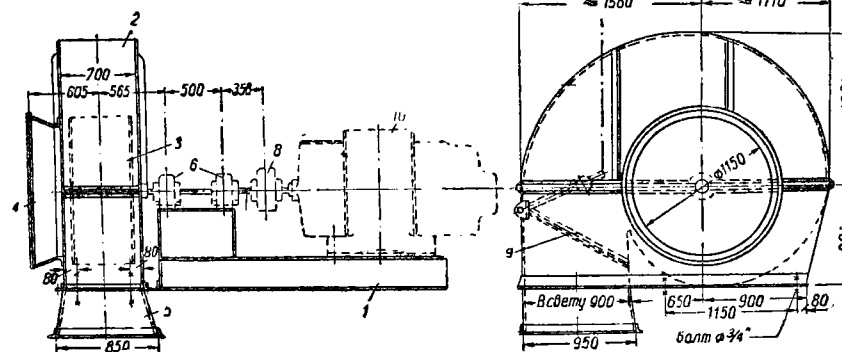
Фиг. 4. Рабочее колесо вентилятора:
1—диски; 2—кольцо; 3—лопатки; 4—втулки;
5—тяжи.

Всасывающий патрубок располагается на продолжении горизонтальной оси вентилятора (фиг. 5) и тем самым обеспечивает подачу воздуха к центру рабочего колеса, а нагнетательный патрубок помещается сбоку для удобства отвода воздуха из периферии рабочего колеса. В выполненных конструкциях вентиляторов нагнетательные патрубки обычно выполняются под различными углами к вертикали.

Осевой вентилятор выполняется в виде втулки с лопастями, устанавливаемой в воздухопроводе. При вращении вентилятора создается воздушный поток, направленный параллельно оси вращения. Для того чтобы преобразовать образующийся вращательный скоростной напор в статическое давление, за ротором вентилятора устанавливается направляющий аппарат, раскручивающий воздушный поток. За направляющим аппаратом устанавливается диффузор (фиг. 6).

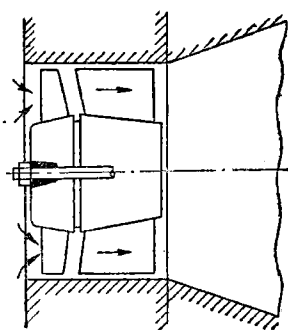
На фиг. 7 показаны профили лопастей осевых вентиляторов, а на фиг. 8—реверсивное колесо с лопастями.

На фиг. 9 дана схема установки осевого вентилятора непосредственно в воздухопроводе с вынесением мотора наружу. В этом типе вентилятора опоры, для уменьшения гидравлических потерь, выполняются обтекаемой формы.

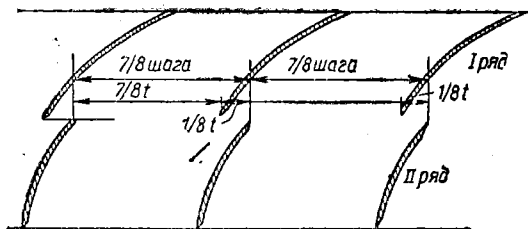


Фиг. 5. Центробежный дутьевой вентилятор:
1—опорная рама; 2—кожух вентилятора; 3—колесо; 4—всасывающий патрубок;
5—нагнетательный патрубок; 6—подшипники; 7—вал; 8—муфта; 9—васлошка;
10—электродвигатель.

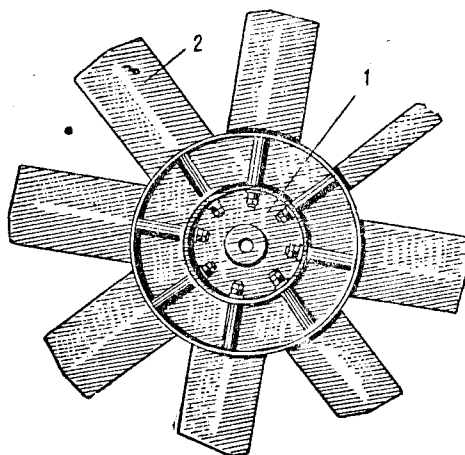
Основными преимуществами осевых вентиляторов являются их малые габариты и более высокий коэффициент полезного действия.



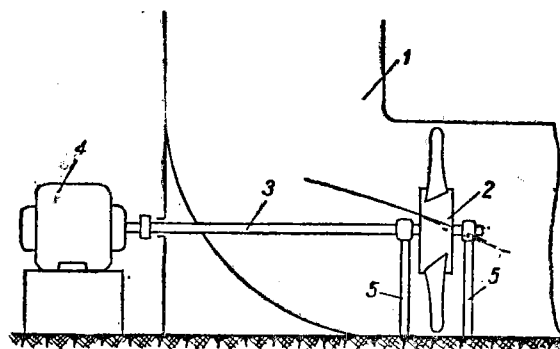
Фиг. 6. Направляющий аппарат осевого вентилятора.



Фиг. 7. Схема расположения лопаток.



Фиг. 8. Реверсивное колесо осевого вентилятора:
1 — втулка; 2 — осевые лопасти.



Фиг. 9. Схема установки осевого вентилятора с выносным электродвигателем:
1 — воздухопровод; 2 — колесо; 3 — вал; 4 — электродвигатель; 5 — опоры.

В табл. 1, 2, 3 представлены данные различных типов вентиляторов, поставляемых предприятиями Главкотлотурбопрома Министерства тяжёлого машиностроения СССР.

Таблица 1

Вентиляторы дутьевые центробежные типа «Сирокко»

Наименование вентилятора	Производительность в м ³ /час	Полный напор в мм вод. ст.	Число оборотов в минуту	Теоретическая потребная мощность в кВт	Производительность в м ³ /час	Полный напор в мм вод. ст.	Число оборотов в минуту	Теоретическая потребная мощность в кВт	Производительность в м ³ /час	Полный напор в мм вод. ст.	Число оборотов в минуту	Теоретическая потребная мощность в кВт
Среднего давления с колесом												
ЦАГИ № 3	3110	20	1160	0,745	3730	80	1830	2,30	4560	160	2395	4,74
То же № 4	5550	20	880	1,37	6630	80	1270	3,48	8100	160	1795	8,55
То же № 5	8650	20	680	2,02	10350	80	1080	6,5	12650	160	1440	12,8
То же № 8	22100	20	425	5,10	26500	80	680	16,3	32400	160	900	33,0
То же № 11	30000	20	254	4,0	50000	100	510	25,3	70000	200	723	72,0
Высокого давления типа Косточкина № 4	1050	1000	1455	129	1700	250	2280	5,24	2400	500	3220	14,8

Таблица 2

Вентиляторы дутьевые системы ЦАГИ *

Тип вентилятора	Производительность в м ³ /час	Полный напор в мм вод. ст.	Число оборотов в минуту	Теоретическая потребная мощность в кВт	Производительность в м ³ /час	Полный напор в мм вод. ст.	Число оборотов в минуту	Теоретическая потребная мощность в кВт	Производительность в м ³ /час	Полный напор в мм вод. ст.	Число оборотов в минуту	Теоретическая потребная мощность в кВт
В-8	9000	70	725	2,8	12000	123	960	6,0	1700	285	1450	25,0
В-9	12000	87	725	4,6	15000	156	960	10,0	23000	358	1450	35,0
В-12	28000	160	725	18,0	33000	282	960	39,0	—	—	—	—
В-12к	20000	155	725	18,0	25000	270	960	35,0	—	—	—	—
В-14	40000	195	725	40,0	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 3

Вентиляторы дутьевые типа ВД-10

Типы вентиляторов	Температура всасываемой среды в град.	Число оборотов в минуту	При максимальном к.п.д., отнесённом к статическому напору					Производительность в м ³ /час	Полный напор в мм вод. ст.	Мощность по валу с 12-процентным запасом в кВт	к. п. д.
			Производительность в тыс. м ³ /час	напор в напорном патрубке в мм вод. ст.	мощность на валу с 12-процентным запасом в кВт	к. п. д.	Производительность в м ³ /час				
ВД-14,5 Н 40	30	730	100	255	150	0,53	15000	295	170	0,59	
ВД-12,5 Э	30	730	37	150	36	0,5	48000	155	42	0,55	
ВД-10-13,3	30	730	42	165	42	0,5	52000	165	50	0,55	
ВД-10-13,5 Э	30	730	47	175	50	0,5	63000	180	60	0,55	

Примечание. Данные указаны при максимальном к.п.д., отнесённом к полному напору.

При определении мощности электродвигателей необходимо учитывать запас мощности, соответствующий 10—15% от теоретически потребной мощности.

* Технические данные указаны для температуры всасываемого воздуха 20°.

Дымососы

Конструктивные особенности и отличия дымососов определяются более тяжёлыми условиями их работы в среде дымовых газов, имеющих высокую температуру и несущих с собою золу. В связи с этим дымососы обычно выполняются с охлаждением подшипников, а иногда и валов. Кроме того, для облегчения ремонта и осмотра дымососы выполняются со съёмными кожухами, позволяющими производить замену изнашиваемых частей ротора и очистку.

Таблица 4

Дымососы системы ЦАГИ

Тип	Производительность в м ³ /час	Полный напор в мм вод. ст.	Теоретическая потребляемая мощность в кВт	Число оборотов в минуту
Д-9	12000	55	2,8	725
Д-12	28000	98	11,0	
Д-12к	20000	96	10,0	
Д-14	40000	120	25,0	
Д-9	15000	999	6,7	960
Д-12	33000	177	26,0	
Д-12к	25000	160	20,0	
Д-9	23000	220	22,0	

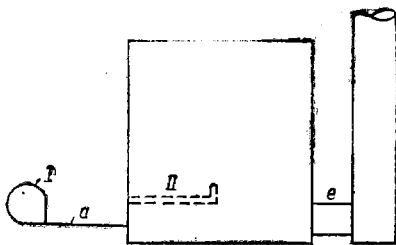
Для этой же цели иногда употребляются разъемные роторы, состоящие из двух половин, соединяемых накладками, а дымососы изготовляются усиленной конструкции. В осевых тягодутьевых машинах с увеличением подачи увеличивается напор, для чего требуется увеличение диаметра втулки и числа лопастей. Наиболее эффективная работа этого типа машин достигается при минимальном зазоре между лопастями и трубопроводом.

В табл. 4 приведены данные различных типов дымососов.

24. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ РАСЧЁТА ТЯГОДУТЬЕВЫХ УСТАНОВОК

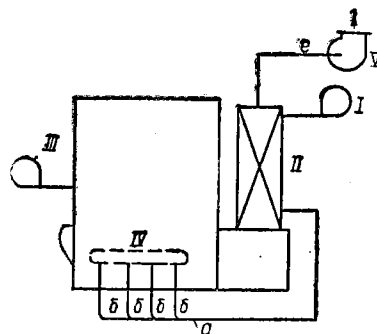
Тягодутьевая установка состоит из дутьевого вентилятора, воздухопровода, идущего от вентилятора к топке, газопроводов, дымососа и дымовой трубы.

На фиг. 10 приведена схема простейшего тягового устройства с естественной тягой. На фиг. 11 приведена схема дутьевого устройства к топке с цепной решёткой. В этой топке иногда устанавливается дополнительный вентилятор, работающий при высоком напоре и создающий так называемое «острое дутьё».



Фиг. 10. Схема воздухопровода от дутьевого вентилятора с ручным обслуживанием:

I — вентилятор; II — решетка; a — воздухопровод; e — газоход.



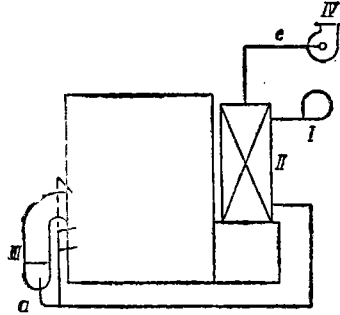
Фиг. 11. Схема воздухопровода с цепной решёткой:

I — основной вентилятор; II — воздухоподогреватель; III — вентилятор острого дутья; IV — решетка; V — дымосос; a — воздухопровод; б — ответвление к вентилятору острого дутья; e — газоход.

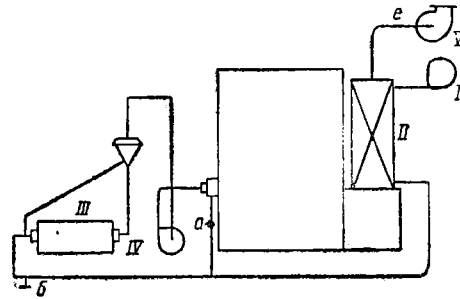
В котлах с шахтно-мельничной топкой дутьевые устройства выполняются по схеме фиг. 12. Воздух из воздухоподогревателя поступает в качестве первичного в мельницу и затем в топочную камеру. Вторичный воздух отводится от основного воздухопровода и подается к щелям топки.

На фиг. 13 представлена схема воздухопровода к пылеугольной топке с шаровой мельницей. При этом типе дутья первичный воздух осуществляет сушку угля в мельнице и транспортировку угольной пыли к вентилятору, непосредственно нагнетающему топливо в горелки. Для регулирования температуры

воздуха в мельнице предусматривается клапан, с помощью которого производится добавка холодного воздуха в необходимом количестве.



Фиг. 12. Схема воздухопровода к шахтно-мельничной топке:
I — вентилятор; II — воздухоподогреватель; III — мельница; IV — дымосос; а — воздухопровод первичного воздуха; е — газосход.



Фиг. 13. Схема воздухопровода к пылеугольной топке с шаровой мельницей:
I — вентилятор; II — воздухоподогреватель; III — мельница; IV — мельничный вентилятор; а — вторичный воздух; б — клапан для присадки холодного воздуха; е — газосход.

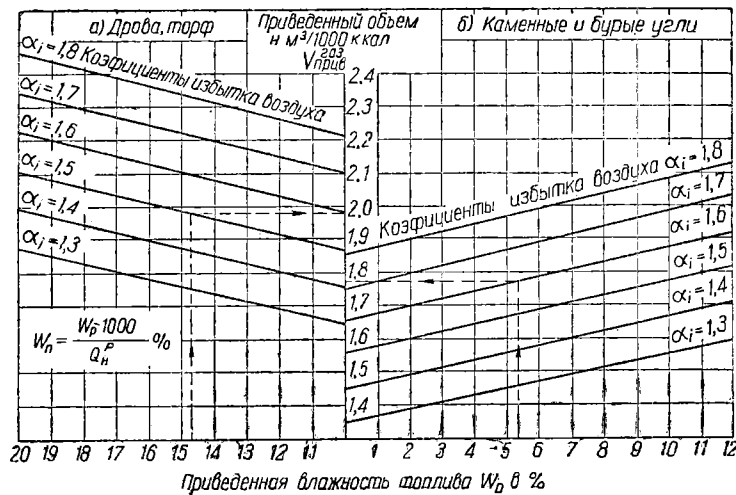
Определение производительности вентиляторов и дымососов

Количество воздуха или газа, которое должно быть подано вентилятором или отсосано дымососом, находится по общей формуле

$$V_0 = BV \text{ н.м}^3/\text{час}, \quad (1)$$

где B — расход топлива в кг/час;

V — объём газа или воздуха, отнесённый к 1 кг топлива при 0°C в н.м³/кг.



Фиг. 14. Номограмма для определения приведённого объёма дымовых газов.

Эти объёмы можно рассчитать по формулам, приведённым в гл. II или по формуле

$$V_{\text{дым}} = V_{\text{прил}}^{\text{газ}} \cdot Q_n^p \text{ н.м}^3/\text{час}, \quad (2)$$

где Q_n^p — низшая теплотворная способность рабочего топлива в ккал/кг;

$V_{\text{прил}}^{\text{газ}}$ — приведённый объём газов н.м³ (1000 ккал), определяется по номограмме (фиг. 14), в зависимости от применяемого топлива, коэффициента избытка воздуха α_i и приведённой влажности топлива $W_{\text{прил}}$.

Приведённая влажность топлива определяется по формуле

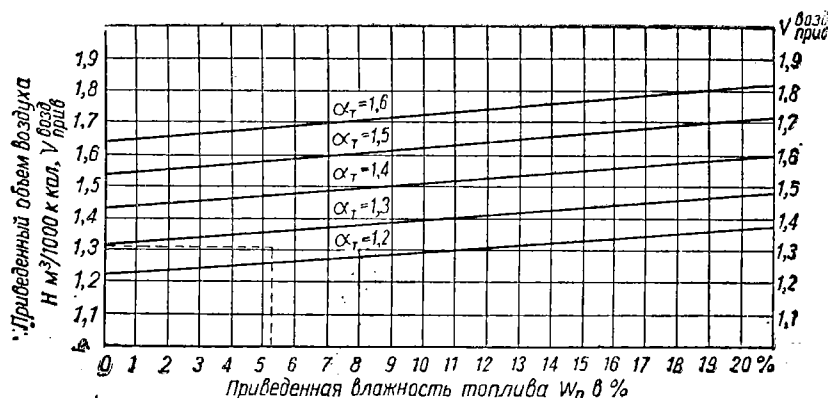
$$W_{прис} = \frac{W_p \cdot 1000}{Q_n^p} \% \quad (3)$$

где W_p — влажность топлива в %.

При определении производительности дымососа расчёт производится по фактическому объёму газов, что требует поправки на температуру газа t_2

$$V_{дым} = V_{прис}^{газ} Q_n^p B \frac{t_2 + 273}{273} \text{ м}^3/\text{час}. \quad (4)$$

Действительный коэффициент избытка воздуха α_d зависит от коэффициента избытка воздуха α_m в топке и количества присоса воздуха. Значения α_m для различных типов топок даны в табл. 8 гл. I, а в табл. 9 гл. I приведены величины присоса воздуха по котельному агрегату в целом.



Фиг. 15. Номограмма для определения приведённого объема воздуха.

Для определения производительности вентилятора пользуются формулой

$$V_{вент} = V_{прис}^{газ} Q_n^p B \frac{t + 273}{273} \text{ м}^3/\text{час}. \quad (5)$$

Приведённый объём воздуха в $\text{м}^3/1000\text{ккал}$ находится по номограмме (фиг. 15) в зависимости от $W_{прис}$ и α_m .

Действительный коэффициент избытка воздуха α_d может быть принят равным α_m , так как присос воздуха в топку обычно компенсируется утечкой воздуха в воздухопроводе.

В тех случаях, когда возникает необходимость проверить соответствие производительности тягодутьевой установки максимальной газопроизводительности котла, можно пользоваться теми же соотношениями

$$B = \frac{V_{дым} 273}{V_{прис}^{газ} Q_n^p (t_2 + 273)} \quad (6)$$

и

$$B = \frac{D(i_{n.n} - i_{n.e})}{\eta_{к.а} Q_n^p}, \quad (7)$$

где D — паропроизводительность в $\text{кг}/\text{час}$;
 $i_{n.n}$ — теплосодержание пара в $\text{ккал}/\text{кг}$;
 $i_{n.e}$ — теплосодержание питательной воды в $\text{ккал}/\text{кг}$;
 $\eta_{к.а}$ — к. п. д. котельного агрегата.

Паропроизводительность котла с учётом поправки на температуру газа будет:

$$D = \frac{V_{\text{дым}} \cdot \eta_{\text{к.а}} \cdot 273}{V_{\text{прив}}^{\text{газ}} (i_{\text{н.н}} - i_{\text{н.г}})(t_2 + 273)} \text{ т/час.} \quad (8)$$

Соответственно этому проверяется и производительность вентилятора.

Определение необходимого напора дымососов и вентиляторов

Необходимый напор дымососа определяется величиной сопротивления всего газового тракта котельного агрегата

$$H = h_m + h_{\text{к.а}} + h_{\text{газ}} - h_{\text{сам}} \text{ мм вод. ст.}, \quad (9)$$

где h_m — разрежение в верхней части топки;

$h_{\text{к.а}}$ — сопротивление всех газоходов котла и аппаратов;

$h_{\text{газ}}$ — сопротивление газопроводов, дымовой трубы с учётом динамического напора на выходе;

$h_{\text{сам}}$ — суммарная самотяга газоходов.

Необходимый напор дымососа за вычетом величины самотяги трубы $H_{\text{тр}}^c$ будет

$$H_{\text{дым}} = H - H_{\text{тр}}^c \text{ мм вод. ст.} \quad (10)$$

Величина h_m достигает порядка 2 мм вод. ст. и её повышение нежелательно во избежание увеличенного присоса воздуха.

Величина $h_{\text{к.а}}$ колеблется в широких пределах и зависит от конструктивных особенностей оборудования, нагрузки и скорости газов. В связи с этим мероприятия, направленные на снижение величины газового сопротивления котла, требуют одновременного рассмотрения теплового режима котельной установки.

Величина $h_{\text{газ}}$ определяется потерями на трение газа о стенки газопровода и дымовой трубы, местными сопротивлениями и динамическим напором на выходе из дымовой трубы.

Сопротивление воздушного тракта составляется из: 1) сопротивлений элементов котельной установки $h_{\text{к.а}}^g$ и 2) сопротивлений воздухопроводов h_g

$$h_g = h_g^{\text{трения}} + h_g^{\text{мест}} \text{ мм вод. ст.} \quad (11)$$

Выбор тягодутьевых машин по их характеристике

Для выбора тягодутьевых машин необходимо знать характеристики машин и газового либо воздушного тракта.

Характеристика машины показывает зависимость между её производительностью и полным напором и берётся на основании заводских данных либо из результатов испытаний.

Различают динамический, статический и полный напоры тягодутьевой машины.

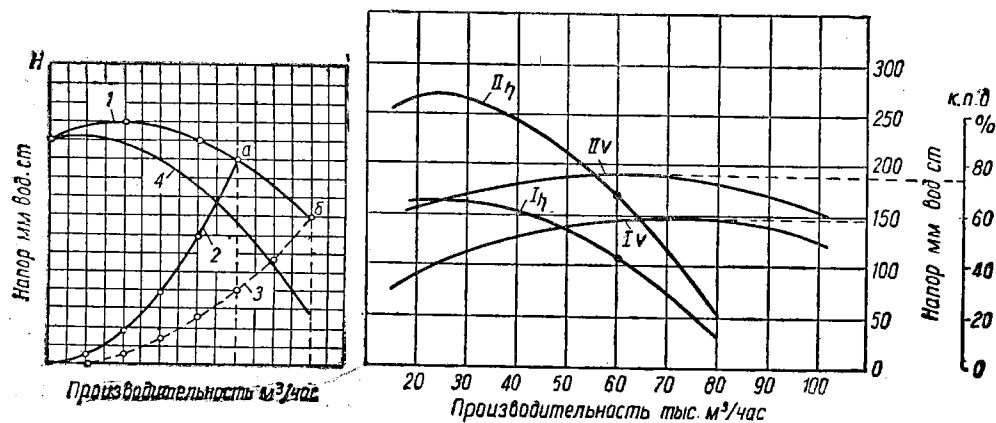
Динамический или скоростной напор H_d характеризует собой кинетическую энергию нагнетаемого газа или воздуха на выходе машины. В диффузоре и трубах динамический напор преобразуется в статический. При неправильной конструкции диффузора и общей неудовлетворительной системе воздухопроводов динамический напор может резко падать, и кинетическая энергия переходит в тепловую.

Полный напор представляет собой сумму статического и динамического напоров:

$$H_n = H_s + H_d. \quad (12)$$

Характеристика тракта находится на основании расчёта и испытания системы в целом. На фиг. 16 дана характеристика тягодутьевой установки (кривая 1) и сопротивления тракта (кривая 2 и 3). Из фиг. 16 видно, что при кривой сопротивления тракта 2 максимальная производительность и напор будут характеризоваться точкой *a*, а при кривой сопротивления тракта 3 — точкой *б*.

Экономическая работа тягодутьевого устройства определяется к.п.д. работы в точках *a* и *б*. При оценке экономичности необходимо прежде всего установить, какая из характеристик сопротивления тракта является нормальной (эксплуатационной), а какая повышенной (пиковой). Расчёт тягодутьевых устройств следует вести по номинальной (максимально длительной) производительности котельного агрегата.



Фиг. 16. Характеристика дутьевой установки и тракта:

1 — полный напор; 2 — характеристика тракта, повышенная; 3 — нормальная характеристика тракта; 4 — статический напор.

Фиг. 17. Характеристика машин:

I_v и II_v — кривые производительности; I_η и II_η — кривые к.п.д.

На фиг. 17 показаны сравнительные характеристики двух машин; кривые I_v и II_v показывают их производительности и напоры, а кривые I_η и II_η — их к. п. д. Если требуется выбрать машину производительностью 60 000 м³/час, то при прочих удовлетворяющих заданию условиях необходимо остановиться на машине II, работающей при η = 60%, в то время как соответствующий к. п. д. машины I составляет всего 42%.

Параллельная работа двух дымососов или двух вентиляторов осуществляется по схеме (фиг. 18) и предусматривает возможность раздельной работы.

Характеристика параллельной работы двух дымососов или вентиляторов показана на фиг. 19. При работе одного агрегата характеристиками являются: напор *H*, мощность *N*, сопротивление *S* и к. п. д. η.

Параллельная работа двух агрегатов возможна по суммарной кривой напора *H_n* с подобными характеристиками. Суммарная характеристика строится путём сложения производительности при одинаковых напорах, а линия мощности *N* — сложением соответствующих мощностей.

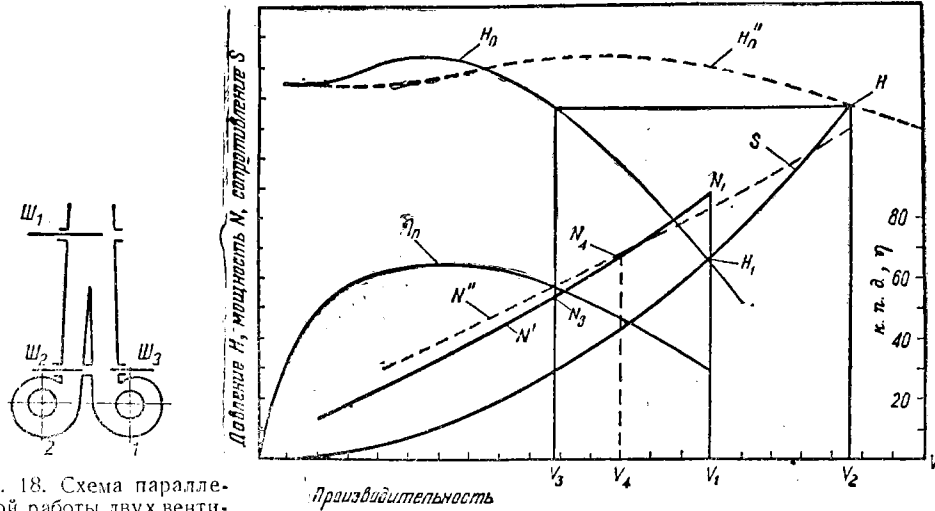
Кривая сопротивления газового тракта *S* в точке *H₁* характеризует максимальную производительность *V₁* при данном тракте. Точка *H* характеризует максимальную производительность *V₂* двух агрегатов.

Если кривая *N₁* представляет собой затрачиваемую мощность при работе одного агрегата, а *N₂* — при работе двух агрегатов, то точка *N₄* является примерной границей экономичной работы одним агрегатом. При производительности большей *V₁* целесообразно перейти на работу двух агрегатов.

Наиболее экономичная работа будет в том случае, когда пересечение характеристик тракта и напора совпадает с максимальным к. п. д.

При параллельной работе мощность электродвигателей должна быть не менее N_3 . При работе одним агрегатом максимальная производительность V_1 требует увеличения мощности до N_1 .

В тех случаях, когда возникает необходимость изменить характеристику машин, следует учитывать существующие зависимости между производительностью V , числом оборотов n , напором H и мощностью N .



Фиг. 18. Схема параллельной работы двух вентиляторов:

1 и 2 — вентиляторы; Ш₁ и Ш₂ — шиберы.

Фиг. 19. Характеристика параллельной работы двух вентиляторов.

Производительность тягодутьевой машины находится в прямой зависимости от числа оборотов и определяется

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{n_2}{n_1} \tag{13}$$

Увеличение n_2 в пределах допустимой величины даёт рост производительности

$$V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1} \text{ м}^3/\text{час.} \tag{14}$$

Напор тягодутьевой машины растёт пропорционально квадрату числа оборотов

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^2}{n_1^2}, \tag{15}$$

откуда

$$H_2 = H_1 \frac{n_2^2}{n_1^2}. \tag{16}$$

Мощность, затрачиваемая тягодутьевой машиной, растёт пропорционально кубу числа оборотов

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{n_2^3}{n_1^3}. \tag{17}$$

Отношение между напором и температурой находится в обратной зависимости и выражается отношением

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{273 + t_1}{273 + t_2}; \quad H = H_1 \frac{T_1}{T_2} = H_1 \frac{273 + t_1}{273 + t_2}. \tag{18}$$

Мощность изменяется обратно-пропорционально температурам

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{273 + t_1}{273 + t_2}; N_2 = N_1 \frac{T_1}{T_2} = N_1 \frac{273 + t_1}{273 + t_2} \text{ квт.} \quad (19)$$

Мощность, потребляемая машиной, в квт

$$N = \frac{V \cdot H_n}{3600 \cdot 102 \cdot \eta \cdot \eta_a}, \quad (20)$$

где η — к. п. д. дымососа или вентилятора, взятый для рассматриваемых напора и производительности;

η_a — к. п. д. электродвигателя.

25. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЯГОДУТЬЕВЫХ МАШИН

Тягодутьевые машины по своей производительности должны обеспечивать максимальные нагрузки котельного агрегата и допускать экономичную его работу при нагрузках, меньших максимальной длительной. В связи с этим к регулированию тягодутьевых машин предъявляются высокие требования, связанные главным образом с экономичной работой машин в диапазоне нормального колебания нагрузок установки.

При естественной тяге регулирование осуществляется либо изменением гидравлического сопротивления газоздушного тракта, либо изменением тяги дымовой трубы.

Изменение гидравлического сопротивления тракта достигается с помощью заслонки, которая создаёт на пути газа дополнительное сопротивление. При этом способе заслонка, установленная на выходе газа из котла, поддерживает минимально-необходимое разрежение и тем самым уменьшает подсосы воздуха по газовому тракту котла. Регулирование закрытием поддувала менее благоприятно, так как способствует большому подсосу воздуха через неплотности кладки и дверцы топки из-за наличия повышенных разрежений газов в газоходах.

Изменение тяги дымовой трубы достигается пропуском газа мимо экономайзера. Тяга при этом увеличивается за счёт повышения температуры газов в дымовой трубе с одновременным увеличением потерь с уходящими газами.

Регулирование напора и производительности тягодутьевых машин производится:

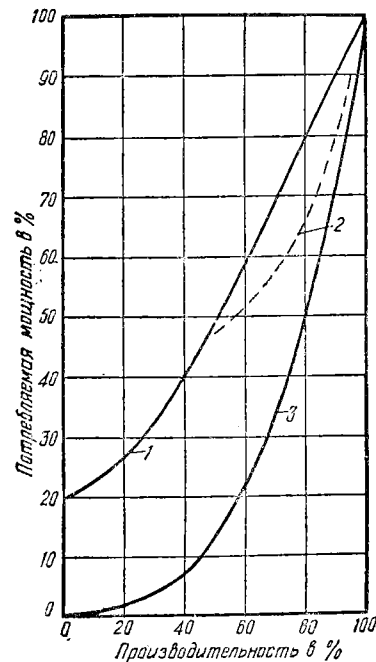
- 1) с помощью заслонок (дресселированием потока на всасывании или нагнетании);
- 2) изменением числа оборотов;
- 3) направляющими аппаратами.

На фиг. 20 даны кривые потребления мощности двигателями тягодутьевых машин при различных методах регулирования.

Регулирование с помощью заслонок является наиболее простым, однако оно является наименее экономичным. При невозможности заменить это регулирование заслонки следует устанавливать на всасывающей стороне, благодаря чему уменьшается непроизводительная работа тягодутьевой машины.

Регулирование оборотов двигателя связано с усложнением установки и требует специальных электродвигателей или специальных устройств гидромуфт.

Регулирование направляющими аппаратами осуществляется поворотом лопаток, которые закручивают всасывающий поток в направлении вращения ротора. Степень открытия лопаток определяет производительность машины.



Фиг. 20. Потребляемая мощность при различных способах регулирования:

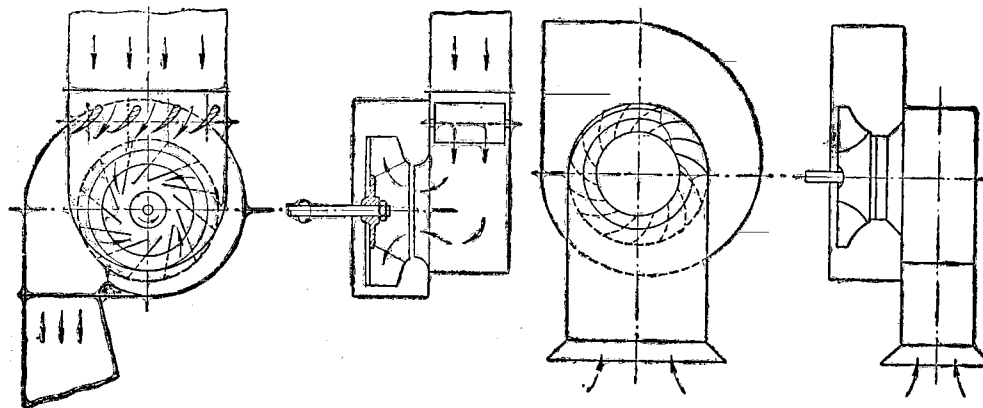
1 — дрессель; 2 — направляющий аппарат; 3 — изменение числа оборотов.

Направляющие аппараты выполняются: а) осевыми, б) радиальными, в) упрощёнными.

Осевой направляющий аппарат устанавливается при входе в вентилятор с расположенными по радиусу лопатками. Регулировка производится одновременным поворотом всех лопаток. Конструкция направляющего аппарата создаёт при входе осевое закручивание потока газа или воздуха.

В радиальном направляющем аппарате лопатки создают радиальное направление потока газа или воздуха с соответствующим его закручиванием в направлении вращения ротора.

Осевыми радиальными направляющими аппаратами снабжаются дымососы и вентиляторы в котельных установках большой мощности.



Фиг. 21. Направляющий аппарат упрощённого типа.

Фиг. 22. Направляющий аппарат упрощённого типа с одной лопаткой.

Упрощённые направляющие аппараты весьма доступны для изготовления собственными средствами. На фиг. 21 дана схема установки направляющих лопаток типа ЦАГИ, а на фиг. 22—упрощённый направляющий аппарат ЦАГИ с одной лопаткой. Применение упрощённого направляющего аппарата позволяет снизить расход энергии на 30—35% сравнительно с затратой мощности при регулировании заслонкой.

Дистанционное управление направляющими аппаратами осуществляется при помощи электрического, гидравлического или ручного привода. В установках средней мощности применяется ручное дистанционное регулирование с помощью рычажных приспособлений, связанных тросом с ручной управляемой лебёдкой.

26. МЕРОПРИЯТИЯ ПО ПОВЫШЕНИЮ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТЯГОДУТЬЕВЫХ УСТАНОВОК

Нерациональная конфигурация элементов газозадушного тракта, применение чрезмерных скоростей, неправильный выбор тягодутьевых машин и приводов приводят к непроизводительным затратам электроэнергии на работу тягодутьевых установок.

Для обеспечения экономичной работы необходимо выполнение следующих основных требований:

1. Колена газового и воздушного трактов выполнять с плавными переходами, описанными из одного центра концентрическими дугами, с $r = h$ (h — высота газопровода).

2. Угол раскрытия диффузора выполнять равным $\alpha = 15^\circ$ *

3. Коническую насадку на всасывающем трубопроводе следует выполнять по фиг. 23 **.

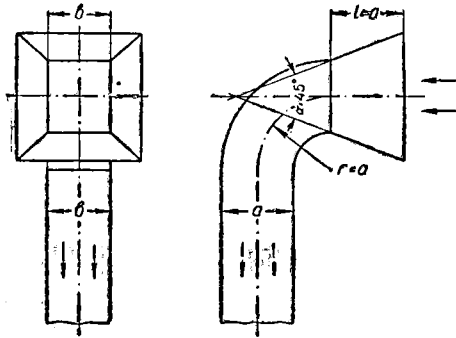
* Применение угла раскрытия диффузора $\alpha = 40^\circ$ увеличивает сопротивление в четыре раза.

** Цилиндрический патрубок на всасывающей трубе повышает сопротивление в 12 раз.

4. Выполнение колена должно быть с отношением сторон (фиг. 24) $\nu=0,5 a^*$.
 5. Подводящие короба, выполненные по фиг. 25, должны иметь поперечное сечение

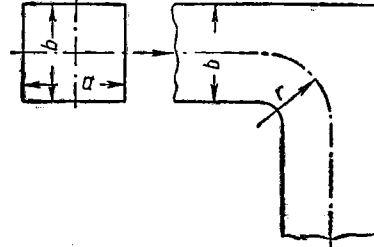
$$f_{кор} = 1,7 f_{вент} = 1,3 d^2; \quad (21)$$

$$ab = 1,3 d^2, \quad (22)$$



Фиг. 23. Коническая насадка всасывающего трубопровода.

где d — диаметр всасывающего отверстия;
 a и b — размеры входного отверстия.

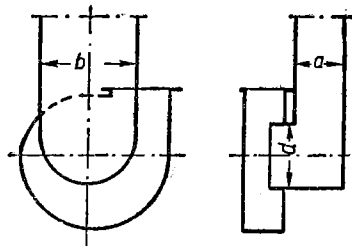


Фиг. 24. Колено прямоугольника сечения.

6. В раздающих коллекторах угол ответвления потока следует принимать порядка 45° , либо 45° с последующим поворотом под углом 135° .
 7. Скорости газа и воздуха следует брать по данным табл. 5.

Таблица 5
 Скорость газа и воздуха

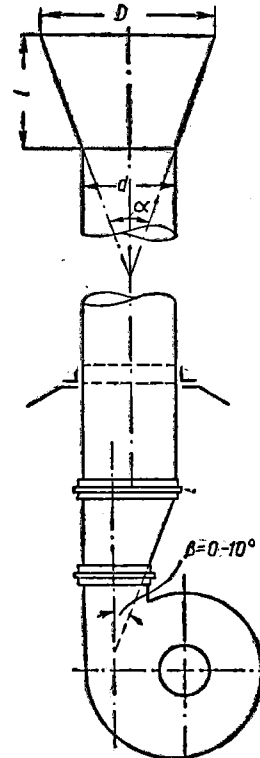
Наименование	Скорость нормальная в м/сек	Скорость максимальная в м/сек
Всасывающий и нагнетательный трубопроводы холодного воздуха	6—7	8—10
Трубопровод горячего воздуха	10—12	13—15
Газопровод	8—9	10—12



Фиг. 25. Всасывающая коробка дымососа.

8. Для снижения потерь на выходе дымовой трубы при искусственной тяге следует применять коническую насадку по фиг. 26. Соотношения между размерами берутся:

$$\alpha = 18 - 20\%; f_{тр} = 1,75 F_{нас};$$



Фиг. 26. Схема дымовой трубы с конической насадкой.

* Выполнение колен с отношением сторон $b = 2a$ повышает сопротивление в три раза.

$$i = \frac{D - a}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}, \quad (23)$$

где $f_{\text{тр}}$ — сечение дымовой трубы;

$F_{\text{нас}}$ — сечение конической насадки трубы.

К недостаткам эксплуатации следует отнести: 1) неплотности газовоздушного тракта; 2) загрязнение поверхностей нагрева котла и газоходов.

Неплотности тракта (щели в обмуровке, неплотности дверец, шиберов, люков и пр.) вызывают присос воздуха и соответствующую перегрузку двигателей дымососов. При такого рода нарушениях сопротивление газовоздушного тракта повышается пропорционально квадрату скорости, а затрачиваемая мощность — пропорционально кубу.

Загрязнение поверхностей нагрева котла и газоходов уменьшает свободное сечение для прохода газов и ухудшает условия теплопередачи. Вследствие этого появляется резкое возрастание сопротивления тракта и снижение производительности котельного агрегата. Своевременная (в установленные сроки) очистка и обдувка котла является важным эксплуатационным мероприятием и всегда даёт значительный экономический эффект.

При низком к. п. д. тягодутьевых устройств необходимо тщательно заняться выявлением и устранением дефектов вплоть до изменения характеристики дымососов и вентиляторов или замены их более экономичными.

Основные мероприятия по уменьшению износа дымососов

К мероприятиям по уменьшению износа основных частей дымососа в условиях эксплуатации следует прежде всего отнести снижение сопротивления газового тракта и правильный подбор характеристики дымососа.

К конструктивным мероприятиям по уменьшению износа основных деталей дымососа следует отнести: 1) применение золоуловителей, устанавливаемых перед дымососом; 2) покрытие кожуха дымососа броневыми плитами; 3) выполнение ротора изменённой конструкции, способствующей меньшему износу под действием золы; 4) усиление лопаток ротора наплавкой твёрдыми сплавами (сталинитом) и применение защитных пластин в местах усиленного износа.

Кроме того, необходимо иметь в виду, что во всех случаях износ лопаток дымососов резко уменьшается с понижением числа оборотов.

Наплавка лопаток. Наплавка лопаток производится при наличии их износа до 25%. При большем износе восстановление лопаток нерентабельно. В целях профилактики новые лопатки, как правило, целесообразно подвергать наплавке.

В качестве сплава для наплавки лопаток можно пользоваться сталинитом № 1, имеющим следующий химический состав:

Cr 18%; C 10%; Mn 15% Si 2%; Fe 55%.

Лопатки перед наплавкой тщательно очищаются и укладываются в горизонтальное положение. Раздроблённая масса сплава просеивается и затем прокаливается. После этого сплав вторично просеивается через сито с отверстиями в 1 мм² и увлажняется водой. Подготовленный таким способом сплав насыпается на поверхность лопатки и уплотняется до толщины 4—5 мм.

Процесс наплавки производится угольным электродом диаметром до 10 мм при токе 100—150 а. Ширина наплавляемого слоя берётся от 80 до 100 мм.

После процесса наплавки необходимо обеспечить медленное остывание лопаток, для чего их надлежит засыпать горячим песком.

В качестве материала для наплавки может также применяться раздроблённая чистая чугунная стружка. В подготовленную для наплавки стружку добавляется 12—15% по объёму угольного древесного порошка и затем производится тщательное перемешивание. Слой увлажнённого порошка сохраняется такой же толщины, как для сталинита. После окончания процесса наплавки лопатки нагреваются до 300—400° и охлаждаются в воде.

Приёмка лопаток после восстановления должна производиться с тщательной проверкой на отсутствие трещин, раковин и пр. Прочность соединения наплавленного слоя определяется ударами молотка.

Вибрации роторов. Одним из главнейших условий надёжной работы тягодутьевой машины является её устойчивая работа на фундаменте и в подшипниках. Вибрация тягодутьевой машины ($n = 750$ об/мин.) не должна превышать $0,1$ мм. Если величина вибрации превышает указанные цифры, машина должна быть остановлена для исправления дефектов.

Основными причинами, вызывающими вибрацию роторов, являются: 1) неуравновешенность ротора, вызванная неравномерным распределением массы вращающихся частей относительно оси вращения; 2) неправильная центровка вала, муфт и некачественная укладка вала; 3) чрезмерные зазоры подшипника; 4) недостаточная жёсткость крепления машины к фундаменту и пр.

Общие указания по установке тягодутьевых машин

1. Место установки машины должно быть выбрано так, чтобы между всасывающим патрубком и стеной здания расстояние было не менее полной длины ротора (для демонтажа).

2. Всасывающее отверстие вентилятора должно иметь проволочную решётку.

3. Всасывающие патрубки желательно направлять в разные стороны либо располагать их на расстоянии примерно $2,5$ диаметров всасывающего патрубка.

4. Соединительные муфты, выступающие концы валов должны быть защищены кожухами.

5. Машины должны располагаться в местах, доступных для осмотра и демонтажа.

27. ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

К устройствам питания котла предъявляются жёсткие требования в отношении надёжности работы всех элементов. Требования надёжности обеспечиваются в первую очередь резервированием питательных насосов.

В котельных установках применяются следующие типы питательных устройств: а) поршневые питательные насосы с паровым, электрическим или ручным приводом; б) центробежные насосы; в) струйные насосы (инжекторы).

В соответствии с требованиями правил техники безопасности все паровые котлы с поверхностью нагрева $> 5 м^2$ и давлением > 6 атм или производительностью > 100 кг/час должны обеспечиваться не менее чем двумя питательными присосами, приводимыми в действие независимо друг от друга.

В соответствии с правилами Котлонадзора 1940 г., пересмотренными и утверждёнными в 1945 г. НКЭС, требования к питательным приборам сводятся к следующему:

1. Для котельных электростанций количество электронасосов должно быть таким, чтобы при выходе из строя наиболее мощного из них остальные могли обеспечить максимальную длительную производительность всех установленных котлов (плюс продувка) W .

2. Для электростанций, работающих изолированно, количество турбонасосов должно быть не менее двух, а суммарная производительность их не менее W .

Для производственных котельных предусматривается:

1) при наличии двух насосов производительность каждого из них должна быть не менее $1,5 D$, причём один из насосов, должен иметь паровой привод. Значение D представляет собой суммарную производительность котла без учёта продувки.

2) при трёх и более насосах, в случае выхода из строя самого мощного из них, остальные должны обеспечить подачу $1,2 D$. Суммарная производительность паровых насосов должна быть не менее $1,2 D$.

В табл. 5а приведены производительность питательных насосов и необходимое количество их.

Таблица 5а

Нормы для часовой производительности питательных насосов и рода их привода согласно изменениям Котлонадзора, утверждённым НКЭС 1/VIII 1945 г.

Общее количество насосов	Центробежные электрические насосы				Паровые		Суммарная производительность всех насосов $W = W_1 + W_2$ в $м^3/час$
	Производительность одного насоса в $м^3/час$	Количество насосов в шт.	Суммарная производительность W_1 в $м^3/час$	Производительность одного насоса	Количество насосов в шт.	Суммарная производительность W_2 в $м^3/час$	
Котельные электростанции:							
1. Изолированные станции							
4	0,1	2	2,0	0,5	2	1,0	3,0
5	0,5	3	1,5	0,5	2	1,0	2,5
6	0,33	4	1,34	0,5	2	1,0	2,32
2. Станции, работающие в кольце							
4	1,0	2	2,0	0,25	2	0,5	2,0
5	0,5	3	1,5	0,25	2	0,5	2,0
6	0,33	4	1,32	0,25	2	0,5	1,8
3. Прочие котельные							
a/2	1,5	1	1,5	1,5	1	1,5	3,0
b/2	—	—	—	1,5	2	3,0	3,0
a/3	0,6	2	1,2	1,2	1	1,2	2,4
b/3	0,6	1	0,6	0,6	2	1,2	1,8
a/4	0,3	2	0,6	0,6	2	1,2	1,8
b/4	0,4	1	0,4	0,4	3	1,2	1,6
a/5	0,2	3	0,6	0,6	2	1,2	1,8
b/5	0,2	2	0,4	0,4	3	1,2	1,6

Для котлов, у которых производство их поверхности нагрева в $м^2$ на давление пара в $кг/см^2$ не превышает 200, в качестве второго питательного прибора может быть применён ручной насос.

При установке двух инжекторов каждый из них должен обеспечивать двукратную производительность. При трёх и более инжекторах производительность каждого из них должна равняться учетверённой максимальной производительности всех котлов, делённой на число инжекторов.

Для локомобильных установок допускается установка одного насоса, приводимого от машины, и одного инжектора.

Водопровод может заменить один из питательных насосов, при условии, если давление в водопроводе превышает разрешённое рабочее давление в котле не менее чем на $1,5 ат$. В этом случае для контроля на питательной линии непосредственно у котла необходимо устанавливать манометр. При отсутствии питательного прибора использование воды из водопровода для питания котла может быть допущено только для котлов с поверхностью нагрева до $10 м^2$ при давлении не более $6 ат$.

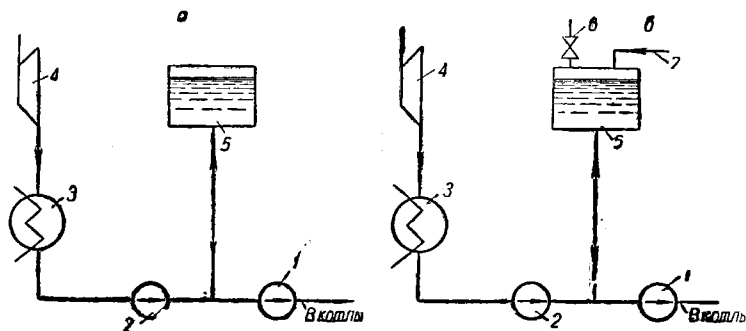
Если производительность работающих питательных насосов значительно превосходит нормальную потребность котла, то приходится прибегать к частому периодическому его питанию. Это вызывает резкое изменение термических напряжений в металле котла и потому нежелательно.

Для того чтобы образовать запас воды и облегчить засасывание воды питательными насосами, в каждой котельной устанавливается питательный бак.

В зависимости от температуры воды выбирается уровень установки бака. При температуре воды 40—50° бак обычно устанавливается на одном уровне с насосом; при температуре воды 70—80° и выше вода должна подаваться к питательным насосам с некоторым избыточным давлением.

Установки баков выполняются по схемам:

1. Подключения питательных насосов непосредственно к открытым питательным бакам.



Фиг. 27. Схемы включения питательных баков:

1—питательный насос; 2—конденсатный насос; 3—конденсатор; 4—турбина; 5—дыхательный бак; 6—предохранительный клапан; 7—пед-вод уплотняющего пара.

2. С непосредственной подачей воды конденсатными насосами во всасывающие трубы питательных насосов.

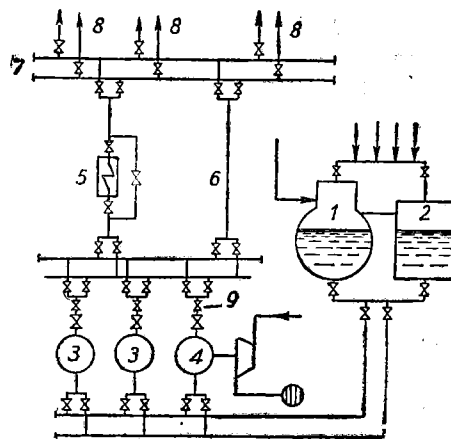
3. С включением в систему питания деаэраторов.

Первая схема приводит к поглощению больших количеств воздуха, что, как известно, связано с усиленной коррозией оборудования котельной. При второй схеме возможность поглощения воздуха снижается. Установленный по этой схеме бак называется дыхательным и выполняется открытой (фиг. 27, а) или закрытой (фиг. 27, б) конструкции. В последнем варианте поглощение водой воздуха сводится к минимуму.

Для освобождения от воздуха в систему питания водою котлов включаются специальные сосуды (деаэраторы), которые выполняются поверхностного и смешивающего типов. Деаэраторы смешивающего типа более просты и требуют меньших затрат, так как исключают необходимость в установке насоса, уменьшают затраты на собственные нужды и пр.

Деаэраторы этого типа представляют собой разновидность смешивающих подогревателей, в которых вода, будучи разделённой на мелкие струйки, легко освобождается от воздуха. В смешивающих деаэраторах с давлением, большим атмосферного, смешивание пара, поступающего в нижнюю часть головки деаэратора, производится с водой, падающей вниз по разбрызгивающему устройству.

На фиг. 28 изображена схема питания с двойными напорными и всасывающими магистралями и подогревателями высокого давления. Часто в целях



Фиг. 28. Принципиальная схема включения питательных насосов:

1—деаэратор; 2—резервный бак; 3—питательный электронасос; 4—питательные насосы; 5—подогреватели; 6—резервная линия; 7—магистраль питания котла; 8—ответвления к котлам; 9—обратный клапан.

упрощения всасывающая магистраль выполняется одиночной, однако напорные магистрали следует выполнять двойными.

Скорость воды для поршневых насосов во всасывающей линии допускается до 0,75—1,0 м/сек, для центробежных — 1,0—2,0 м/сек.

Укладка всасывающей линии должна быть выполнена с подъёмом к насосу. При подаче воды под напором всасывающая труба должна быть уложена с наклоном к насосу во избежание скопления воздуха непосредственно у насоса. При подаче воды под напором на всасывающей линии ставится вакуумметр или манометр. Обратный клапан должен устанавливаться у начала всасывающей линии и на каждом ответвлении от основной магистрали. Запорная задвижка устанавливается у самого насоса, а на нагнетательной линии помещается запорный клапан и автоматический обратный клапан. Кроме того, на нагнетательной линии должен быть предусмотрен предохранительный клапан.

Скорости нагнетания принимаются при питании центробежными насосами и инжекторами 2—2,5 м/сек, при поршневых насосах скорости допускаются 1,5—2 м/сек.

Конструкции питательных устройств

На фиг. 29 показан разрез поршневого насоса с вертикально расположенными цилиндрами. Всасывание осуществляется через патрубок 1 и клапан 3, нагнетание — через нагнетательный клапан 4 и дальше через патрубок 2; воздушный колпак 5 является буфером, смягчающим колебания давления при толчках воды в процессе нагнетания.

Производительность насоса подсчитывается по формуле

$$D = 0,5a \cdot F \cdot C \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{час}, \quad (24)$$

где D — производительность в $\text{м}^3/\text{час}$,
 F — площадь поршня в м^2 ;
 $C = \frac{Sn}{30}$ — скорость поршня в $\text{м}/\text{сек}$;

a — коэффициент наполнения, принимаемый от 0,85 до 0,95.

На фиг. 30 показан насос двукратного действия. В этом насосе правый цилиндр представляет собой паровой привод, а левый — собственно водяной насос. Всасывание происходит через полость 1, подводящую воду к всасывающим клапанам 3; нагнетание происходит через нагнетательные клапаны 4, при закрытых всасывающих клапанах, в нагнетательную полость 2. Производительность этого насоса находится по формуле

$$D = a \left(F - \frac{f}{2} \right) C \cdot 3600, \quad (25)$$

где f — площадь штока.

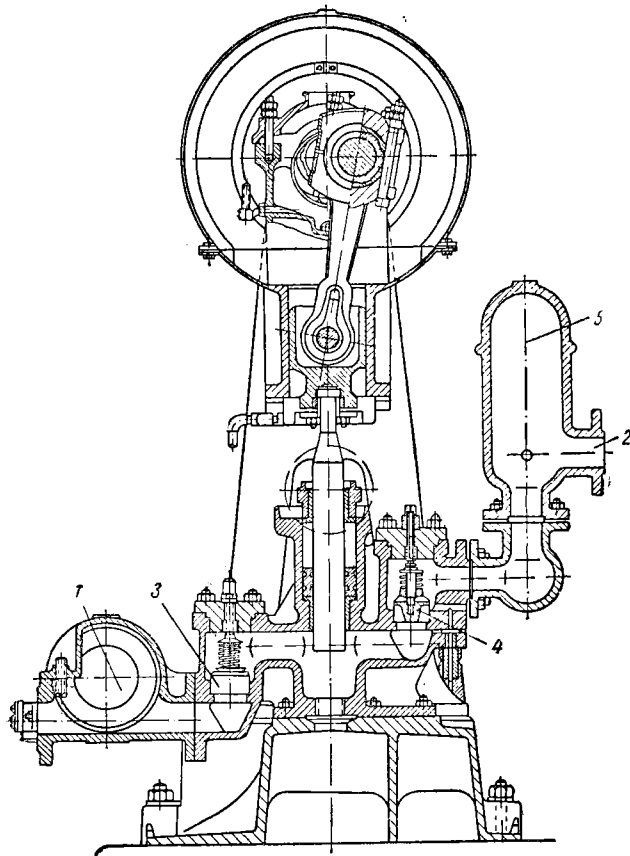
Центробежные насосы состоят из нескольких последовательно работающих колёс, установленных в разъёмном (по горизонтали) корпусе, либо собираются из отдельных секций. Основным недостатком секционных насосов является ненадёжное уплотнение стыков секций. Достоинством такого типа насосов является простота конструкции.

Полный напор центробежного насоса H , выражаемый в метрах столба жидкости, подсчитывается по формуле

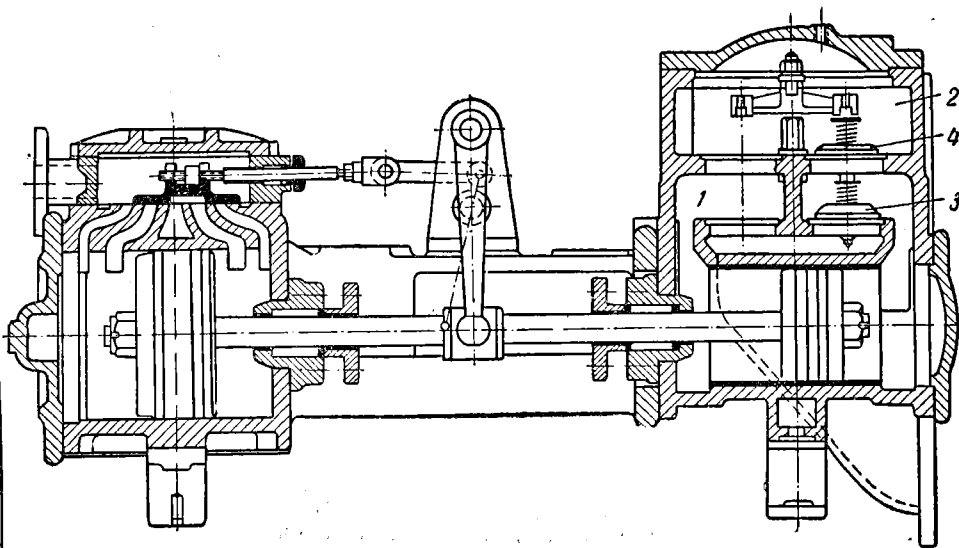
$$H = M_0 + V_0 + \frac{V_n^2 - V_n'^2}{2g},$$

где M_0 и V_0 — показания манометра и вакуумметра, приведённые к оси насоса, в м;

V_n и V_n' — скорости жидкости в измеряемых местах в $\text{м}/\text{сек}$.



Фиг. 29. Поршневой приводной насос.



Фиг. 30. Прямоточный паровой насос.

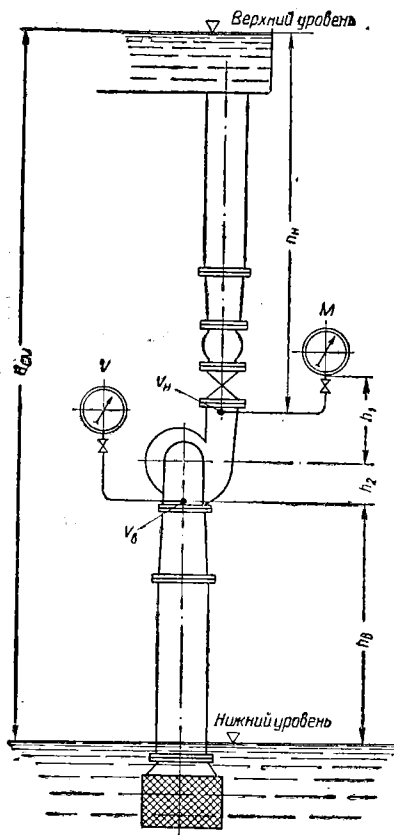
Для установки, приведённой на схеме фиг. 31, получим такие значения для M_0 и V_0 :

$$M_0 = M + h_1; \quad V_0 = V_0 + h_2. \quad (26)$$

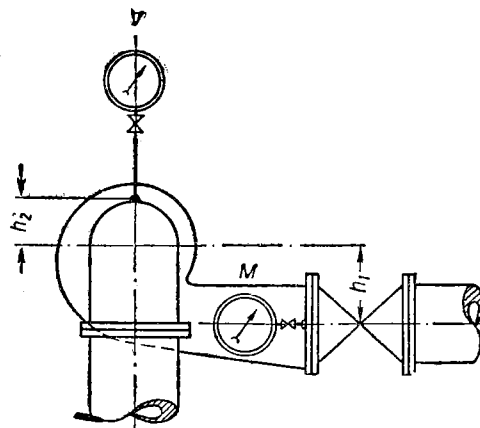
Для установки, приведённой на схеме фиг. 32:

$$M_0 = M - h_1; \quad V_0 = V - h_2. \quad (27)$$

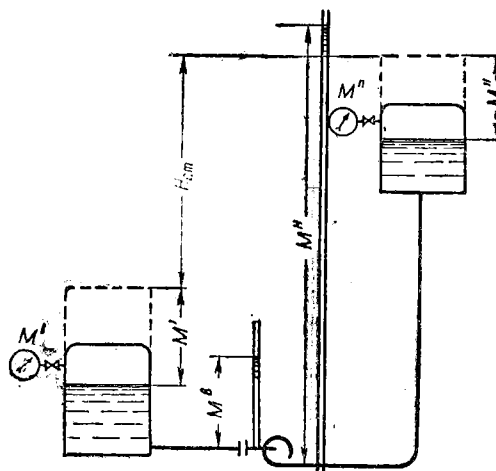
Трубки, присоединяющие вакуумметр, должны быть заполнены воздухом, а присоединяющие манометр — жидкостью.



Фиг. 31. Схема установки центробежного насоса.



Фиг. 32. Схема установки насоса с манометром и вакууметром.



Фиг. 33. Схема установки насоса с закрытыми резервуарами.

При работе насоса с подпором по схеме фиг. 33 напор подсчитывается по формуле

$$H = M_0^n - M_0^0 + \frac{V_n^2 - V_0^2}{2g}, \quad (28)$$

где M_0^n и M_0^0 — показания манометров на напорном и на всасывающем патрубках, приведённые к оси насоса.

Предыдущие формулы позволяют определить напор действующей установки. Для проектируемой насосной установки напор подсчитывается по формуле

$$H = H_{ст} + h_m, \quad (29)$$

где $H_{ст}$ — статический напор, представляющий собой расстояние между уровнями;

$h_m = h_{m.н} + H_{m.с}$ — сумма потерь на трение жидкости при напоре и всасывании.

Для удовлетворительной работы установки проектируемый напор насоса должен превышать фактический напор.

Скорости, принимаемые во всасывающем и напорном пагрубках насоса, превышают скорости жидкости в трубопроводах; в связи с этим у насосов ставятся переходные патрубки, длина которых определяется из равенства

$$L = k(D_m - D_n), \quad (30)$$

где L — искомая длина переходного патрубка;

D_m и D_n — соответствующие диаметры трубопроводов и патрубков;

k — коэффициент, принимаемый от 5 до 7.

Производительность. Производительность насоса Q характеризуется объёмом жидкости, нагнетаемой в единицу времени, и выражается в л/сек, м³/сек или м³/час.

Мощность. Мощность, необходимая для производительности Q и напора H , зависит от к. п. д. насоса η и веса γ одного м³ подаваемой жидкости в кг.

Мощность при непосредственном соединении насоса с мотором находится по формуле

$$N = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H}{75\eta} \text{ л. с.} \quad (31)$$

Число оборотов. Для обеспечения необходимой производительности и напора число оборотов вала в минуту должно быть постоянным. При уменьшении числа оборотов изменение производительности напора и мощности найдётся по формуле

$$Q_1 = Q \frac{n_1}{n}; \quad H_1 = H \left(\frac{n_1}{n}\right)^2; \quad N_1 = N \left(\frac{n_1}{n}\right)^3. \quad (32)$$

Вакуумметрическая высота всасывания. Высота наинизшего уровня всасывания жидкости должна исключать возможность закипания воды при входе в насос. Для этой цели необходимо, чтобы давление воды при входе было больше давления, при котором вода начинает кипеть, при данной её температуре. Для проектируемой установки вакуумметрическая высота всасывания определяется по формуле

$$H_{вак} = h_s + h_{m.с} + \frac{v_s^2}{2g}. \quad (33)$$

Допускаемая величина вакуума обычно даётся заводами, а при изменении числа оборотов (в сторону уменьшения) подсчитывается по формуле

$$H_{вак}^{\partialоп} = 10 - (10 - H_{вак}^{\partialоп}) \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right)^2. \quad (34)$$

При подаче горячей воды в изменённых атмосферных условиях допускаемая величина всасывания определяется по формуле

$$H_{вак}^{\partialоп.т} = H_{вак}^{\partialоп} - 10 + H_б - h_{н.с}, \quad (35)$$

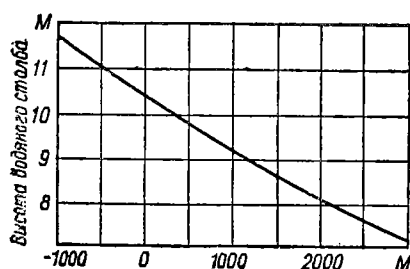
где $H_{вак}^{\partialоп}$ — допускаемая вакуумметрическая высота всасывания в мм вод. ст., по заводским данным;

$H_б$ — барометрическое давление, которое, в свою очередь, определяется по формуле $H_б = H_{б.н} \frac{1000}{\gamma}$. Зависимость $H_б$ от высоты над уровнем моря показана на фиг. 34, а зависимость удельного веса воды от температуры — на фиг. 35;

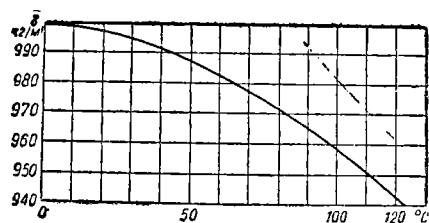
$h_{н.с}$ — давление насыщенных паров воды в зависимости от температуры показано на фиг. 36.

При малых нагрузках насоса, а также при пуске и его остановке (когда напорная задвижка открыта незначительно) происходит срыв работы насоса

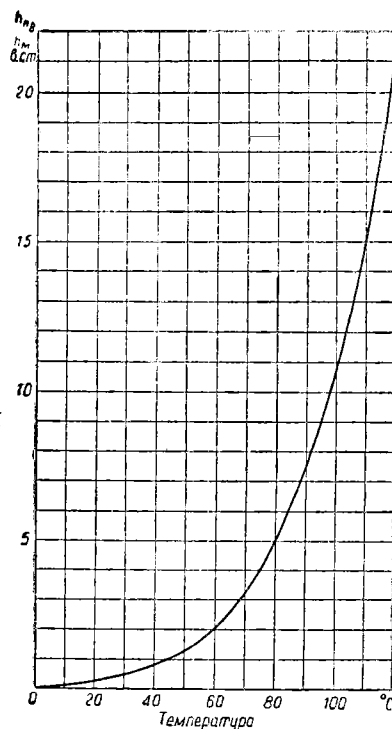
от «запаривания». Явление закипания воды в насосе обуславливается нагреванием воды от трения её о рабочие колёса. Во избежание «запаривания»



Фиг. 34. Зависимость атмосферного давления, выраженного в м вод. ст. от высоты над уровнем моря.



Фиг. 35. Зависимость удельного веса воды от температуры.



Фиг. 36. Зависимость упругого насыщенного водяного пара от температуры, выраженная в м вод ст., соответствующей температуры.

необходимо устройство рециркуляционной линии в питательные баки. В этом случае требуется предусматривать установку на нагнетательной стороне обратных клапанов.

В табл. 6 приведены данные центробежных насосов ЛМЗ, а в табл. 7 — данные насосов завода им. Фрунзе.

Таблица 6

Основные характеристики питательных насосов, выпускавшихся ЛМЗ

Тип	Марка	Диаметр патрубков в мм		Производительность в м³/час	Напор максимальный в м³/час	Число оборотов в минуту	Приближительная мощность двигателя	Вес насоса в кг	Температура воды в град.	Давление в кг/см²	Температура пара для турбины в град.	Прогнодавление турбины в кг/см² (избыточное)
		всасывающего	нагнетаемого									
С электроприводом	П-76	6	100	76	30—40	24—32	2950	70	850	110	—	—
	П8-100	8	125	100	40—70	37—50	2950	170	1000	100	—	—
	П8-101	8	125	100	75—120	40—50	2950	350	1000	110	—	—
С турбинным приводом	ТНО-80	1	80	80	до 50	10—20	4500—5500	—	550	100	—	—
	ТНО-100	1	100	100	40—100	10—22	4500—5500	—	660	100	10—20	200—350
	ТНО-150	1	150	150	90—150	10—22	3500—5500	—	900	90	—	0,2—0,5
	ТНД-100	2	125	100	70—150	25—45	3500—5500	—	1100	110	—	—

Примечание. Давление воды на всасывающем патрубке должно быть на 0,6 кг/см² выше упругости водяных паров, соответствующей температуре питательной воды.

Таблица 7

Насосы типа В завода имени Фрунзе

Марка	Число ступеней	Число оборотов в минуту	Производительность в м ³ /час	Развиваемый напор в кг/см ²	Необходимая мощность мотора в кат	Диаметры патрубков в мм	
				ориентировочно		всасывающего	нагнетательного
В-60	6	1450	20	4,8	7,0	80	60
	7			5,6	7,5		
	8			6,4	10,0		
	9			7,2	10,0		
В-80	5	1450	30	6,0	12	100	80
	6			7,2	14,5		
	7			8,4	14,5		
	8			9,6	20,5		
В-100	3	1450	87	5,5	29	125	100
	4			7,4	35		
	5			9,2	40		
	6			11,0	55		
	7			13,0	55		
8	14,8	75					
В-150	3	1450/960	200/135	10,5/4,5	100/29	200	150
	4			14,6	135/40		
	5			17,5/7,6	170/55		
	6			21/9,2	195/55		
	7			24,5/10,7	220/57		

В настоящее время выпускаются многоступенчатые центробежные насосы типа 8МП-6 × 5 и 8МД-6 × 3.

Эти насосы предназначены для питания паровых котлов с температурой воды до 110°C с подпором на всасывании в 5 м.

На фиг. 37 показан разрез насоса 8МД-6 × 3. Схема движения воды у пятиступенчатого насоса 8МД-6 × 5 показана на фиг. 38, а данные производительности — в табл. 8.

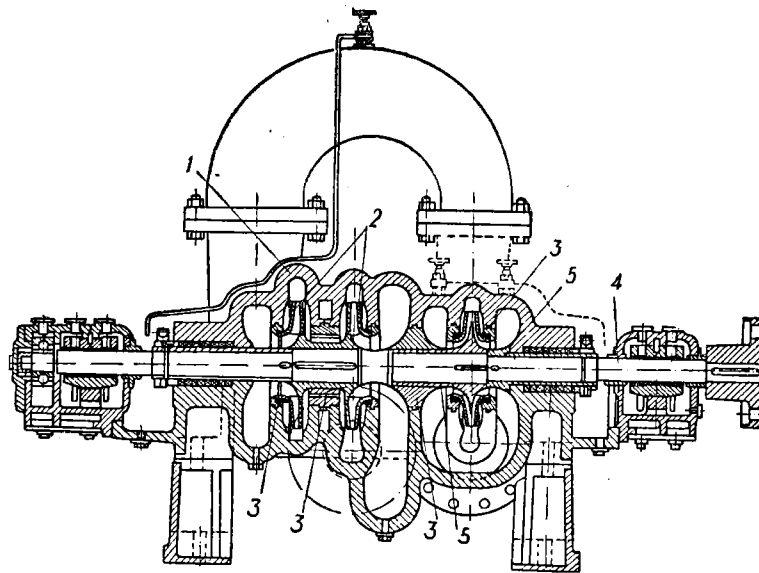
Таблица 8

Характеристика насосов 8МД-6×3 и 8МД-6×5

Марка насоса	Подача D		Полный напор H _п в м	Число оборотов в минуту	Мощность N			Необходимый подпор на всасывании в м при 100°	Диаметр рабочего колеса в мм
	в м ³ /час	в л/сек			на валу насоса в л.с.	двигателя (рекомендуемая) в кат	К.п.д. насоса в %		
8МД-6×3	150	41,6	470	—	—	475	—	—	—
	200	55,6	450	2950	—	475	—	5	350
	240	55,7	430	—	—	475	—	—	—
8МД-6×5	210	58,3	720	—	950	700	59	—	—
	250	69,4т	660	2950	985	700	62	5	340
	270	75	620	—	1000	700	62	—	—

Основные детали насосов: крышка 1, рабочее колесо 2, уплотняющие чугунные кольца 3, вал 4. Сменные защитные втулки 5 закрывают вал в месте расположения сальникового уплотнения. Корпуса подшипников крепятся в нижней половине корпуса. Насос снабжён муфтой для непосредственного привода.

Осевые усилия уравновешены симметричным расположением рабочих колёс, а остаточные осевые усилия воспринимаются радиально-упорным шарикоподшипником, который одновременно фиксирует положение ротора в насосе.



Фиг. 37. Разрез насоса 8МД-6 × 3:

1 — крышка; 2 — колесо; 3 — чугунные кольца; 4 — вал; 5 — защитные втулки.

Для перекачки чистой воды с температурой до 80° выпускаются одноступенчатые насосы (табл. 9).

Схема инжектора показана на фиг. 39. Главными частями инжектора являются: паровой конус 1, смешивающий конус 2 и нагнетательный конус 3, подающий пар по трубе 5 в инжектор. В начале пар вытесняет воздух через трубу 4 и клапан 8. Поступивший пар охлаждается и конденсируется, образуя разрежение при этом разрежение обеспечивает по трубе 6 засасывание воды из бака 9. Поступившая вода в начале уходит через вестовую трубу 4, а затем по мере увеличения впуска пара образующийся конденсат с большой скоростью поступает в конус смешения и дальше в нагнетательный конус 3. В конусе 3 скорость воды уменьшается, а давление увеличивается, вследствие чего образующееся избыточное давление открывает обратный клапан 7 и производит питание котла.

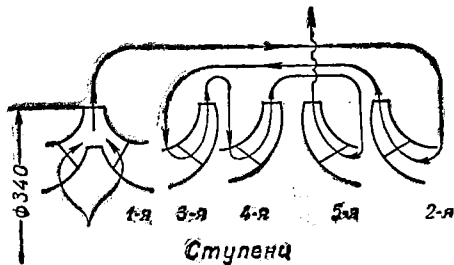
На фиг. 40 показан универсальный инжектор, который управляется поворотом ручки *a*. Этот инжектор состоит из двух комплектов инжекторов и работает при давлении пара от 2 до 12 *ати* при температуре всасывающей воды до 50°.

Производительность и размеры инжектора указаны в табл. 10.

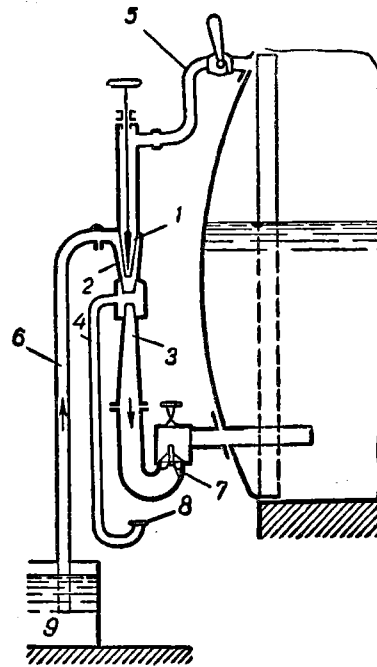
Приведённая производительность инжектора взята при работе с давлением пара 6 *ати*, температуре воды 15° и высоте всасывания 1 м. При большой высоте всасывания и при повышенной температуре воды, а также при уменьшении давления пара производительность следует считать равной $\frac{2}{3}$ от производительности, указанной в табл. 10.

Таблица 9
Одноступенчатые насосы

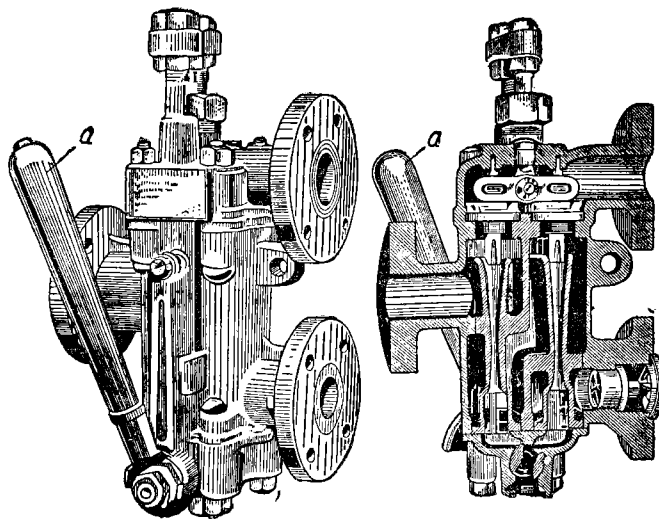
Марка насоса	Подача в м ³ /час	Напор в м	Мощность двигателя в квт	К.п.д. в %
2К-6	10—30	34,5—24	4,2	50,6—64
3К-6	30—70	62—44,5	16	54,5—64
3К-9	30—55	34,8—27,5	7,2	63—71,5
4К-6	65—135	98—72,5	48	63—68
4К-8	70—120	59—43	28	64,5—69
4К-12	65—120	37,7—28	16	72—78
6К-8	110—200	36,5—29,2	29	70—76,5
8К-12	220—340	32—25,4	37	82,5



Фиг. 38. Схема движения у насоса ВМД-6 x 5.



Фиг. 39. Схема работы инжектора:
1 — паровой конус; 2 — смешивающий конус; 3 — нагнетательный конус; 4 — вестовая труба; 5 — подводящий трубопровод; 6 — всасывающий трубопровод; 7 — обратный клапан; 8 — клапан вестовой трубы; 9 — бак для питательной воды.



Фиг. 40. Инжектор.

Таблица 10

Производительность и размеры инжекторов

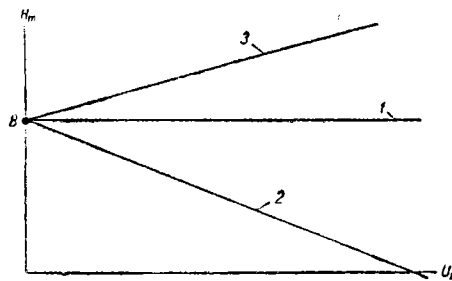
№ инжектора	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Производительность в л/мин . .	9,5	17,5	27	39	52	68	88	108	135
№ инжектора	12	13	14	15	16	18	20	22	24
Производительность в л/мин . .	160	184	205	245	280	345	435	517	622

28. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Работа центробежных насосов определяется в зависимости от напора, производительности и числа оборотов.

При постоянном числе оборотов насоса теоретически существует линейная зависимость между напором и производительностью, называемая теоретической характеристикой насоса.

На фиг. 41 даны три типа теоретической характеристики центробежных насосов. При рассмотрении характеристик необходимо учитывать следующее:



Фиг. 41. Типы теоретических характеристик центробежных насосов.

1. Во время работы насоса должно соблюдаться равенство между создаваемым напором и сопротивлением системы.

2. Напор, в свою очередь, определяется расходом воды.

Таким образом, если в системе создаётся избыток напора, то он обычно поглощается дросселированием задвижкой или клапаном, если же величина напора недостаточна, то насос не сможет преодолеть сопротивления системы.

Поэтому, теоретическая характеристика 3 (фиг. 41) менее удачна, так как она связывает производительность с большим напором. При значительных сопротивлениях системы затрудняется пуск насоса, так как в начале пуска при небольших производительностях для создания напора требуется дополнительное дросселирование. Увеличенное при этом сопротивление может оказаться чрезмерным и не даст возможности преодолеть существующие сопротивления системы. В связи с этим лучшей и более устойчивой характеристикой является пологая линия 2, которая, к тому же, обладает способностью к саморегулированию и при повышении производительности насосов не требует дросселирования и соответственно этому повышенного напора.

В поршневых машинах напор всегда устанавливается сопротивлением системы, а производительность определяется изменением числа оборотов.

Способы регулирования насосов

Регулированию обычно подлежит производительность насосов. В поршневых насосах регулирование осуществляется изменением числа оборотов, производимых путем дросселирования пара, или изменением числа оборотов привода. В поршневых насосах локомотивов регулирование обычно осуществляется перепуском воды из напорной линии во всасывающую.

В центробежных насосах саморегулирование осуществляется в сравнительно небольшом диапазоне и потому приходится прибегать к дополнительному регулированию, которое обычно производится способом дросселирования или изменения числа оборотов.

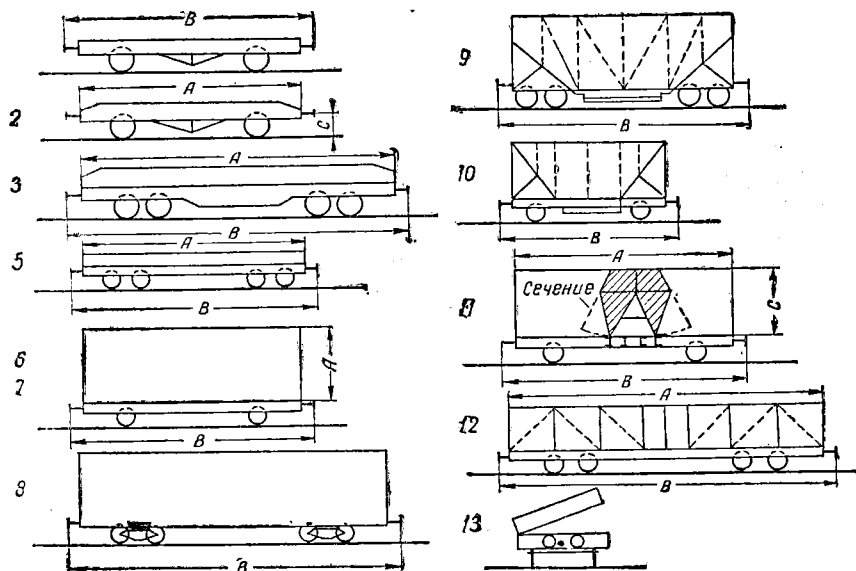
29. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Топливное хозяйство теплосиловых установок объединяет механизмы для перемещения топлива от поступления на территорию теплосиловой установки до котельного цеха и для подготовки его к употреблению, а также устройства для хранения топлива.

Доставка твёрдого топлива на территорию теплосиловой установки производится чаще всего по железной дороге.

При перевозке твёрдого топлива используется как нормальный, так и специальный железнодорожный подвижной состав. К нормальному подвижному составу относятся крытые вагоны, полувагоны и платформы. К специальному подвижному составу относятся саморазгружающиеся вагоны, гондолы (хопперы и думпкары).

На фиг. 42 приведены схемы железнодорожных вагонов, а в табл. 11 приведены их основные данные и габариты.



Фиг. 42. Схемы платформ, вагонов и полувагонов железных дорог СССР.

Тип подвижного состава и мощность установки определяют способ разгрузки топлива. Разгрузка должна быть проведена в минимальные сроки, чтобы не было простоя подвижного состава. При расходе топлива котельной установкой до 6 т/час или 25000 т/год можно ограничиться ручной разгрузкой топлива. Один человек может выгрузить из крытого вагона $5-6 \text{ т}$ топлива в час.

Наиболее простым видом механизации разгрузки топлива является применение механической лопаты (фиг. 43).

Механической лопатой можно разгружать крытые вагоны, полувагоны и платформы при наличии в них дверец в продольных стенках.

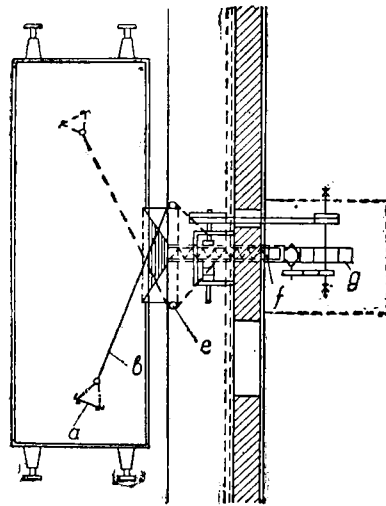
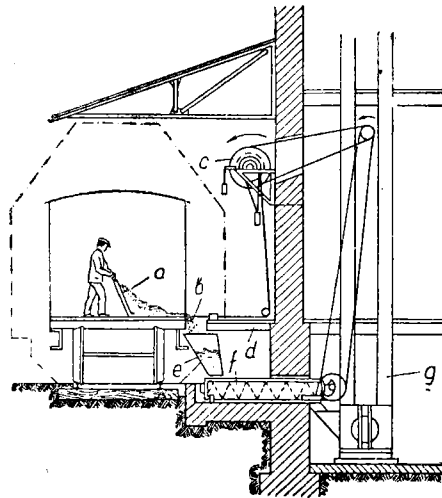
При отсутствии слеживании и смерзания топлива средняя производительность механической лопаты (с учётом времени на подчистку вагонов и передвижку их) при разгрузке крытых вагонов составляет $20-30 \text{ т/час}$.

На небольших теплосиловых установках нашли распространение для

разгрузки топлива грейферные краны, особенно на гусеничном ходу, а также грейферные краны на железнодорожном ходу типа «Январец», Челябинского механического завода МЭС.

Примером такого крана с паровым приводом служит «Январец-1» с ёмкостью грейфера 1,5 м³. Характеристика этого крана следующая: при вылете стрелы 5,5 м грузоподъёмность составляет 6 т; при вылете стрелы 10,5 м—2 т., скорость передвижения крана 5—8 км/час, скорость подъёма грейфера 24,6 м/мин, скорость вращения крана 2 об/мин., мощность паровой машины 40 л. с.

Очень часто в теплосиловых установках, сжигающих топливо в пылевидном состоянии, применяют следующий способ разгрузки прибывающих железнодорожных составов с топливом.



Фиг. 43. Схема механической лопаты.

Состав подаётся на крытую эстакаду, по обеим сторонам которой расположены продольные траншеи. Топливо из вагонов выгружается в эти траншеи, а затем скреперами (см. стр. 164) перетаскивается к голове траншеи, где, проваливаясь через решётку с размером ячеек 100 × 100 мм, попадает на ленточный транспортёр, подающий это топливо в котельную или на склад топлива.

Количество прибывающего топлива должно строго учитываться, для чего топливо взвешивается на вагонных весах или вес его подсчитывается после выгрузки путём обмера.

Вагонные весы один раз в квартал должны проверяться специальной весовой платформой МПС.

Качество поступающего топлива обуславливается в договорах с поставщиками (марка, сорт, максимальная и минимальная влажность, максимальная зольность, минимальная теплотворная способность).

Для проведения анализов топлива необходимо отбирать пробы поступающего топлива. Для того чтобы отобранная проба характеризовала среднее качество всего угля, необходимо руководствоваться правилами, указанными в ОСТ 10602-39 «Метод набора и разделки товарных проб углей и антрацитов для лабораторных испытаний».

Отбор первичной пробы и её разделка должны быть механизированы, для чего имеются приспособления, в большей части отбирающие пробу из потока топлива, находящегося в движении.

Количество порций для отбора первичной пробы в зависимости от зольности топлива:

зольность угля на сухую массу в %	до 10	10—15	15—20	20—25	Свыше 25
количество порций	60	90	120	150	180

Вес отбираемых порций в зависимости от размера кусков топлива:

размер кусков угля в мм	до 25	до 50	до 75	до 100	Свыше 100
вес одной порции в кг	1	2	3	4	5

Таблица 11

Основные данные о вагонах, платформах и полувагонах сети железных дорог СССР

Позиции, обозначенные на фиг. 42	Наименование	Полезный груз в т	Количество осей	Размеры в мм		
				A	B	C
1	Нормальная двухосная платформа	16,5	2	9204	10394	—
2	Двухосная платформа	20	2	9204	10394	1100
3	Четырёхосная платформа *	50	4	13000	14190	1085
4	Четырёхосная платформа промышленного типа **	70	4	10820	12010	—
5	Четырёхосная платформа для колеи 750 мм	8,2	4	6700	7440	—
6	Двухосный крытый нормальный вагон	16,5	2	2247	7634	—
7	Двухосный крытый вагон	20	2	2650	7890	—
8	Четырёхосный крытый вагон	50	4	—	17275	—
9	Саморазгружающийся полувагон типа «хоппер»	60	4	—	10000	—
10	Двухосный полувагон типа «хоппер»	25	2	5920	7000	—
11	Двухосный полувагон типа «хоппер» для торфа	20	2	9440	10390	3035
12	Четырёхосные саморазгружающиеся полувагоны-гондолы	60	4	12004	13890	—
13	Саморазгружающиеся полувагоны типа «думпкар»	40	4	9020	10210	—

Отобранную первичную пробу до её разделки необходимо всячески предохранять от высыхания, для чего: 1) тару для хранения пробы применять небольшой ёмкости с герметическим затвором; 2) до разделки проба должна храниться в холодном помещении; 3) период времени от отбора до разделки должен быть максимально коротким.

Отобранная проба подвергается разделке для отбора из неё лабораторной пробы.

Операции по разделке первичных проб заключаются в измельчении, перемешивании и последовательном уменьшении веса проб путём квартования.

Отобранную лабораторную пробу высыпают в две металлические коробки весом до 1 кг каждая, герметически закрывают и направляют на анализ в лабораторию. Топливные склады устраиваются двух типов: 1) основные или базисные, предназначенные для длительного хранения топлива, и 2) расходные, с которых топливо поступает непосредственно для сжигания в теплосиловых установках.

Основные склады могут располагаться на некотором расстоянии от теплосилового устройства, расходные — в непосредственной близости к ней.

Иногда основной и расходный склады объединяются вместе. Основной и расходный склады выполняются открытыми; лишь в исключительных случаях (для топлив очень влажных, например, торф, бурые угли) расходные склады могут выполняться крытыми, для защиты топлива от атмосферных осадков.

При работе на торфе расходные склады устраивают на территории теплосилового устройства только при удалении от станции основных складов более чем на 1 км. Ёмкость расходных складов для торфа принимают из расчёта трёхсуточного запаса.

Для углей, подверженных самовозгоранию, на складах выделяется расходная ёмкость для трёхсуточного запаса.

При транспортировке, разгрузке и хранении топлива на складах имеются потери.

Нормы естественных потерь топлива, установленные с 1 января 1944 г., приведены в табл. 12.

* Строится с 1933 г.

** Применяется для металлургических заводов.

Предельные нормы естественных потерь топлива в %

Наименование потерь	Торф кусковой W _p 33%	Торф фрезер- ный W _p 40%	Камен- ный уголь кусковой	Уголь— мелочь	Мазут	Бурые угли
Потери при перевозках по железным дорогам	0,6	1,25	0,8	1,0	0,25	0,8
Потери при разгрузке топлива из вагонов и сливе из железнодорожных цистерн .	0,15	0,5	0,1	0,2	0,05	0,2
Потери при перевалках на складе: скреперами, кранами, при нагрузке в складские бункеры, углевозы и вагоны	0,15	0,5	0,2	0,3	—	0,3
Потери при хранении на складе в течение года . . .	2,0	3,0	0,2	0,3	—	0,5
Потери при транспортировке от склада до бункеров котельной	0,1	0,3	—	0,1	—	0,2

При хранении углей на складах надо учитывать склонность некоторых видов топлива к самовозгоранию.

Окисление горючих элементов топлива сопровождается выделением тепла. Если это тепло не будет удаляться в окружающую среду (очаг окисления топлива находится далеко от поверхности штабеля), то температура в этом месте будет расти, реакция окисления при наличии кислорода будет протекать быстрее, и в результате произойдет самовозгорание топлива.

Склонность топлива к самовозгоранию растёт с увеличением следующих факторов: 1) содержания в топливе связанного кислорода; 2) влажности топлива; 3) количества летучих горючих веществ; 4) размельчения угля.

По физико-химическим свойствам, определяющим склонность углей к самовозгоранию, угли делят на три группы:

1) устойчивые — антрациты, кроме сортов АШ и АСШ, тощие угли марки Т;

2) средней устойчивости — антрациты сортов АШ и АСШ, угли марки ПС, угли марки ПЖ, угли марки Г;

3) неустойчивые — угли марки Д, бурые угли.

Угли первой группы можно выкладывать на складе штабелями высотой, определяемой возможностями складских механизмов, при ручном же обслуживании — не выше 3—4 м.

Угли второй группы должны иметь высоту штабелей при механизированных складах не выше 10 м, а при ручном обслуживании не выше 3 м.

Укладывать уголь надо слоями толщиной от 0,5 до 1 м с равномерным распределением крупных кусков по слою и засыпкой мелким углём промежутков между кусками и с последующим утрямыванием слоя вручную или катком. Откосы штабелей засыпать мелким углём слоем в 100—150 мм и тщательно утрямывать.

Угли третьей группы требуют самой тщательной укладки штабелей и принятия мер к предупреждению проникания воздуха вглубь штабеля. При механизированных складах высоту слоя угля берут не более 8 м, при ручном обслуживании — не более 3 м. Угли укладываются тщательно утрямываемыми слоями по 500 мм. Откосы и верх засыпают мелким углём слоем в 100—150 мм и тщательно утрямывают; кроме того, откосы покрывают

сплошной воздухо непроницаемой коркой толщиной 5—10 мм, состоящей из смеси тощей глины и воды. Если хранение длится не свыше двух месяцев, устройство воздухо непроницаемой корки не обязательно.

При ручном обслуживании склада и невозможности выполнить послышную укатку угля высота штабелей принимается в соответствии с табл. 13.

Сроки хранения углей при правильной укладке их в штабели следующие:

бурые и прочие угли кроме марки Т	6—8 месяцев
угли марки Т	до 12 »
антрациты	до 2 лет

Для контроля за температурой угля внутри штабелей устанавливаются вертикально на расстоянии 4—8 м (в зависимости от склонности углей к самовозгоранию) железные трубы диаметром 20—25 мм, заваренные внизу, и с пробкой вверху. Нижние концы труб устанавливаются на высоте 0,5 м от подошвы штабеля.

Измерение температуры в различных точках по высоте производят путём подвешивания ртутных термометров, шарик которых погружён в специальные патрончики с машинным маслом.

Температура должна замеряться через определённые промежутки времени: для углей первой группы — два раза в месяц, для второй — один раз в пять дней, для третьей — раз в один-три дня.

Не допускается хранение на складе топлива, имеющего температуру выше 60°. При достижении этой температуры топливо нужно немедленно использовать.

Таблица 14

Насыпной вес топлива

Сорт топлива	Насыпной вес в кг/м ³
Бурый уголь	600—780
Подмосковный бурый уголь	900—950
Каменный уголь	700—860
Антрацит	910—990
Кокс	360—470
Торф сухой	325—410
Торф сырой	550—650

На складах топлива должны иметься: пожарные подъезды, надлежащей ширины проезды между штабелями, освещение склада и пожарный водопровод с гидрантами.

Количество находящегося в штабелях топлива можно ориентировочно подсчитать путём умножения замеренного объёма штабелей на приведённый в табл. 4 средний насыпной вес топлива, находящегося на складе.

На складах с малым средним грузооборотом для разгрузки топлива применяют передвижные ленточные и скребковые транспортёры, при помощи которых можно грузить топливо в вагонетки или в вагоны, а также насыпать в штабеля. Основные данные передвижных ленточных транспортёров приведены в табл. 15.

Таблица 13

Допустимая высота штабелей угля в немеханизированных складах (ОСТ 90090-40)

Название угля	Высота укладки в м	
	при хранении угля до двух месяцев	при хранении угля более двух месяцев
Бурые угли	2,0—2,5	1,5—2,0
Каменные угли, за исключением марки Т	2,5—3,5	2,0—2,5
Каменные угли марки Т	3,5	2,5
Антрацит	не ограничивается	

Ликвидация обнаруженных очагов самовозгорания должна производиться путём прекращения доступа воздуха к очагу. Для этого прилегающие к очагу слои уплотняют путём трамбования с последующим покрытием защитной коркой. Разрыхление, удаление нагретого угля и тушение водой не разрешаются. Расходование этого угля может производиться только после полной ликвидации температурных очагов и очагов горения.

Таблица 15

Основные данные передвижных ленточных транспортёров

Тип транспортёра	Производительность в м ³ /час	Электродвигатель			Ширина ленты в мм	Длина транспортёра в м	Вес транспортёра без электродвигателя в кг
		мощность в л. с.	число оборотов в минуту	Скорость движения ленты в м/сек			
МИАГ . . .	70	4,0	1000	1,2	650	10,0	1500
НИИПТ . . .	20	2,0	—	1,25	500	5,0	900
Союзпрод-машина . .	60	3,5	—	1,25	500	10,0	1300
«Ленинец» .	80	4,0	1600	1,2	500	15,0	1600

Для теплосиловой установки с расходом топлива 10—25 т/час целесообразно применять передвижные грейферные краны железнодорожного или гусеничного типа.

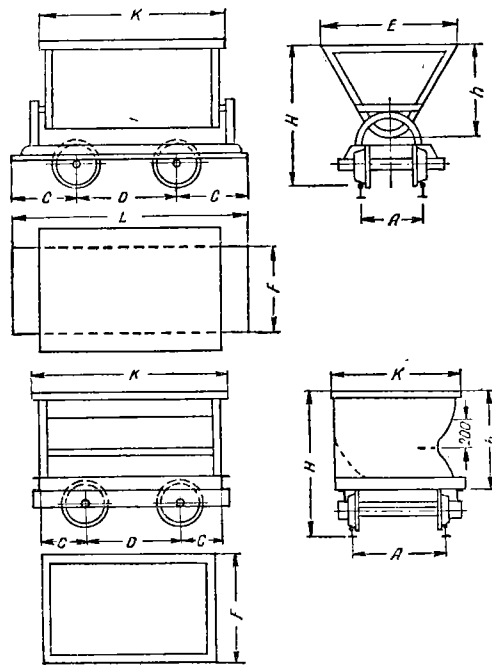
Подача в котельную топлива, выгруженного на территории котельной установки или со склада, производится различными методами, в зависимости от мощности установки, сорта топлива и способа его сжигания.

В котельных с расходом топлива 6—8 т/час, оборудованных ручными или полумеханическими топками, топливо подают в большинстве случаев опроки-

дывающимися вагонетками ёмкостью от 0,75 до 1 м³ по колею шириной 600 и 750 мм. Наиболее распространена ширина колеи 750 мм. На фиг. 44 приведены схемы вагонеток узкой колеи, а в табл. 16 — их основные размеры.

В последнее время при небольших расстояниях от складов топлива до котельной применяют автокары.

При крупных котельных установках, сжигающих топливо в пылевидном состоянии, на складах имеются скреперные механизмы. На фиг. 45 представлена схема склада со скреперной установкой. Основной частью установки является ковш, к которому прикреплены два конца стального троса. Конец троса *m* укреплен неподвижно на головной станции *a*, а конец *x* проходит через блок подвижной натяжной станции *l*. Оба конца троса — *m* и *x*, обойдя блоки неподвижной станции, наматываются на два барабана приводной лебёдки *c*. При наворачивании на



Фиг. 44. Схемы вагонеток узкой колеи.

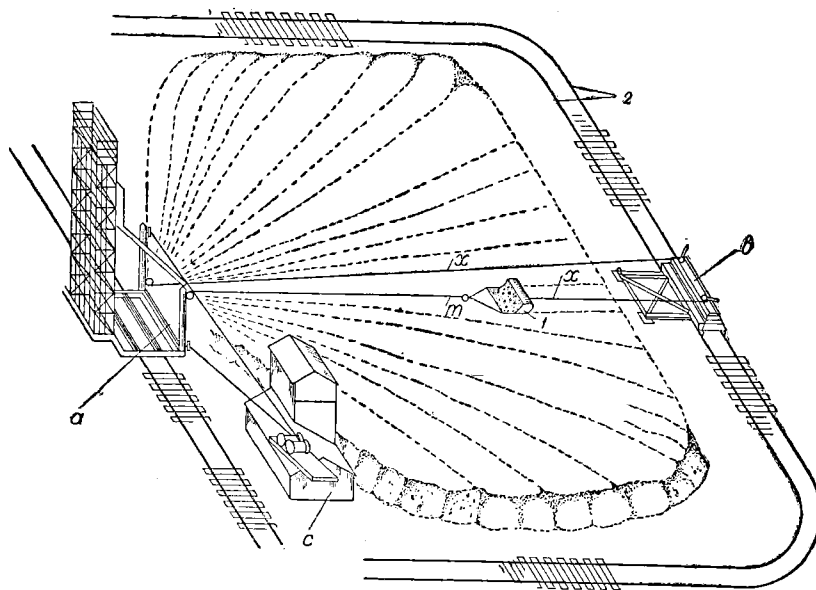
барабан троса ковш подтягивается к головной станции и увлекает с собой топливо, которое через решётки попадает в бункеры транспортёра.

Передвижная натяжная станция *в* даёт возможность обслужить скрепером всю площадь склада (см. пунктирные линии), для чего она передвигается по рельсовому пути, опоясывающему склад топлива. Ёмкость ковша скрепера от 6,25 до 10 м³.

Характеристика вагонеток узкой колеи

Тип вагонетки	Ёмкость в м ³	Вес в кг	Размеры в мм									Диаметр колеса
			A	H	h	C	D	L	K	E	F	
Вагонетки конструкции Транс-техпроект:												
№ 1	0,5	610	600	1295	700	575	750	1900	1506	1100	930	350
№ 1	0,75	—	600	1100	700	—	750	1900	1400	1110	1050	350
№ 1	0,75	625	750	1295	700	—	750	1900	1400	1370	1050	350
№ 1	1,0	—	750	1100	700	—	750	1900	1400	1470	1050	350
№ 2	1,0	605	750	1130	706	—	700	—	1500	1200	1200	350
Вагонетки Всесоюзного теплотехнического института												
	1,3	600	600	1040	600	—	450	1560	950	1090	—	300
	0,5	600	600	1080	650	—	550	1600	1120	1170	—	350
	0,75	750	600	1150	720	—	620	1800	1325	1450	—	350
	1,0	750	600	1250	790	—	750	2175	1520	1520	—	350
	1,5	750	600	1525	900	—	900	2575	1895	1750	—	400

Примечание. У вагонеток конструкции Всесоюзного теплотехнического института для колеи 750 мм удлиняются рама и кузов.



Фиг. 45. Схема склада со скрепером:

т — рабочий трос; *х* — холостой трос; *а* — натяжная станция; *с* — приводная станция (лебедка); *а* — головная станция; *1* — подвижная натяжная станция; *2* — пути каретки натяжной станции.

Радиус действия скреперной установки не следует делать более 120—130 м, так как производительность установки уменьшается при увеличении радиуса (табл. 17). Не следует применять скреперные установки для углей, склонных к самовозгоранию:

Таблица 17.

Производительность скреперных установок

Емкость скрепера в м ³	Мощность электродвигателя в квт	Производительность в т/час при длине скреперования в м						
		20	30	40	50	75	100	125
0,5	14	41	27	20	18	13	10	8
0,75	21	62	41	31	27	19	15	13
1,0	28	83	55	42	36	26	20	17
1,25	35	104	70	52	45	32	25	21
1,5	41	125	83	62	54	39	31	25
1,75	48	146	97	73	63	45	36	30
2,0	55	167	110	83	72	52	41	34
Расход энергии в квт/час		0,33	0,5	0,7	0,77	1,05	1,40	1,60

Для малых станций при обслуживании складов топлива в последнее время применяют упрощённые передвижные скреперные установки в виде тракторных прицепных скреперов и бульдозеров.

Бульдозер представляет собой гусеничный трактор с лопастью, прикреплённой впереди его под углом 90° к продольной оси. Бульдозером производят перемещение топлива на небольшие расстояния и уплотнение слоя.

Если нужно передать топливо на большие расстояния, применяют тракторный прицепной скрепер. Трактор со скрепером грузоподъёмностью 10 т имеет производительность при расстоянии 90 м — 120 т/час, а при расстоянии 180 м — 90 т/час. Давление гусениц на грунт составляет 0,5—0,6 кг/см².

Подача топлива в помещение для малых и средних котельных чаще всего осуществляется ленточными транспортёрами с резиновой лентой, реже ковшевыми элеваторами и конвейерами. Иногда применяют скиповые подъёмники и тельферы с бадьями или грейферами, а также подвесные канатные дороги.

Скорость ленточных транспортёров принимают от 0,75 до 2,25 м/час. Скорость зависит от сорта топлива, наличия в нём мелких фракций и угла наклона транспортёра.

Угол наклона ленточных транспортёров в зависимости от сорта топлива принимают от 18 до 28°.

Ковшевые элеваторы изготавливаются с бесконечными резиновыми лентами или металлическими цепями, на которых укреплены ковши. Расположение лент может быть вертикальным и наклонным. Ленты огибают два барабана — нижний и верхний. Верхний барабан является приводным. Скорость цепей от 0,65 до 1 м/сек, скорость лент 2,5—3,5 м/сек. Наполнение ковшей топливом происходит внизу, выгрузка — при переходе ковшей через верхний барабан.

На электростанциях с расходом топлива до 10—15 т/час для подачи топлива на верх котельной установки применяют шахтные подъёмники (лифты). Если доставка топлива производится с далёкого расстояния, то применяют подвесные канатные дороги.

Мазут применяется в теплосиловых установках с пылевидным сжиганием топлива в качестве растопочного и резервного топлива.

Мазут, который прибывает для теплосилового установки, необходимо нагревать до 60°, но не выше 95°. Без разогрева его очень трудно выливать из цистерны и транспортировать. Разогрев производится паром давлением в 4—6 ат с температурой не выше 200°. Пар вводится в цистерну при помощи шлангов, изготовленных из труб: одной прямой и двух загнутых, у которых на концах на длине 500 мм просверлен ряд отверстий. Конец трубы с отверстиями вводится внутрь цистерны, а другой конец при помощи гибкого шланга соединяется с паропроводом. Мазут из цистерны по лотку сливается в мазутохранилище. Для теплосиловых установок средней мощности устраивают два мазутохранилища по 100 т каждое. Обычно хранилища выполняются железобетонными подземными. Для подогрева мазута внутри хранилища устраивают змеевики, подогреваемые паром.

Подача мазута в котельную осуществляется насосами. Обычно в насосном отделении должно быть не менее двух насосов, из которых один с паровым приводом. Каждый из насосов должен обеспечить работу форсунок двух котлов. Для надёжности насос с электроприводом должен непрерывно работать, осуществляя непрерывную циркуляцию мазута.

30. ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

При сжигании топлива мелкие частицы золы и несгоревшего топлива уносятся продуктами горения, образуя так называемую летучую золу, количество которой иногда бывает очень большим из-за того, что энергетические топлива — топлива многозольные.

Не вся зола, находящаяся в топливе, переходит в состав летучей золы, часть её остаётся в топке. Процент золы, остающейся в топке, зависит от сорта топлива, способа его сжигания, конструкции топки и качества её обслуживания.

При слоевом сжигании в топке остаётся 70—80% золы топлива, при пылевидном: 1) при сжигании антрацита до 10%; 2) при сжигании каменных и бурых углей 10—20%; 3) при сжигании сланцев в камерных и шахтно-мельничных топках 30—35%; 4) при сжигании топлива в топках с жидким шлакоудалением 40—50%.

Борьба с летучей золой может проводиться двумя способами:

1. Уменьшением количества летучей золы путём правильного ведения процесса горения топлива в топке, применением острого дутья, увеличением улавливания золы в газоходах путём придания им соответствующей конфигурации, устройством золовых мешков. Обдувку котлоагрегатов, когда в продукты горения попадает большое количество летучей золы, следует производить при пониженных нагрузках котлоагрегатов.

2. Применением специальных золоулавливающих устройств, устанавливаемых перед дымососом для защиты его и окружающей местности.

Золоулавливающие устройства бывают следующих типов:

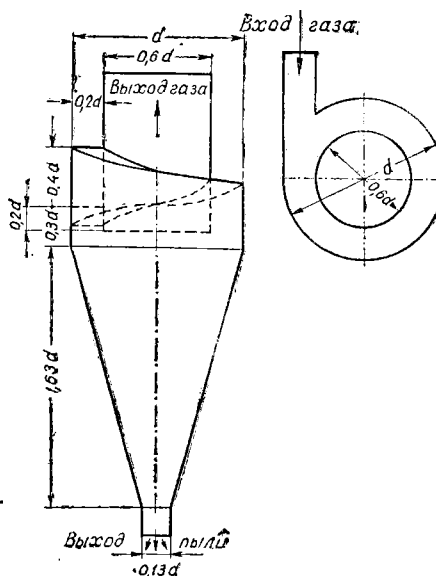
1. Механические, в которых на частички летучей золы для удаления их из потока продуктов горения воздействуют центробежной силой и силой тяжести с последующим осаждением этой золы на сухих поверхностях.

2. Мокрые, в которых извлечённые из потока газов частички летучей золы осаждаются на мокрую смоченную поверхность.

3. Электрофильтры, в которых под действием постоянного тока высокого напряжения частички золы осаждаются на одном из электродов, а затем стряхиваются в бункер.

В теплосиловых установках малой и средней мощности преимущественно применяются золоуловительные устройства первых двух видов, более простые по конструкции и удобные в эксплуатации.

Несложными по конструкции являются простые (конические) циклоны, разработанные Ленинградским институтом охраны труда — ЛИОТ (фиг. 46). Характерной особенностью их является спиральная крышка, препятствующая распространению потока газа кверху. Частички летучей золы под действием центробежной силы при вращении потока продуктов горения в циклоне отбрасываются к вертикальной цилиндрической стенке, сползают вниз в приёмный бункер циклона и удаляются.

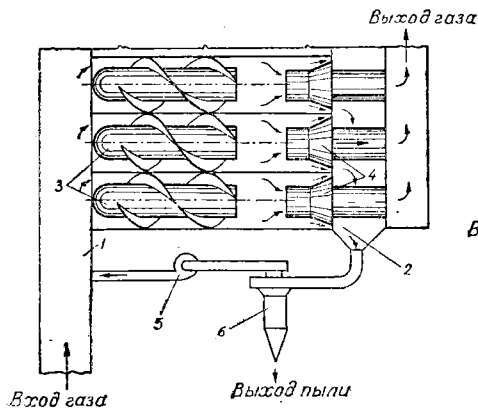


Фиг. 46. Конический циклон.

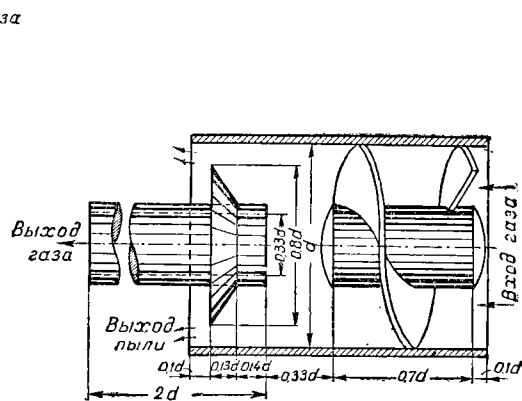
Этот же тип мультициклона в установке, где сжигали уголь марки АШ в пылевидном состоянии, дал коэффициент обеспыливания 82% при сопротивлении мультициклона 40—60 мм вод. ст.

В прямоточных мультициклонах конструкции ВТИ оси элементов расположены горизонтально, и газы при проходе элементов движутся по винтовой линии без крутых поворотов.

На фиг. 49 приведён прямоточный мультициклон ВТИ, а на фиг. 50 дан чертёж отдельного элемента.



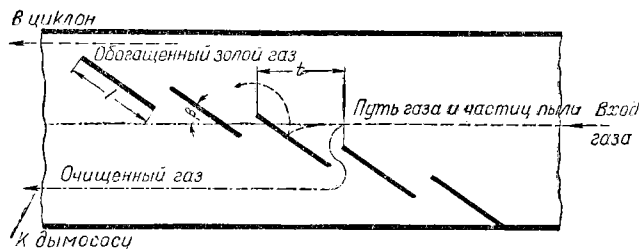
Фиг. 49. Прямоточный мультициклон ВТИ.



Фиг. 50. Элемент прямоточного циклона ВТИ.

Продукты горения входят в левую сборную камеру мультициклона, распределяются по отдельным элементам и удаляются через правую сборную камеру.

Прямоточный мультициклон (фиг. 49) состоит из входного 1 и выходного 2 патрубков и завихряющего аппарата 3. Завихряющий аппарат 3 располагается внутри входного патрубка.



Фиг. 51. Схема работы жалюзийного золоуловителя.

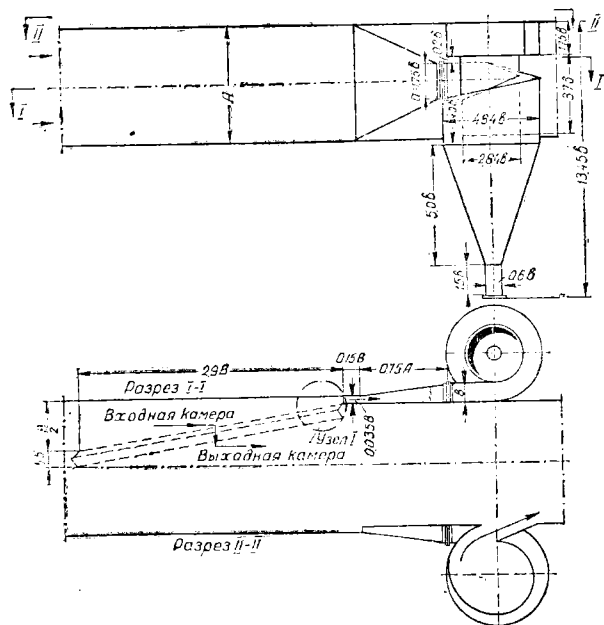
Газы выходят через щель между входным и выходным патрубками, суженную конусной вставкой 4. Идущий у периферии входного патрубка газ имеет более высокую концентрацию летучей золы. Этот газ отсасывается небольшим вентилятором 5 через циклон 6, где происходит улавливание летучей золы.

Отсасываемый газ составляет около 20% всех продуктов горения, проходящих через мультициклон. Коэффициент обеспыливания для различных фракций летучей золы тощего донецкого угля, сжигаемого в пылевидном состоянии, составил 70—99%.

В жалюзийных золоуловителях поворот газов происходит на угол не более 150°. На фиг. 51 дана схема работы этого устройства.

Золоуловитель состоит из поставленных наклонно, под углом 30° к направлению газового потока, пластин. Газ, идущий справа налево (см. схему фиг. 51), разбивается на отдельные струйки. Увлекаемые продуктами горения

частицы летучей золы не следуют со струйками газа, а ударяются о пластинки и уходят в верхнюю часть, откуда отсасываются с газом с более высокой концентрацией золы. Этот отсосанный в количестве около 10% газ пропускают через циклон, где летучая зола отделяется, а газ возвращается в основной поток. Скорость подходящих к этому золоуловителю газов перед решёткой из пластинок составляет 12—15 м/сек при сопротивлении золоуловителя 40—50 мм вод. ст. Этого падения давления достаточно для того, чтобы пропустить отсасываемые газы через циклон, включённый в ответвление от главного газопровода, без установки дополнительного вентилятора.



Фиг. 25. Общий вид жалюзийного золоуловителя ВТИ.

В сухих инерционных золоуловителях уловленную летучую золу необходимо удалять из пространства с меньшим давлением в среду, где давление выше. Во избежание прососа воздуха через спускную трубу для золы на этой трубе ставят механические затворы, так называемые мигалки, пропускающие золу и не пропускающие воздух.

В мокрых золоуловителях летучая зола удаляется при помощи воды, которая соприкасается с летучей золой путём смачивания водой поверхностей, на которых оседает летучая зола, или путём разбрызгивания воды в потоке продуктов горения. Чаще встречается первый способ, осуществляемый золоуловителями типа скруббера с деревянной насадкой и циклонами с цилиндрической стенкой, смачиваемой водой, а также типа Модасу установленными вертикально чугунными колоннами со смачиваемой водой наружной поверхностью, размещёнными в потоке продуктами горения.

Обеспечивая высокие коэффициенты обеспыливания, мокрые золоуловители имеют ряд существенных недостатков.

Прежде всего, они непригодны для топлив с большим содержанием серы: промывочная вода имеет в этом случае большую кислотность. Но даже и для

На фиг. 52 показана конструкция жалюзийного золоуловителя ВТИ, установленного на котлоагрегате, работающем на подмосковном угле, с паропроизводительностью 12—15 т/час.

Полученные в результате испытания этого золоуловителя коэффициенты обеспыливания были пересчитаны для различных топлив. Цифры пересчётов приведены в табл. 18.

Таблица 18

Коэффициенты обеспыливания жалюзийного золоуловителя ВТИ

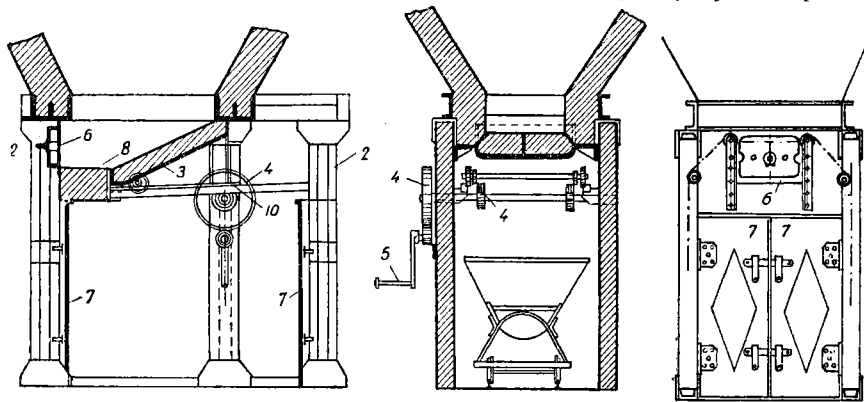
Метод сжигания, род топлива	Коэффициент обеспыливания
Топки с ручными колосниковыми решётками	90—94
Топки с механическими решётками	80—90
Фрезерный торф с размолем в шахтной мельнице	85—90
Шахтно-мельничные топки	70—80
Топливо АШ. Размол в шаровой мельнице	70—75
Топливо-подмосковный и тощий донецкий уголь. Размол в шаровой мельнице	60—67

малосернистых топлив недостатки их велики: они требуют много воды в связи с тем, что не рекомендуется устройство оборотного водоснабжения, а также требуются отстойники для осаждения золы.

Летучая зола при пылевидном сжигании состоит, в основном, из частичек размерами от 10 до 70 мк, а при слоевом сжигании — от 10 до 90 мк. Частички летучей золы плохо смачиваются водой.

Удаление шлаков и золы из котлоагрегата, а затем из котельной, связано с транспортировкой, что может быть выполнено различными способами: ручным — в вагонетках, механическим, пневматическим, гидравлическим и комбинированным.

Находящиеся в шлаковых и золовых бункерах котлоагрегата шлак и зола высыпаются в вагонетки путём открывания затворов. Один из типов подобных затворов для шлакового бункера с приводом через шестерёнку на зубчатую рейку показан на фиг. 53. Под шлаковым затвором устроен герметически



Фиг. 53. Шлаковый затвор ЦККБ:

1 — шлаковый бункер; 2 — каркас; 3 — зубчатая рейка; 4 — шестерня; 5 — рукоятка; 6 — люк; 7 — двери; 8 — порог.

закрываемый ящик. Вагонетка вкатывается в этот ящик, дверь его закрывается герметически, зольщик, вращая рукоятку шестерёнки, открывает затвор, и шлак высыпается в вагонетку. При этом спускаемый из бункера шлак заливается водой из размещённых сверху ящика труб с просверленными в них отверстиями. Устройство для удаления шлака обеспечивает минимальное загрязнение зольного помещения и герметичность шлакового бункера, что очень важно для уменьшения присоса в топку наружного холодного воздуха.

Из других систем наибольшее распространение получила гидравлическая система золоудаления, в которой шлак и зола транспортируются при помощи воды. По давлению воды система делится на низконапорную и высоконапорную. Для транспорта шлаков и золы внутри котельной преимущественное распространение в СССР получила низконапорная гидравлическая система золоудаления.

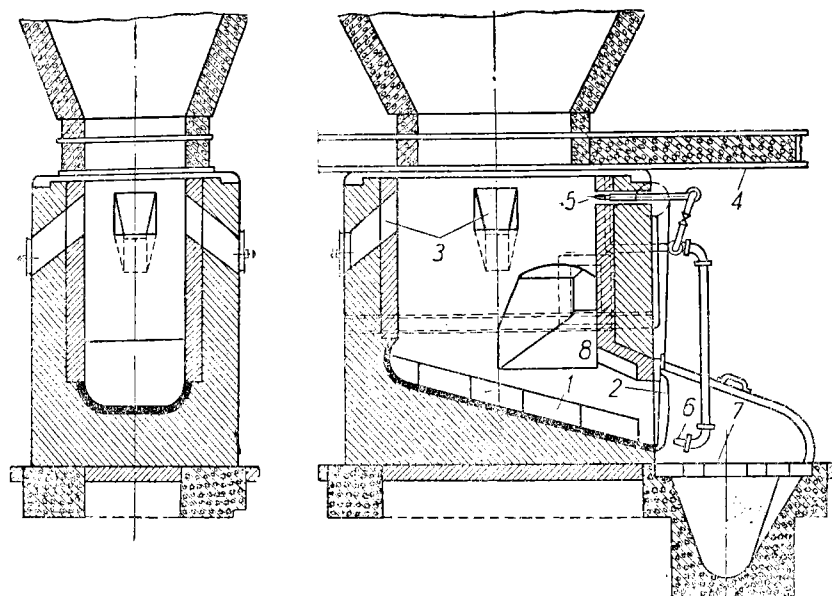
Низконапорная система выполняется в виде сети каналов в полузольном помещении, проложенных под некоторым углом наклона к горизонту. По каналам течёт вода, увлекая с собой шлаки и золу.

Уклон дна каналов принимают: для шлака — 0,012—0,015, для золы 0,01. В местах, где могут образоваться большие скопления шлаков и золы — на поворотах, у мест соединения двух каналов — устанавливают побудительные сопла, через которые вытекает струя воды на образовавшееся скопление. Вода подаётся из водопроводной магистрали зольного помещения с давлением около 5 ат.

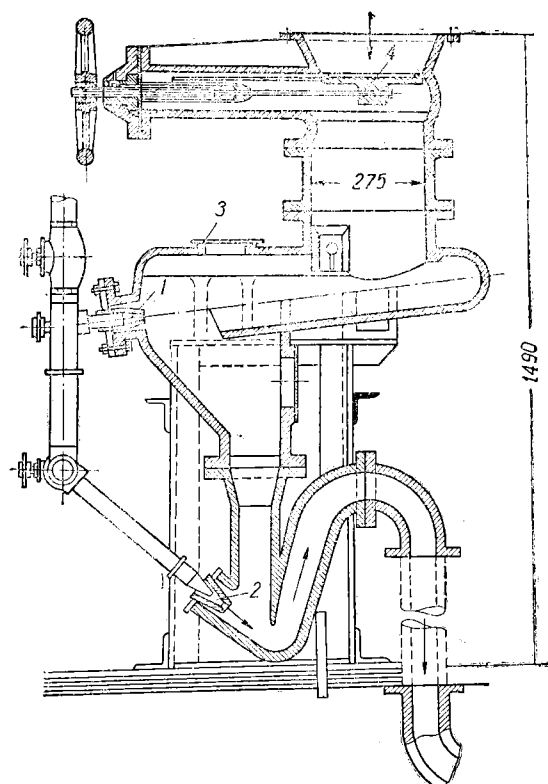
Дно и бока каналов выкладывают базальтовыми плитами.

Спуск шлаков в каналы производится через шлаковые шахты, один из вариантов которых приведён на фиг. 54.

Расход воды на смыв составляет в среднем 12 м^3 на тонну шлака при давлении воды не ниже 5 ат .



Фиг. 54. Шлаковая шахта -- комод.



Фиг. 55. Золосмывной аппарат Б-75-Т:

1 — смывное сопло; 2 — побудитель; 3 — лючок для наблюдения и чистки; 4 — шибер.

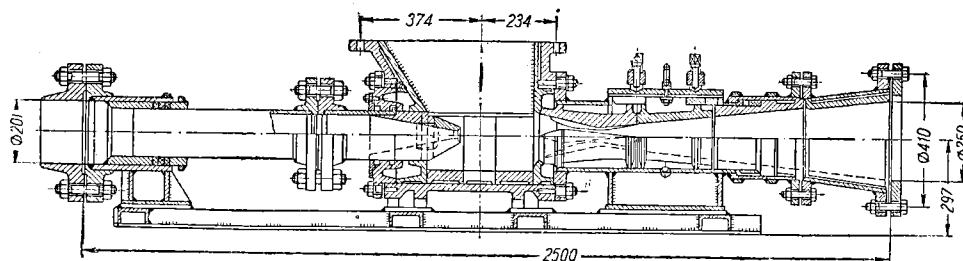
Для удаления золы из бункеров при низконапорной системе применяют золосмывные аппараты типов Б-75-Т и Б-150-Т (фиг. 55). Работа аппарата осуществляется так: открывая шибер 4, спускают золу в смывной горшок, где она накапливается, периодически золу спускают из горшка путём промывки водой с давлением $3-4 \text{ ат}$. Затем вода с золой проходит через гидравлический затвор и попадает в смывной канал. Для устранения забивания золой колена гидравлического затвора в колено подведена через сопло 2 вода под давлением. Расход воды составляет примерно $10-12 \text{ м}^3/\text{т}$ золы.

Распространённой в СССР системой для удаления шлака и золы является система с баггерными насосами и подачей гидрозоловой смеси на отвал. В этой системе шлак и зола, вынесенные водой из котельной, поступают в баггерную насосную, расположенную в непосредственной близости от котельной. Крупные куски шлака до попадания

в баггерные насосы проходят через шлакодробилку. Для удаления металлических кусков перед насосами устанавливают железотделитель. Гидро-

золовая смесь подаётся на отвал, где зола и шлак остаются, а вода отводится в реку или пруд.

В последнее время в СССР начали применять смешанные системы золоудаления. В этих системах в котельной устанавливается низконапорная система, а транспортировку золы и шлака производят за пределами котельной при помощи высоконапорной системы с применением гидроэлеватора конструкции лауреата Сталинской премии инж. Москалькова, позволяющей передавать гидрозоловую смесь на расстояние до 5 км, причём гидроэлеватор выполняет также роль шлакодробилки по отношению к крупным кускам шлака.



Фиг. 56. Гидроэлеватор системы инж. Москалькова для подачи гидрозоловой смеси на расстоянии 5 км.

На фиг. 56 дан разрез подобной конструкции гидроэлеватора инж. Москалькова. Давление воды необходимо иметь в некоторых случаях до 53 ат. По данным испытаний, расход воды на смыв 1 т шлака и золы составляет 8,3 м³, на эжекцию 9,7 м³. Расход энергии соответственно составляет 8,5 квт/час и на эжекцию 19 квт/час.

31. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ МАШИННОГО ЗАЛА *

Подогреватели питательной воды, деаэраторы, использование тепла непрерывной продувки

Целью установки подогревателей питательной воды является возвращение (регенерация) тепла, выделяющегося в подогревателях при конденсации греющего пара. Это тепло идёт на подогрев питательной воды и с нею возвращается в котлы. В конденсационных же установках без регенерации весь пар конденсируется в конденсаторе, и выделяющееся при этом тепло уходит с циркуляционной водой, т. е. бесполезно теряется.

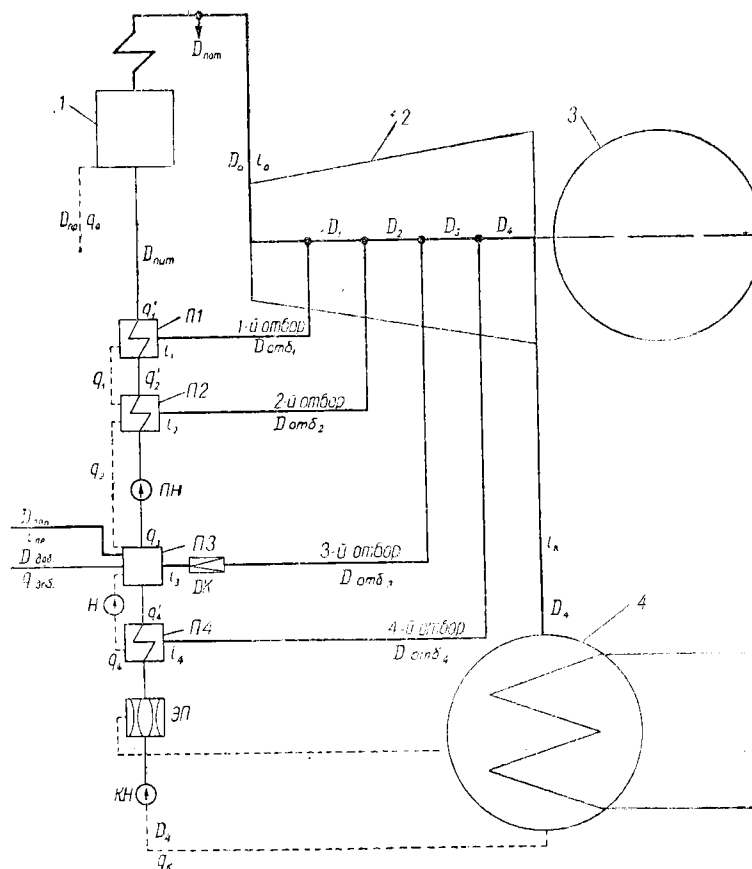
Известно, что эффективность регенеративного подогрева питательной воды возрастает с увеличением числа ступеней подогрева, т. е. числа последовательно включённых подогревателей. При заданном числе ступеней подогрева наивысшая эффективность регенерации достигается тогда, когда у всех подогревателей примерно одинаковы разности температур выходящей и входящей питательной воды, т. е. выдержано условие равенства ступеней подогрева. Указанные в ГОСТ на паровые турбины** температуры питательной воды и близкая к оптимальной разбивка на ступени подогрева обычно принимаются для расчётной нагрузки турбины; при других режимах происходят отклонения от этих величин.

Схемы включения подогревателей или так называемые принципиальные тепловые схемы установки бывают различные; один из возможных вариантов схемы с четырёхступенчатым подогревом питательной воды показан на фиг. 57. После нагрева в эжекторном подогревателе питательная вода (тонкие сплошные линии) проходит по пути к котлу через четыре подогревателя, каждый из которых обогревается паром (толстые сплошные линии) соответствующего отбора. Один из подогревателей всегда выполняется как подогреватель смешения, в нём происходит удаление из питательной воды газов, т. е. деаэрация

* Вспомогательное оборудование конденсационной установки описано в гл. VII.

** См. гл. VI, табл. 1.

её, поэтому такой подогреватель и называется *деаэратором*. На фиг. 57 показана схема подогревателя № 3. Все остальные подогреватели (№ 1, 2 и 4) обычно выполняются поверхностными, в них греющий пар конденсируется между трубками, по которым при помощи насосов подаётся питательная вода. Чаще всего применяются деаэраторы, в которых давление греющего пара поддерживают близким к 1,2 *ата*, такие деаэраторы называют *атмосферными*, их объединяют с питательными баками. Емкость питательных баков должна быть не менее двадцатиминутной потребности котлов в воде.



Фиг. 57. Принципиальная тепловая схема паротрубной электростанции средней мощности:

П1 и П2 — подогреватели высокого давления; П3 — смешивающий подогреватель № 3 (атмосферный деаэратор); П4 — подогреватель низкого давления № 4; ЭП — элеваторный подогреватель; ПН — питательные насосы; Н — перекачивающий насос; КН — конденсатный насос; ДК — дроссельный клапан; 1 — паровой котёл; 2 — паровая турбина; 3 — генератор; 4 — конденсатор.

Насосы, которые стоят между питательными баками и котлами, называются *питательными*, они развивают давление, превышающее давление в котлах. С этим давлением питательная вода проходит через подогреватели, включённые между питательными насосами и котлами, поэтому такие подогреватели (№ 1 и 2) называются подогревателями высокого давления, в отличие от подогревателей низкого давления (№ 4), включённых между конденсатором и деаэратором.

На схеме точечными линиями показан отвод конденсата из подогревателей. Для подогревателей высокого давления применяется каскадная схема отвода конденсата, при которой конденсат сам перетекает из подогревателя с более высоким давлением в подогреватель с более низким давлением (из подогревателя № 1 в № 2, из № 2 в № 3). В установках небольшой мощности также

отводят конденсат из подогревателей низкого давления, направляя его в конденсатор. Более эффективны схемы, в которых специальный перекачивающий насос нагнетает конденсат греющего пара из подогревателя низкого давления (№ 4) в деаэратор, как это показано на фиг. 57.

При разработке тепловой схемы стараются использовать тепло посторонних источников, например выделяющееся в эжекторном подогревателе. В довоенных установках находили применение сальниковые подогреватели, в которых конденсируется пар из концевых уплотнений турбины. Сальниковые подогреватели включаются между подогревателями низкого давления и деаэратором. При наличии непрерывной продувки в тепловой схеме предусматривают использование тепла продувочной воды. Схема такого использования приведена на фиг. 58.

Выходящая из котла в количестве D_{np} т/час продувочная вода с теплосодержанием q_0 ккал/кг (соответствует температуре насыщения при давлении в котле) поступает в расширитель*, обычно присоединяемый по паровой стороне к деаэратору. В расширителе теплосодержание продувочной воды снижается до q'_{np} , соответствующего давлению в деаэраторе. Из-за выделяющегося при этом тепла вода в расширителе вскипает, с выделением $D_{np.n}$ т/час пара с теплосодержанием i_{np} ккал/кг, близким к состоянию сухого насыщенного пара при давлении в деаэраторе. Выделяющийся в расширителе пар

$$D_{np.n} = \frac{q - q'_{np}}{i_{np} - q'_{np}} D_{np} \text{ т/час} \quad (36)$$

присоединяется к пару, отбираемому из турбины на деаэратор, а остающаяся вода в количестве $W_{np} = D_{np} - D_{np.n}$ т/час дополнительно охлаждается в теплообменнике непрерывной продувки от q'_{np} до q_{np} , отдавая своё тепло на нагрев от q_x до q_e добавочной воды в количестве $D_{доб} = W_{np} + D_{ном}$ т/час, где $D_{ном}$ — потери конденсата и пара в цикле**.

Нагрев добавочной воды определяется уравнением

$$q_e - q_x = \frac{W_{np}}{D_{доб}} (q'_{np} - q_{np}), \quad (37)$$

причём в условиях противотока должно быть выдержано условие

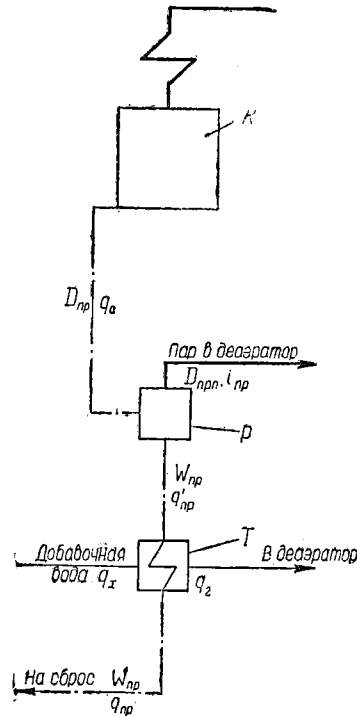
$$q_{np} - q_x = 20 \div 25 \text{ ккал/кг.}$$

При расчёте тепловой схемы для каждого из подогревателей составляют уравнение теплового баланса, в левой части которого показывают тепло, отданное греющим паром и подведённым каскадно конденсатом, в правой — тепло, воспринятое нагреваемой питательной водой, умножая последнее на коэффициент $\kappa = 1,01 - 1,02$, чтобы учесть тепловые потери подогревателя. Например, для подогревателя № 2 (фиг. 57) уравнение теплового баланса будет выглядеть так:

$$D_{отб_2}(i_2 - q_2) + D_{отб_1}(q_1 - q_2) = \kappa D_{пит}(q'_2 - q_3). \quad (38)$$

* Толстостенный сосуд, внутри которого размещены перегородки, удлиняющие путь пара в целях его осушения.

** Обычно 1—3%. Нужно стремиться к тому, чтобы эти потери были возможно меньше.



Фиг. 58. Схема установки для использования тепла непрерывной продувки котлов: р — расширитель; т — теплообменник; к — паровой котел.

Здесь и в дальнейшем применены такие обозначения:

D_0 — расход пара, входящего в турбину, в $m/час$;
 $D_{отб_1}, D_{отб_2}, D_{отб_3}, D_{отб_4}$ — расходы греющего пара первого, второго и т. д. отборов в $m/час$;

$D_{пит} = D_0 + D_{пр} + D_{пот}$ — расход питательной воды в $m/час$;

$D_1 = D_0 - D_{отб_1}, D_2 = D_1 - D_{отб_2}$ и т. д. — расходы пара через отсеки турбины за первым, вторым и т. д. отборами пара в $m/час$;

i_1, i_2, i_3, i_4 — теплосодержание пара в первом, втором и т. д. отборах пара из турбины, в $ккал/кг$, определяемое по $I-S$ диаграмме, исходя из линии действительного расширения пара в турбине;

i_0, i_k — теплосодержание пара при входе в турбину и при выходе из неё в конденсатор в $ккал/кг$;

q_1, q_2, q_3, q_4 — теплосодержание конденсата, соответствующее давлениям в первом, втором и т. д. отборах пара, в $ккал/кг$, взятое из таблиц водяного пара,

$q_i = q_1 - \Delta q, q_2 = q_2 - \Delta q$ и т. д. — теплосодержание питательной воды при выходе из первого, второго и т. д. подогревателей, в $ккал/кг$. В поверхностных подогревателях обычно недогревы $\Delta q = 5-8$ $ккал/кг$, в смешивающих подогревателях (деаэраторах) недогревы Δq равны нулю. Поэтому, например, в деаэраторе питательная вода нагревается до q_3 .

Уравнения теплового баланса первого и четвёртого подогревателей могут быть построены подобно уравнению (38) с тем упрощением, что в них нет каскадного поступления конденсата. Для смешивающих подогревателей уравнения теплового баланса составляют, приравнивая количество внесённого тепла (суммируемое по всем входящим в подогреватель потокам) количеству уносимого тепла (для деаэратора — питательной водой). Так, для схемы, приведённой на фиг. 57, уравнение теплового баланса деаэратора (подогреватель № 3) будет выглядеть так:

$$D_{отб_3} i_3 + (D_{отб_1} + D_{отб_2}) q_2 + D_{отб_4} q_4 + D_{доб} q_{доб} + D_4 q_4' + D_{пр.п} i_{пр} = D_{пит} q_3. \quad (39)$$

После составления уравнений теплового баланса для всех подогревателей и решения этих уравнений будут получены расходы пара $D_{отб_1}, D_{отб_2}$ и т. д., после чего можно определить приведённое (к 1 кг пара, входящего в турбину) внутреннее теплопадение $H_{i пр}$, подсчитываемое по уравнению (составлено для четырёх отборов) *.

$$H_{i пр} = \frac{D_{отб_1}}{D_0} (i_0 - i_1) + \frac{D_{отб_2}}{D_0} (i_0 - i_2) + \frac{D_{отб_3}}{D_0} (i_0 - i_3) + \frac{D_{отб_4}}{D_0} (i_0 - i_4) + \frac{D_4}{D_0} (i_0 - i_k). \quad (40)$$

Зная $H_{i пр}$, можно при заданном расходе пара на турбину определить ** мощность или при заданной мощности найти расход пара на турбину, а также определить важнейшие показатели установки (термический к. п. д., удельные расходы пара и тепла и т. д.).

При расчётах тепловой схемы на нерасчётные режимы работы паровой турбины давления пара в отборах нужно определять по pD -диаграмме ***

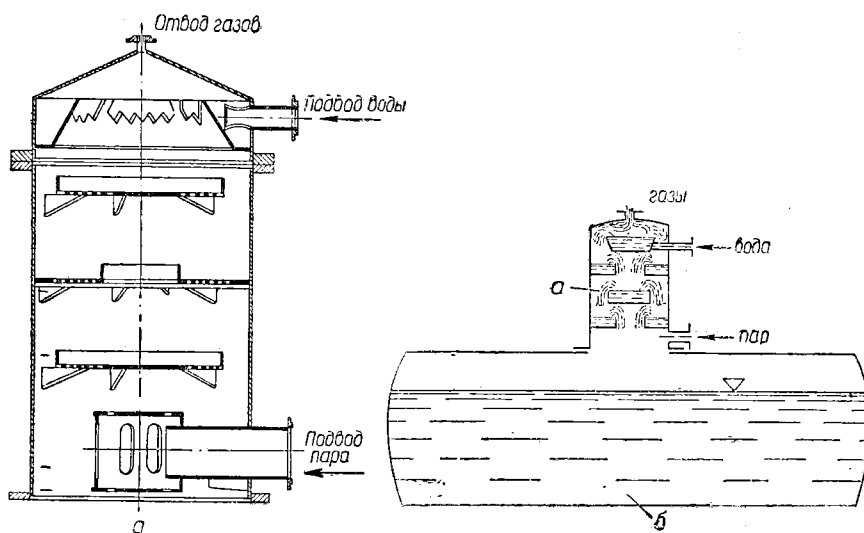
* Если вместо приведённого внутреннего теплопадения нужно определить приведённое адиабатическое теплопадение $H_0 пр$, в уравнение (40) нужно подставлять теплосодержания пара в отборах и в конденсаторе, снятые с адиабаты, опущенной из начальной точки расширения пара в турбине.

** См. гл. VI, стр. 291.

*** См. гл. VI, § 56.

или по уравнениям (24), (26). При этом следует учитывать, что пар, идущий в деаэраатор, дросселируется от давления в соответствующем отборе до 1,2 *атм* в показанном на схеме (фиг. 57) дроссельном клапане.

Установки для регенеративного подогрева питательной воды не нуждаются в особом управлении. При работе нужно следить за тем, чтобы недогревы питательной воды в поверхностных подогревателях не превышали нормального значения, так как увеличение недогрева связано со снижением эффективности. Чтобы этого не происходило, нужно не допускать работы с загрязнёнными трубками, периодически производя очистку их. Кроме того, необходимо обеспечить отсосы воздуха из всех подогревателей, для чего к паровому пространству подогревателей присоединяют трубки, по которым воздух каскадно



Фиг. 59. Атмосферный термический деаэраатор:
а — деаэрационная головка; б — питательный бак.

отсасывается из подогревателей в конденсатор. Возможно не непрерывное, а периодическое действие оттяжек воздуха, в особенности из подогревателей, работающих под давлением. Нужно следить за тем, чтобы по воздушным оттяжкам отсасывался только воздух, а не пар, так как последний проходит бы мимо турбины бесполезно и эффективность установки соответственно снижалась бы. По той же причине нужно не допускать пропусков пара по линиям каскадного отвода конденсата из подогревателей. Лучше всего установить на этих линиях водоотводчики (конденсационные горшки), которые пропускают только воду. Если водоотводчиков поставить не удаётся, нужно так отрегулировать отвод конденсата из подогревателей, чтобы уровень его не уходил из водомерного стекла, которое должно быть присоединено к расположенной ниже трубок части корпуса подогревателя.

Давление воды в трубках подогревателей всегда превышает давление пара в отборе. Поэтому на линии отбора устанавливают обратные клапаны, чтобы исключить опасность попадания воды в турбину при разрыве трубок, что могло бы вызвать тяжёлую аварию. Нужно внимательно следить за плотностью обратных клапанов и задвижек на паропроводах отборов.

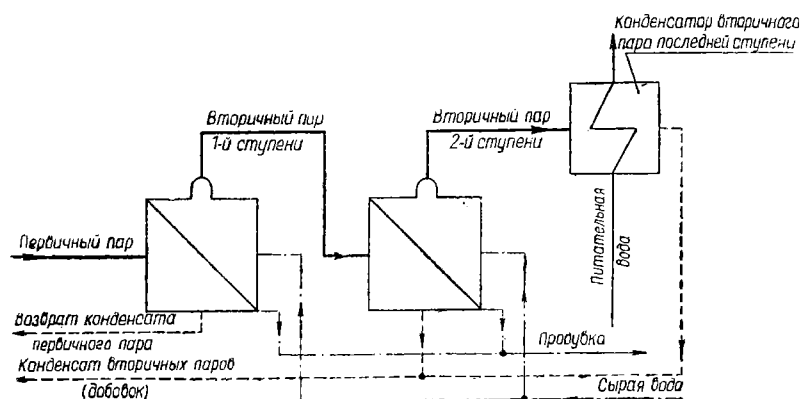
Чтобы выдерживать существующие нормы содержания кислорода в питательной воде *, через деаэраатор пропускают весь поток питательной воды. Пар, подводимый к деаэраатору, должен быть слегка перегрет, по крайней мере на 5—10°. Питательную воду вводят в деаэраатор сверху, а пар снизу (фиг. 59), так что в головке деаэраатора они движутся навстречу друг другу. Для эффек-

* См. гл. IV, табл. 3.

тивности деаэрации нужно создать возможно большую поверхность соприкосновения греющего пара с питательной водой и контакт между ними сделать достаточно продолжительным. Работа деаэратора должна быть отрегулирована так, чтобы при обеспечении необходимого минимума содержания кислорода в воде через отверстие в верхней части головки не происходило чрезмерного парения, а выходил бы только воздух с самыми незначительными следами пара.

Испарители

Иногда из-за повышенных требований к питательной воде (бессепараторные прямоточные паровые котлы, высокие давления, особенно жёсткая добавочная вода) вместо химической водоподготовки применяют испарители, целью которых является получение конденсата из сырой добавочной воды



Фиг. 60. Схема двухступенчатой испарительной установки.

для чего эта последняя должна быть сначала испарена, а затем сконденсирована. Схема двухступенчатой испарительной установки (фиг. 60) сводится к последовательному включению обеих ступеней по пару и к параллельному включению их по сырой воде. Вторичный пар первой ступени является греющим паром второй ступени, в которой он конденсируется, отдавая выделяющееся при этом тепло на испарение новой порции сырой воды. Благодаря такому использованию вторичных паров удельная производительность первичного пара тем больше, чем больше число ступеней; однако с увеличением числа ступеней установка получается более громоздкой и дорогой. Поэтому на электростанциях средней мощности чаще всего применяют одноступенчатые, реже двухступенчатые испарители. Предел температурного напора в каждой ступени испарителя нормально составляет 12—15°. Тепловой расчёт испарителя сводится к составлению для каждого корпуса уравнений теплового баланса, подобных уравнению (38), и к совместному решению этих уравнений. При средних соотношениях на 1 кг греющего пара первой ступени получается конденсата:

в одноступенчатом испарителе	0,8 кг
в двухступенчатом »	1,5 »
в трёхступенчатом »	2,2 »

Испарители бывают паротрубные (греющий пар внутри трубок) и водотрубные (греющий пар между трубками). Процессы в испарителе по сути аналогичны процессам, происходящим в паровых котлах, поэтому нужно принимать все меры для устранения накипеобразования и уноса солей с получаемым паром. В частности, обязательна продувка, а при плохой исходной воде и предварительная подготовка сырой воды, подаваемой в испарители.

Водный режим испарителя нужно строго контролировать. Чтобы обеспечить получение чистого сухого пара, обычно не допускают перегрузки испарителя сверх напряжений зеркала испарения $1500\text{--}2500 \text{ м}^3/\text{м}^2/\text{час}$ и парового объёма $1500 \text{ м}^3/\text{м}^3/\text{час}$. Накипь резко снижает производительность испарителя, поэтому если она образуется, необходимо ее систематически счищать. Нужно помнить, что в испарителях добавочная вода очищается не от всех примесей, так как в ней остаются растворённые газы. Поэтому конденсаты вторичных паров всех корпусов испарителя по пути в котлы обязательно должны пройти через деаэрактор.

Обычно греющим паром первой ступени испарителя является пар одного из отборов турбины, вторичный же пар последней ступени конденсируется в одном из подогревателей питательной воды. Нужно включать испаритель в тепловую схему так, чтобы тот подогреватель питательной воды, в котором конденсируется пар последней ступени испарителя, по ходу воды был расположен непосредственно перед подогревателем, омываемым паром отбора, из которого идёт греющий пар на испаритель. Такое включение обеспечивает достижение наивысшей термодинамической эффективности.

При наличии в установке, наряду с новыми котлами повышенного давления или бесепараторными прямоточными, также и старых котлов низкого давления, целесообразно использовать эти последние вместо испарителей, направляя добавочную воду только в старые котлы и питая новые исключительно конденсатом.

32. ТЕПЛОФИКАЦИОННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Отпускаемое с ТЭЦ тепло выражают в *мегакалориях* (миллионах больших, т. е. килокалорий), обозначаемых *мккал*, а тепловые нагрузки и мощности в *мккал/час*. Тепловым потребителям производственного характера, нуждающимся в тепле, при температурах $120\text{--}150^\circ$ и выше тепло передают по паровым сетям (производственным паропроводам), остальных тепловых потребителей обычно присоединяют к водяным тепловым сетям.

Для резервирования теплофикационных отборов паровых турбин применяются редуционно-охладительные установки (РОУ)*, в которых снижается давление (в дроссельном клапане), а затем и температура (в охладителе смешивающего типа) пара, обычно взятого непосредственно из котлов. В пароохладителе $D \text{ т/час}$ дросселированного пара с теплосодержанием $i \text{ ккал/кг}$ охлаждаются до $i_{\text{охл}} \text{ ккал/кг}$ (берётся по $I\text{-}S$ диаграмме при давлении дросселированного пара и сухости его $0,97\text{--}0,98$), отдавая соответствующую часть своего тепла на испарение $W \text{ т/час}$ вбрызгиваемой в охладитель с теплосодержанием $q \text{ ккал/кг}$ воды (обычно питательной, взятой из коллекторов котельной), в результате чего из этой воды также образуется пар с теплосодержанием $i_{\text{охл}} \text{ ккал/кг}$. Теоретический расход воды на охладитель определяется уравнением

$$W = \frac{i - i_{\text{охл}}}{i - q} D_{\text{охл}} \text{ т/час.} \quad (41)$$

Действительный расход воды несколько (на $30\text{--}40\%$) превышает теоретический, так как часть воды не успевает испариться и выпадает в сепараторе, устанавливаемом на паропроводе после РОУ. Расход свежего пара на РОУ очевидно равняется $D = D_{\text{охл}} - W$.

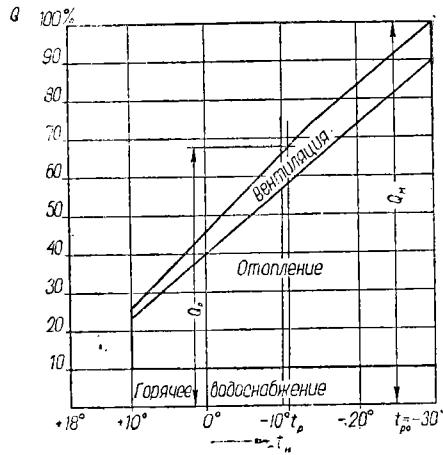
В тех случаях, когда у потребителей конденсат пара получается достаточно чистым, нужно обеспечить возвращение на ТЭЦ конденсата всего полученного потребителями пара. Возвращаемый конденсат обычно подаётся в деаэрактор перекачивающими насосами, специально устанавливаемыми для этой цели на ТЭЦ.

* Схема РОУ как элемента подогревательной (бойлерной) установки приведена на фиг. 64.

При большом невозврате конденсата с производства на ТЭЦ устанавливают паропреобразователи, конструктивно аналогичные одноступенчатым испарителям. Поскольку конденсат греющего пара паропреобразователя практически полностью возвращается в цикл, добавка воды в этот последний остаётся весьма незначительной. Потребителям отдаётся вторичный пар, получаемый в паропреобразователе испарением сырой воды, обогревается же паропреобразователь паром одного из отборов паровой турбины. Температурный напор в паропреобразователе обычно равен 12—15°, поэтому при непосредственном отпуске пара потребителям из отбора турбины в этом послед-

нем можно держать более низкое давление, чем при паропреобразователе. Поэтому в последнем случае теплофикационная выработка электроэнергии будет ниже.

Ранее (см. стр. 178) сделанные указания о режимах работы испарителей справедливы и для паропреобразователей. При обычной конструкции из паропреобразователя можно получить только насыщенный пар со степенью сухости 97—98%. При насыщенном паре тепловые потери тепловой сети значительно больше, чем при перегретом и поэтому паропреобразовательную установку обычно дополняют особым перегревателем вторичного пара. Температура перегрева подбирается так, чтобы у потребителя пар ещё имел небольшой перегрев. Кроме того, в целях повышения эффективности паропреобразователь-



Фиг. 61. График тепловых нагрузок водяной тепловой сети при

$$k_p = 1,5; t_{p,в} = -14°; \\ t_{p,о} = -30°; t_p = -10,65°.$$

ной установки, в неё вводят ещё теплообменник для использования тепла непрерывной продувки паропреобразователя и подогреватели для ступенчатого подогрева подводящей воды.

Основными группами потребителей, присоединяемых к водяным тепловым сетям, являются отопление, вентиляция и горячее водоснабжение. В то время как нагрузки горячего водоснабжения, благодаря устанавливаемым у потребителей бакам-аккумуляторам, практически неизменны в пределах как суток, так и года, расход тепла на отопление и вентиляцию зависит от температуры наружного воздуха, подчиняясь закономерности

$$Q = A(t_n - t_n) \text{ мкал/час,} \quad (42)$$

где A — постоянная величина;

t_n — температура в помещении, в среднем по району обычно принимаемая равной 18°;

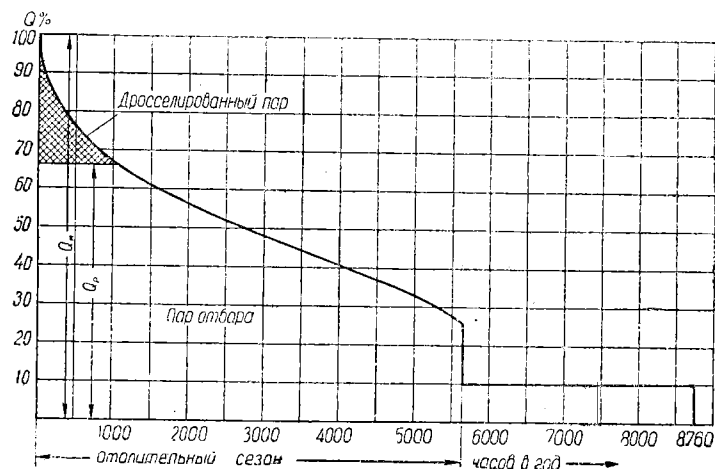
t_n — наружная температура. Расходы тепла на отопление и вентиляцию достигают наибольших значений при так называемых расчётных наружных температурах для отопления ($t_{p,о}$) и для вентиляции ($t_{p,в}$), принимаемых по климатологическим данным. Приближённо $t_n - t_{p,в} \approx 0,7 (t_n - t_{p,о})$. В зоне наружных температур от $t_{p,в}$ до $t_{p,о}$ расход тепла на вентиляцию остаётся равным расчётному. На фиг. 61 приведён график зависимости тепловых нагрузок от наружных температур при $t_{p,о} = -30°$, $t_{p,в} = -14°$ и следующем* составе тепловых потребителей (при $t_{p,о}$): отопление 80%, вентиляция 10%, горячее водоснабжение 10%.

На отопительные и вентиляционные нагрузки тепло отдаётся только во время отопительного сезона, когда наружные температуры не превышают +10°.

* Такие же тепловые нагрузки приняты при построении фиг. 62 и 63.

В этом периоде наиболее продолжительны наружные температуры, близкие к средней температуре отопительного сезона, самые же низкие наружные температуры весьма кратковременны, поэтому годовой отпуск тепла через водяные тепловые сети (фиг. 62) имеет очень короткий пик. Учитывая это, максимальную тепловую нагрузку Q_m всегда берут большей, чем расчётная нагрузка Q_p отопительного отбора*, причём обычно коэффициент редуцирования $k_p = Q_m : Q_p$ равен 1,5—1,6. Тепловые нагрузки, превышающие Q_p , покрываются дросселированным свежим паром. Из-за кратковременности теплового пика подобным образом дросселируется обычно не свыше 5—10% годового отпуска тепла.

Условия регулирования отпуска тепла водяными тепловыми сетями задаются температурным графиком, например, таким, как приведённый на фиг. 63.



Фиг. 62. Годовой график отпуска тепла через водяную тепловую сеть.

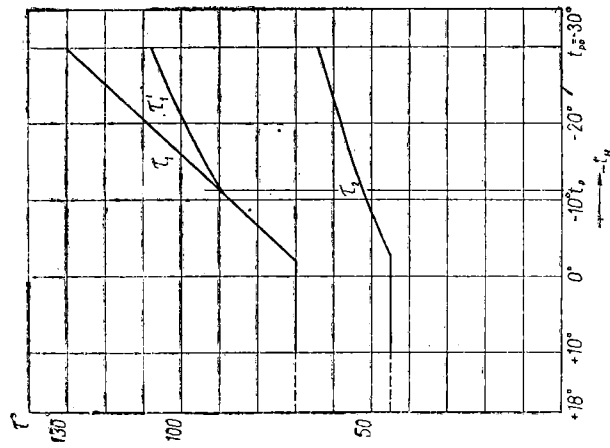
Эксплуатационный персонал должен поддерживать соответствующее наружной температуре t_n значение температуры τ_1 в подающей магистрали, указанное на графике. Водяные тепловые сети выполняются замкнутыми, т. е. возвращающаяся на ТЭЦ с температурой τ_2 обратная вода снова направляется потребителям после нагрева её до τ_1 в сетевых подогревателях (бойлерах).

Схема установки сетевых подогревателей приведена на фиг. 64. При наружных температурах от $+10^\circ$ до расчётной температуры** отбора t_p обратная сетевая вода нагревается сетевыми насосами *СН* через основные подогреватели *ОП*, где она нагревается от τ_2 до τ_1 паром регулируемого отопительного отбора турбины. При этом задвижки 1 и 2 закрыты, а задвижка 3 открыта. Из подогревателей *ОП* конденсат перекачивается конденсатными насосами *КН* в деаэрактор, возвращаясь таким образом в цикл станции. При наружных температурах от t_p до $t_{p.o}$ в работу включается также и пиковый подогреватель *ПП*, для чего закрывают задвижку 3, открывая задвижки 1 и 2. После нагрева в основном подогревателе *ОП* до промежуточной температуры τ_1' паром из отбора турбины, сетевая вода в пиковом подогревателе *ПП* дополнительно нагревается до необходимой температуры τ_1 дросселированным в РОУ свежим паром***. Конденсат дросселированного пара отводится каскадно из пикового подогревателя в основные, откуда обычным путём перекачивается конденсатными насосами в деаэрактор. Обычно в этом периоде приходится постепенно повышать

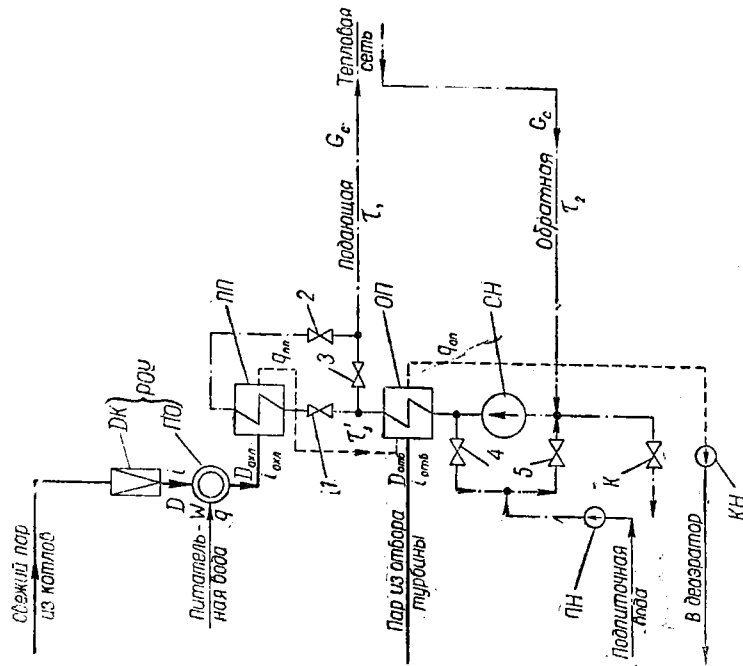
* Обычно берётся номинальное значение по ГОСТ на паровые турбины (см. стр. 266, гл. VI).

** Соответствует расчётной тепловой нагрузке отбора. Так, в примере, приведённом на фиг. 61, получается $t_p = -10,65^\circ$.

*** Если есть возможность использовать для нагрева в пиковом подогревателе пар отборов из ч. в. д. турбины, свежий пар нужно подавать только после того, как эти отборы будут полностью загружены.



Фиг. 63. Температурный график водяной тепловой сети.



Фиг. 64. Принципиальная тепловая схема установки подогревателей сетевой воды (бойлеров):

РОУ — редукционно-охладительная установка (элементы её: ДК — просеивный клапан; ПО — парохладитель); ПП — пинный подогреватель; ОП — основной подогреватель; СН — сетевой насос; ПН — подпиточный насос; К — предохранительный клапан; КН — конденсатный насос.

давление пара в регулируемом отборе, так как без этого нельзя было бы нагреть сетевую воду в основных подогревателях до необходимой* температуры τ'_1 . Для того чтобы обеспечить нормальную работу конденсатных насосов, в этом периоде конденсат основных подогревателей переохлаждают до $q_{on} \approx \sim 100$ ккал/кг независимо от давления регулируемого отбора.

Покрываемые греющим паром тепловые нагрузки можно определить по уравнениям:

для пара отбора

$$Q_{отб} = D_{отб}(i_{отб} - q_{o,n}) 10^{-3} \text{ мккал/час}; \quad (43)$$

для дросселированного свежего пара

$$Q_{др} = D_{охл}(i_{охл} - q_{o,n}) 10^{-3} \text{ мккал/час}, \quad (44)$$

где $D_{отб}$, $D_{охл}$ — расходы пара отбора и выходящего из РОУ пара в $t/\text{час}$;
 $i_{отб}$, $i_{охл}$ — теплосодержания пара отбора и охлаждённого в РОУ пара в ккал/кг;

$q_{o,n}$ — теплосодержание конденсата, переохлаждённого в основных подогревателях, в ккал/кг.

В периоде теплового пика (наружные температуры от t_p до $t_{p,o}$) уравнения теплового баланса установившихся сетевых подогревателей будут следующие:

для пикового подогревателя

$$D_{охл}(i_{охл} - q_{n,n}) = \kappa G_c(\tau_1 - \tau'_1); \quad (45)$$

для основных подогревателей

$$D_{отб}(i_{отб} - q_{o,n}) + D_{охл}(q_{n,n} - q_{o,n}) = \kappa G_c(\tau'_1 - \tau_2). \quad (46)$$

При наружных температурах от $+10$ до t_p пиковый подогреватель выключен, а для основных можно написать

$$D_{отб}(i_{отб} - q_{o,n}) = \kappa G_c(\tau_1 - \tau_2), \quad (46, a)$$

где G_c — расход сетевой воды в $t/\text{час}$;

τ_1 и τ'_1 — температуры сетевой воды после пикового и основных подогревателей в $^{\circ}\text{C}$;

τ_2 — температура обратной сетевой воды в $^{\circ}\text{C}$;

$i_{охл}$, $q_{n,n}$ — теплосодержание греющего пара и его конденсата в пиковом подогревателе;

$\kappa = 1,01 - 1,02$ — коэффициент, учитывающий тепловые потери подогревателей. Остальные обозначения прежние.

Для возмещения потерь сетевой воды необходимо подавать в тепловую сеть подпиточную воду, для чего устанавливают специальные подпиточные насосы. Обычно подпитка составляет около $0,01 G_c$, при непосредственном водоразборе, кроме того, добавляется и весь расход воды на горячее водоснабжение. Подпитка тепловой сети обычно осуществляется по схеме**, приведенной на фиг. 64, с применением подпиточного насоса, перемычки от напорной на всасывающую сторону сетевых насосов и установкой на этой перемычке задвижек 4 и 5. Меняя степень закрытия этих задвижек при неизменных напорах подпиточного и сетевых насосов, можно изменять давления в подающей и в обратной магистралях тепловой сети, изменяя при этом также и положение пьезометрических линий этих магистралей. Излишки сетевой воды удаляются через предохранительный клапан К.

Необходимо обеспечить деаэрацию сетевой воды в обычном атмосферном

* В соответствии с ГОСТ 3618-47 на паровые турбины в отопительном отборе может быть не выше $2,5 \text{ ата}$, чем и ограничиваются возможности нагрева сетевой воды в основных подогревателях.

** Возможно упрощение этой схемы путём применения автоматики.

деаэраторе (см. стр. 172) или путём сульфитирования её, а также удаление из неё накипеобразующих соединений.

По существующим нормам, при выборе паропроизводительности паровых котлов нужно исходить из тепловой нагрузки, соответствующей средней температуре $t_{н.х}$ наиболее холодного месяца, которую берут по климатологическим данным. Определить эту тепловую нагрузку, зная $t_{н.х}$, можно по графику тепловых нагрузок. Так, для примера, приведённого на фиг. 61, оказывается $t_{н.х} = -11,2^\circ$. Этой наружной температуре по фиг. 61 соответствует тепловая нагрузка, равная $0,68 Q_m$.

Обычно устанавливаются три сетевых насоса, рассчитанных каждый на 50% расхода сетевой воды, т. е. один из сетевых насосов находится в резерве. Мощность привода сетевого насоса можно определить по уравнению

$$N_c = \frac{\kappa \cdot G_c \cdot H_c}{370 \cdot \eta_n \cdot z} \text{ кВт}, \quad (47, a)$$

где H_c — необходимый напор сетевого насоса в м вод. ст., определённый из гидродинамического расчёта тепловой сети;

$\kappa = 1,05-1,10$ — запас мощности электродвигателя;

η_n — к. п. д. насоса;

z — число одновременно работающих насосов (обычно два).

В установке подогревателей сетевой воды обычно применяют два конденсатных насоса, выбираемых без резерва по максимальному суммарному расходу $D_{сум} = D_{охл} + D_{отс}$ дросселированного пара и пара отбора в $m^3/час$ при $t_{р.о}$. Напор этих насосов обычно равен $H_k = 30 \div 40$ м вод. ст. Мощность привода конденсатного насоса определяется по уравнению

$$N_n = \frac{\kappa \cdot D_{сум} \cdot H_k}{370 \cdot \eta_n \cdot z} \text{ кВт}. \quad (47, б)$$

Мощность привода подпиточных насосов определяется по аналогичной формуле, напор их находят специальным расчётом.

Для того чтобы определить мощность, расходующую на перекачку воды, нужно мощность привода соответствующего насоса, определяемую по уравнениям (47), поделить на к. п. д. электродвигателя η_m , причём при полной нагрузке он обычно равен $\eta_m = 0,94 - 0,95$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Цицкевич Е. А., Рациональное выполнение и эксплуатация тягодутьевых установок, Госэнергоиздат, 1947.
2. Бутенко Н. Л., Монтаж вентиляторов и дымососов, Госэнергоиздат, 1943.
3. Киселев В. И., Насосы, компрессоры, воздуходувки и вентиляторы, Металлургияиздат, 1943.
4. ОРГРЭС, Справочные указания по наплавке быстроизнашивающихся деталей порошкообразными твердыми сплавами, 1944.
5. Знаменский Г. М., Насосы, компрессоры, вентиляторы, Гостехиздат УССР, 1951.
6. Комаров А. М., Лукницкий В. В., Справочник для теплотехников электростанций, Госэнергоиздат, 1949.
7. Лукницкий В. В., Сильвестров В. В., Паровые электростанции небольшой и средней мощности, Госэнергоиздат, 1941.
8. Залогин Н. С., Шухер С. М., Очистка дымовых газов, Госэнергоиздат, 1948.
9. Керцелли Л. И. и Рыжкин В. Я., Тепловые электрические станции, Госэнергоиздат, 1949.

ГЛАВА IV ВОДОПОДГОТОВКА

33. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В любой воде, за исключением химически чистой, находятся различные вещества: соли, кислоты, газы, минеральные и органические частицы.

Наличие в воде солей кальция Ca и магния Mg сообщает воде свойство, называемое жёсткостью. Концентрацию этих солей в воде принято измерять в условных единицах — градусах жёсткости.

Градус жёсткости, применяемый в СССР, соответствует содержанию в одном литре воды 10 мг извести CaO. По ГОСТ 6055-51 жёсткость воды измеряется количеством миллиграммов эквивалентов в литре воды.

Содержание в воде других накипеобразователей и любых химических соединений может быть также подсчитано в градусах жёсткости путём нахождения эквивалента градуса жёсткости для данного соединения в мг/л:

$$Г = \frac{10 M}{28 B} \text{ мг/л (или г/л)},$$

где G — искомый эквивалент градуса жёсткости для данного химического соединения;

M — молекулярный вес соединения;

B — валентность соединения.

Для некоторых соединений эти эквиваленты имеют следующие значения:

бикарбонат кальция $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$	28,93 мг/л
бикарбонат магния $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$	26,07 »
гипс Ca SO_4	24,29 »
сода $\text{Na}_2 \text{CO}_3$	18,93 »
поваренная соль NaCl	20,9 »
углекислота CO_2	7,84 »

В некоторых случаях удобно применять измерение количества накипеобразователей — солей жёсткости — в тонно-градусах. Тонно-градус — количество солей жёсткости, содержащихся в одной тонне воды при жёсткости её один градус.

Карбонатная жёсткость H_k характеризует в градусах жёсткости содержание в воде бикарбонатов кальция $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$ и магния $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$.

Некарбонатная, или постоянная жёсткость H_n представляет в градусах жёсткости наличие в воде всех остальных, кроме бикарбонатных, соединений кальция и магния.

Жёсткость общая H_o — выраженное в градусах жёсткости наличие в воде всех соединений накипеобразователей — кальция и магния.

Количество находящихся в воде тех или иных веществ удобно измерять в миллиграммах на литр воды. Общее количество в мг/л растворённых в профильтрованной воде веществ называется сухим остатком.

Содержание в воде тех или иных веществ, а также их концентрация зависят от происхождения вод.

Атмосферные воды — дождевая и снеговая — в населенных местностях загрязняются окислами азота, поваренной солью, частичками угля, сероводородом, хлором и другими веществами.

В атмосферной воде населённых мест сухой остаток достигает 40 мг/л, жёсткость в среднем 0,2 — 0,4° и доходит до 1,5°.

Поверхностные воды — воды ручьёв, рек, озёр имеют самый разнообразный состав загрязнений в зависимости, главным образом, от того, как поступает в реки вода и какие породы река омывает. Состав загрязнений для одной и той же реки зависит от количества выпадающих осадков и времени года. Зимой и летом обычно жёсткость выше, чем весной и осенью.

Характеристика воды некоторых рек СССР приведена в табл. 1.

Таблица 1

Химический анализ загрязнений речных вод СССР

Примесь	Единица измерения	Название рек									
		Нева	Кама	Волга	Москва	Ока	Днепр	Северный Донец	Казенный Тора	Тора	
Взвешенные вещества	мг/л	12,6	14,4	15,2	17,5	44	27,6	—	—	—	
Сухой остаток	»	80,0	197,6	259,2	345,2	242,0	201,6	900,0	1850,0	—	
Минеральный остаток	»	20,4	—	218,4	298,6	183,0	169,6	—	—	—	
Окись кальция CaO	»	14,0	38,3	77,2	79,7	100,6	54,2	—	—	—	
Окись магния MgO	»	3,6	12,4	27,5	33,6	6,8	16,2	—	—	—	
Хлориды Cl	»	—	44,2	6,9	28,0	5,9	7,0	150,0	320,0	—	
Сульфаты SO ₄	»	4,4	10,11	25,2	31,7	4,0	7,7	—	—	—	
Кремнекислота SiO ₂	»	2,0	6,6	11,6	8,6	10,4	12,5	15,0	10,0	—	
Окисляемость по O ₂	град.	9,3	—	—	—	9,35	—	8,0	12,0	—	
Карбонатная жёсткость	град.	1,93	3,64	10,11	10,8	10,88	16,0	15,0	7,33	—	
Постоянная жёсткость	»	—	1,88	1,49	2,0	—	26,0	7,0	0,15	—	
Общая жёсткость	»	1,93	5,52	11,6	12,8	10,88	42,0	12,0	7,48	—	

Воды озёр, прудов часто имеют большое количество растворённых органических коллоидных веществ.

Подземные воды — грунтовые, ключевые и артезианские — обычно имеют мало взвешенных веществ, но зато в них находится много растворённых минеральных соединений.

Воды морей характеризуются большим количеством растворённых веществ, особенно соединений магния. Сухой остаток их доходит до 40000 мг/л, а общая жёсткость — до 600°.

Все эти вещества попадают в воду извне, чаще всего путём растворения тех пород, с которыми соприкасается вода.

Характеристика различных находящихся в воде веществ и их роли в нарушении нормальной работы тепловых аппаратов следующая.

Взвешенные вещества, минеральные или органические, имеют размер частичек больше 0,2 мк. Взвешенные, особенно органические, частички в котловой воде увеличивают вспенивание и тем самым ведут к увеличению загрязнения пара. Кроме того, отлагаясь в местах, где скорость воды мала, уменьшают проходное сечение.

Коллоидально растворённые вещества с размером частичек от 0,001 до 0,2 мк могут иметь как органическое, так и минеральное происхождение. Коллоидально растворённые вещества в котловой воде дают очень большое вспенивание её и тем самым приводят к сильному загрязнению пара. Некоторые вещества, как, например, кремнекислота, находящаяся в коллоидальном состоянии, могут привести к нарушению циркуляции воды в котлах, перекрывая своими отложениями проходное сечение кипятильных труб котлов. Эти явления имеют место при высоких давлениях пара.

Растворённые вещества характеризуются минимальным размером частичек, — размером молекул или ионов. Растворяются в воде могут все вещества — твёрдые, жидкие и газообразные.

Растворённые в воде вещества чаще всего распадаются электролитически на катионы и анионы. Количество катионов и анионов в растворе одинаково, так как раствор электрически нейтрален.

В подавляющем большинстве случаев катионами являются металлы и обозначаются они следующим образом: Na⁺, Ca²⁺, Mg²⁺, Fe³⁺ и Al³⁺.

Анионы имеют следующее обозначение: Cl⁻, SO₄²⁻ и т. п.

Максимальное количество вещества в граммах, которое можно при данной температуре растворить в 100 г раствора, носит наименование коэффициента растворимости данного вещества.

Для подавляющего количества веществ имеет место положительный коэффициент растворимости, т. е. при увеличении температуры воды увеличивается количество данного вещества в растворе.

Известь CaO и гидрат окиси магния Mg(OH)₂ имеют отрицательный коэффициент растворимости, т. е. их растворимость с ростом температуры падает.

У карбоната кальция CaCO₃, гипса CaSO₄ и сернокислого магния MgSO₄ коэффициент растворимости при низких температурах имеет положительное значение, при более высоких — отрицательное.

Растворимость некоторых химических веществ дана в табл. 2.

Растворимость химических веществ в воде

Таблица 2

Наименование химических веществ	Температура в град.	Граммов вещества в 100 г раствора	Наименование химических веществ	Температура в град.	Граммов вещества в 100 г раствора	
NaOH	5	45,5	CaCO ₃	8	0,001	
	12,3	50,8		24	0,0012	
	64,3	68,49		100	0,0014	
		180		0,0005		
Na ₃ PO ₄ · 12H ₂ O	0	3,6	CaSO ₄ · 2H ₂ O	10	0,192	
	10	10,6		20	0,204	
	20	25,8	CaSO ₄ · 1/2 H ₂ O	110	0,129	
	40	69,9		180	0,011	
Na ₂ CO ₃	0	6,63	CaSO ₄	180	0,011	
	10	11,2		Mg(OH) ₂	18	0,0008
	25	22,8			100	0,0004
	50	32,2	180	0,0001		
Al ₂ (SO ₄) ₃ · 18H ₂ O	0	23,8	CaCl ₂ · 6H ₂ O	20	42,7	
	10	25,1		170	71,8	
	20	26,6	Na ₂ SO ₄ · 10H ₂ O	20	16,2	
	40	31,4		180	30,4	
Fe ₂ SO ₄ · 7H ₂ O	0	15,5	MgSO ₄ · 7H ₂ O	15	25,08	
	20	21,0		100	33,5	
	40	28,67		154	16,5	
CaO	0	1,31	MgCl ₂ · 6H ₂ O	10	34,9	
	15	1,29		40	36,5	
	30	1,13		100	42,2	
	50	0,96		181,5	55,8	
	60	0,86	MgCO ₃	12	0,097	
	70	0,75		NaCl	10	26,3
	80	0,67			100	28,15
95	0,58					

Некоторые из растворённых в воде веществ при изменении температуры воды и особенно при переходе ее из жидкого состояния в пар выделяются из воды в твёрдом состоянии, образуя либо отложения на стенках поверхности нагрева (накипь), либо выпадая из воды в виде взвешенных частиц (шлам).

Вода растворяет также газы: кислород, углекислоту, азот, сероводород и др. Количество растворённого при данной температуре газа пропорционально давлению газа над водой.

Самыми распространёнными агрессивными газами в воде являются кислород и углекислота. Наличие их в воде паровых котлов при повышенном давлении пара приводит к коррозии металла.

Бикарбонаты кальция и магния обладают значительно более высокой растворимостью, чем карбонаты этих металлов. Но бикарбонаты могут существовать в воде только при наличии в ней растворённой свободной углекислоты, количество которой зависит от давления углекислоты над поверхностью воды и от температуры воды. Повышение температуры воды приводит к уменьшению количества свободной растворённой углекислоты, в результате чего бикарбонаты распадаются на карбонаты с выделением свободной углекислоты. Образовавшиеся карбонаты выпадают из воды в виде накипи.

Из всех последствий загрязнения воды различными веществами самым существенным в теплосиловых установках является накипь.

Наличие накипи на стенках теплообменных аппаратов в первую очередь приводит к уменьшению общего коэффициента теплопередачи.

Основную роль при этом играет низкая теплопроводность накипи. Для основных видов накипи коэффициент теплопроводности имеет следующую величину:

накипь с содержанием масла	0,1 ккал/м час °С
силикатная накипь	0,02—0,2 ккал/м час °С
гипсовая накипь	0,5—2,0 »
углекислый кальций (аморфный)	0,2—1,0 »
углекислый кальций (кристаллический)	0,5—5,0 »

Накипь более пористая имеет коэффициент теплопроводности меньший, чем более плотная накипь.

Наличие накипи на стенках котлов, работающих в области высоких температур, приводит к перегреву металла и разрыву труб.

Накипь на конденсаторных трубках приводит к ухудшению вакуума или увеличению расхода на собственные нужды станции.

Накипь на стенках охлаждающих рубашек двигателей внутреннего сгорания является причиной появления трещин в головке цилиндра двигателя и прекращения охлаждения, что влечёт за собой аварию.

Поэтому необходима предварительная и выполненная наиболее экономным способом подготовка воды, которая должна предотвратить отложение накипи, унос солей паром и коррозию металла.

Требования к питательной воде котельных установок

Тип котлов	Общая жёсткость воды в град., не более	Содержание масла в мг/л, не более	Содержание кислорода в мг/л, не более	Содержание связанной углекислоты в мг/л, не более
Котлы с естественной циркуляцией при давлении пара				
до 15 атм . . .	0,8/1,0	5	0,1	60
до 35 » . . .	0,15/0,2	2	0,05	35
110 » . . .	0,1/0,15	0,5	Следы	10

Требования, предъявляемые к питательной воде котельных установок, даны в табл. 3.

В табл. 3 в графе жёсткости числитель даёт нормальные значения общей жёсткости, а знаменатель — предельно-допустимые кратковременные.

В перегретом паре не должно быть: сухого остатка свыше 3 мг/л; щёлочности свыше 0,15%, жёсткости свыше 0,05%, влажности насыщенного пара, входящего в пароперегреватель, выше 0,5%.

Эти качественные характеристики перегретого пара должны быть получены при условии величины продувки для конденсационных станций и отопитель-

ных ТЭЦ при отсутствии невозврата конденсата 2—3%, а для ТЭЦ с большим невозвратом конденсата 5—7%.

В соответствии с указанными выше нормативами качества пара и процентом продувок в табл. 4 даны проектные нормы качества котловой воды для котлов, имеющих экраны.

Таблица 4

Проектные нормы качества котловой воды для экранированных котлов						
Давление пара в ат	Характеристика котельного агрегата		Для котлов, устанавливаемых на чисто конденсационных станциях и отопительных ТЭЦ		Для котлов, устанавливаемых на ТЭЦ с отдачей пара на производство и с добавкой химически очищенной воды	
	Метод сжигания топлива	Внутрибарабанные устройства для борьбы с загрязнением пара	сухой остаток в мг/л	щёлочность (миним.) в град.	сухой остаток в мг/л	щёлочность в град.
До 15	Слоевой	Механическая сепарация . . .	—	—	6000	55
» 25		» » . . .	2500	5—7	2500	35
» 35	»	» » . . .	1600	5—7	1600	25
» 35		Механическая сепарация и ступенчатое испарение . . .	—	—	5000	60
» 25	Пылеугольный	Механическая сепарация . . .	2000	5—7	2000	25
» 25		» » . . .	—	—	5000	60
» 35	»	Механическая сепарация . . .	1500	5—7	1500	25
» 35		Механическая сепарация и ступенчатое испарение . . .	—	—	4000	50

Таблица 5

Расчётные нормы качества котловой воды для неэкранированных котлов низкого давления

Типы котлов	Наименование показателя качества воды	Размерность	Пароперегреватель имеется		Пароперегреватель отсутствует	
			Удельное паронапряжение в кг/м ² час			
			20	30	20	30
Водотрубные котлы без нижних барабанов и грязевиков, а именно Шухов-Берлин, Штейн-Мюллера и др.	а) сухой остаток	мг/л	3000	2500	2500	2000
	б) Cl + SO ₃ + SiO ₂	»	1800	1500	1500	1200
	в) щёлочность	град.	30—35	20—30	25—30	20—25
	г) шламосодержание	мг/л	2500	2000	2000	1500
Водотрубные котлы с нижними барабанами	а) сухой остаток	»	5000	4000	4000	3500
	б) Cl + SO ₃ + SiO ₂	»	3000	2500	2500	2000
	в) щёлочность	град.	45—50	35—45	35—45	30—35
	г) шламосодержание	мг/л	15000	12000	12000	10000
Водотрубные котлы с грязевиками	а) сухой остаток	»	6000	4500	4500	4000
	б) Cl + SO ₃ + SiO ₂	»	3500	2700	2700	2500
	в) щёлочность	град.	50—60	40—50	40—50	35—40
	г) шламосодержание	мг/л	25000	20000	20000	15000
Котлы с дымогарными трубами (паровозные и пароходные)	а) сухой остаток	»	5000	4000	4000	3500
	б) Cl + SO ₃ + SiO ₂	»	3000	2500	2500	2000
	в) щёлочность	град.	40—50	30—40	30—40	30—40
	г) шламосодержание	мг/л	6000	5000	5000	4000
Жаротрубные котлы	а) сухой остаток	»	20000	16000	16000	12000
	б) Cl + SO ₃ + SiO ₂	»	12000	9000	9000	7500
	в) щёлочность	град.	80	70	70	60
	г) шламосодержание	мг/л	8000	7000	7000	6000

Для котлов низкого давления незкранированных, питающихся сырой водой при проведении внутрикотловой обработки воды, нормы приведены в табл. 5. В случае питания этих котлов водой, прошедшей водоподготовку, приведенные в таблице цифры могут быть увеличены на 25%.

34. СХЕМЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ВОДОЧИСТИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Основное назначение водоочистительных устройств — борьба с образованием накипи.

Пути борьбы с накипеобразованием следующие:

1. Удаление из воды накипеобразователей методом осаждения.
2. Замена накипеобразователей солями, не образующими в барабанных котлах накипи, — катионирование.
3. Перевод накипеобразователей в шлам — коррекционный метод и антинакипины (внутрикотловая обработка).
4. Стабилизация бикарбонатов кальция и магния — метод стабилизирующих присадков и насыщение воды продуктами сгорания.
5. Полное обессоливание воды — дистилляция воды.

Удаление из воды накипеобразователей методом осаждения состоит в том, что путём обработки воды различными реагентами получают вместо растворимых соединений кальция и магния нерастворимые, которые удаляют из воды путём отстаивания и фильтрации.

Реагенты, применяемые в этом методе, — сода, известь, едкий натр, три-натрийфосфат, углекислый барий, алюминат бария и другие.

Одним из методов осаждения является термический метод, основанный на том, что при подогреве воды до ввода в котёл добиваются распада бикарбонатов кальция и магния на труднорастворимые карбонаты и углекислоту. Термическим методом обработки воды можно снизить только карбонатную жёсткость.

Из химических методов наиболее распространён в данное время содо-известковый метод. При этом методе вода обрабатывается растворами соды и извести, причём известь воздействует на карбонатную жёсткость, магниальную жёсткость и на свободную углекислоту. Сода воздействует на кальций, образуя карбонат кальция.

В результате обработки накипеобразователей содой и известью получают труднорастворимые карбонаты кальция и магния и гидрат окиси магния, которые удаляются из воды в отстойнике и фильтре.

Принципиальная схема содо-известковой водоочистки дана на фиг. 1.

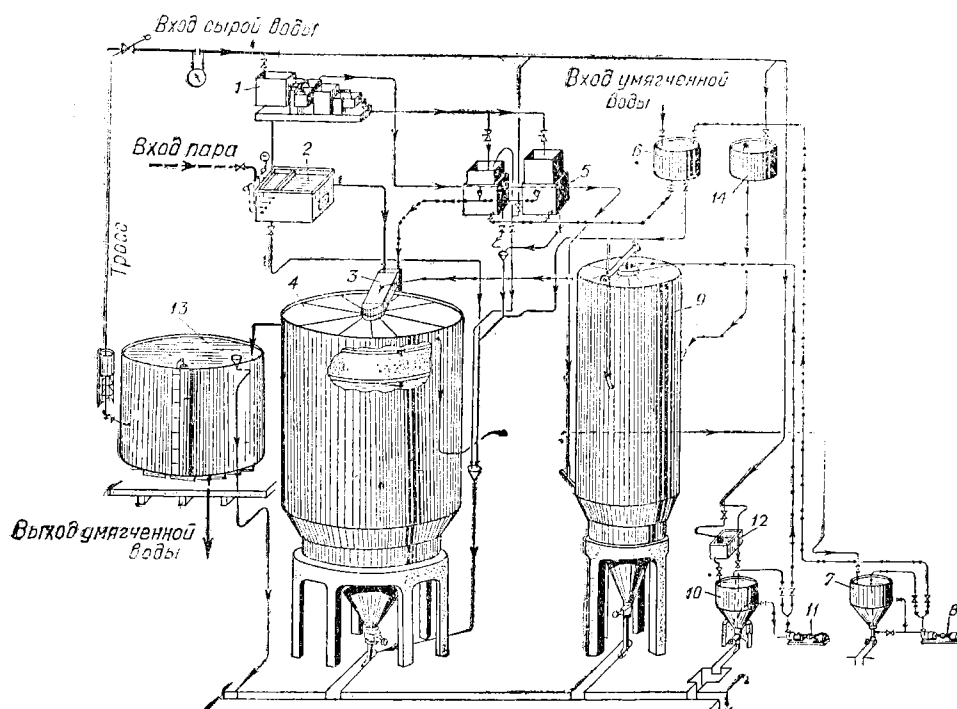
Очищаемая вода поступает на распределитель воды 1, где делится на три потока: основной, идущий на подогреватель 2, второй поток, идущий на сатуратор 9 и третий — на вытеснитель раствора соды 5. Распределитель должен разделить воду по трём потокам соответственно потребности в реагентах — извести и соде для обработки воды.

Раствор соды и извести из вытеснителя 5 и сатуратора 9 поступает на смешение с основным потоком подогретой воды в смесительный жёлоб 3, откуда поступает в отстойник 4, из которого, пройдя фильтр из древесной шерсти, попадает в бак умягчённой воды 13.

В тех случаях, когда нежелательно увеличение в воде количества органических веществ, фильтр из древесной шерсти заменяют кварцевым.

Метод умягчения воды путём замены накипеобразователей солями, не образующими накипи, имеет большое распространение в теплосиловых установках Союза ССР. Он основан на способности некоторых веществ к так называемому катионному обмену, заключающемуся в том, что катионы кальция и магния в накипеобразующих солях меняются местами с катионами натрия, входящими в состав этих веществ. В результате, в воде вместо накипеобразователей будут соли натрия, имеющие более высокий коэффициент растворимости и не образующие накипи.

Вещество, в которых катионы натрия заменились катионами кальция и магния, теряет свою обменную способность и для её возобновления должно



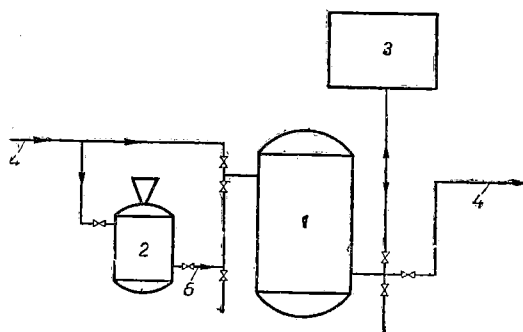
Фиг. 1. Схема однофазной известково-содовой водоочистки:

1 — распределитель воды; 2 — подогреватель (смеситель); 3 — смесительный желоб; 4 — отстойник с древеси́но-шерстным фильтром; 5 — вытеснитель раствора соли; 6 — бак для раствора соли; 7 — мешалка для соли; 8 — центробежный электрический насос для содового раствора; 9 — сатуратор; 10 — мешалка для извести; 11 — центробежный электрический насос для известкового молока; 12 — нщик для гашёной извести; 13 — бак для умягчённой воды; 14 — бак для извести.

подвергнуться регенерации. Регенерация осуществляется промывкой вещества раствором поваренной соли и последующей отмывкой.

Принципиальная схема Na-катионитовой установки показана на фиг. 2.

При умягчении воды обрабатываемая жёсткая вода проходит через катионитовый фильтр 1 и затем поступает в бак умягчённой воды.



Фиг. 2. Схема с повторным использованием соли: 1 — катионитовый фильтр; 2 — солерастворитель; 3 — бак для отработанного раствора соли; 4 — умягчённая вода; 5 — растворитель соли.

В результате умягчения жёсткой воды в Na-катионитовых фильтрах жёсткость воды уменьшается до $0,1^\circ$, сухой же остаток имеет даже несколько большую величину, чем до умягчения.

Для регенерации истощенного Na-катионита сначала производят его взрыхление отработанным раствором соли из бака, а затем производят регенерацию: впускают в слой Na-катионита раствор поваренной соли из солерастворителя.

Дальнейшая операция приведения фильтра в работоспособное состояние заключается в отмывке фильтра от продуктов регенерации,

Если в фильтрах применить не Na-катионитовый материал, а H-катионитовый, то в результате фильтрации полностью ликвидируется карбонатная жёсткость. Соли постоянной жёсткости дают кислоты. Поэтому H-катионитовый метод умягчения комбинируют с Na-катионитовым с таким расчётом, чтобы получающиеся при обработке части воды H-катионитом кислоты нейтрализовались щелочами, получающимися при фильтрации остальной части воды через Na катионитовый фильтр. H-катионитовый фильтр после истощения материала регенерируется раствором серной кислоты.

Все же Na-катионитовый метод умягчения воды не даёт полного освобождения от солей жёсткости и необходимо для предупреждения отложений накипи дать воде после Na-катионитовых фильтров дополнительную обработку, учитывая наличие и в конденсате солей жёсткости.

Дополнительная обработка воды заключается в переводе накипеобразователей в шлам путём применения коррекционного метода.

Коррекционный метод заключается в том, что в питательную воду с остаточной жёсткостью добавляют раствор фосфатов натрия, чаще всего для этого берут тринатрийфосфат.

Получающиеся при такой обработке воды фосфаты кальция и магния образуют шлам, а не накипь и удаляются из котла продувкой.

Для неэкранированных котлов сравнительно небольшой производительности (с давлением не выше 15 ат и паронапряжением до 30 кг/м² час) и с большим возвратом конденсата более простым является применение упрощённых методов — внутрикотловой и термической обработки воды и частичное катионирование.

Внутрикотловая обработка воды состоит в том, что к подаваемой в котёл питательной необработанной воде дают присадку осадительных реагентов — антинакипинов, способствующих выпадению солей жёсткости в виде шлама. Шлам удаляется из котла продувкой.

Антинакипины по способу их действия на соли жёсткости можно разбить на три группы.

Антинакипины первой группы — щелочные реагенты, вступающие в химическую реакцию с солями жёсткости и дающие трудно растворимые соединения в виде шлама. К этим веществам относятся едкий натр, едкий калий, углекислый натр, углекислый калий, фосфорнокислый натрий и другие щёлочи.

К антинакипинам второй группы относятся вещества органического происхождения, которые в котле дают защитную плёнку на металле и на выделяющихся кристаллах накипеобразователей, препятствуя тем самым образованию накипи.

В эту группу входят экстракты растений, содержащих танин, сульфатцеллюлозные щёлочи, содержащие лигнин, щелочные вытяжки из бурого угля, торфа или лигнина, патока, льняное семя и др.

Антинакипины третьей группы — труднорастворимые вещества в виде частичек очень малых размеров. При вводе в котёл они создают центры, на которых откладываются выделяющиеся из воды накипеобразователи. Такими веществами служат: тонкоизмельчённый коллоидальный графит, бурые угли, бентонитовые глины и др.

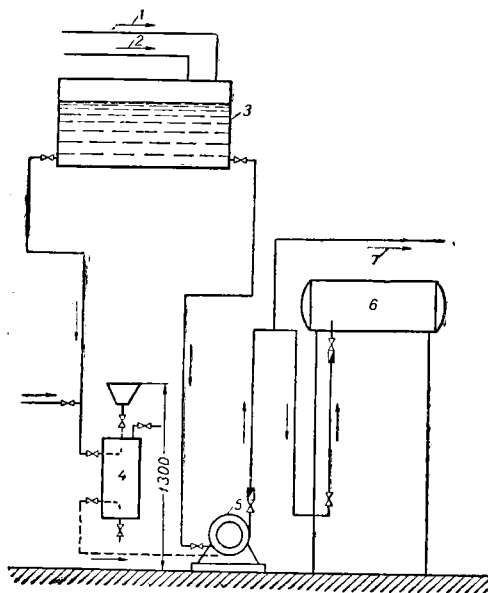
Дозировку антинакипинов можно производить по одной из следующих схем:

1. Центральная дозировка растворов из реагентного бака во всасывающий трубопровод питательных насосов (фиг. 3)

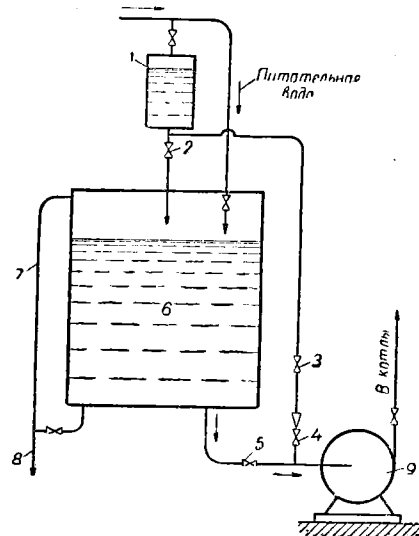
На фиг. 4 показано несколько иное расположение реагентного бака при центральной дозировке. Раствор реагентов из него можно подавать или в питательный бак, или через вентили 3 и 4 в воронку на всасывающей линии питательного насоса, что позволяет вводить реагенты в отдельные котлы.

В том случае, когда с производства возвращается много горячего конденсата, более приемлемой будет схема, показанная на фиг. 5. Эта схема позволяет использовать тепло горячей воды для удаления части карбонатной жёсткости, а также даёт возможность избежать потери осадительных реагентов в дренаж.

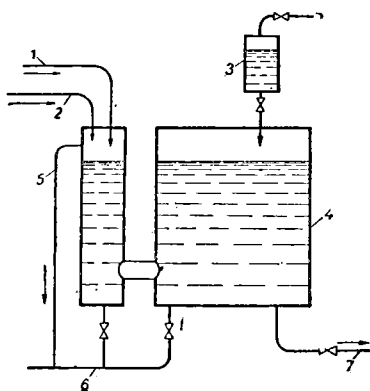
При этом способе ввода реагентов выделение шлама может произойти до ввода воды в котёл, и шлам осядет в трубопроводах. Поэтому подобный



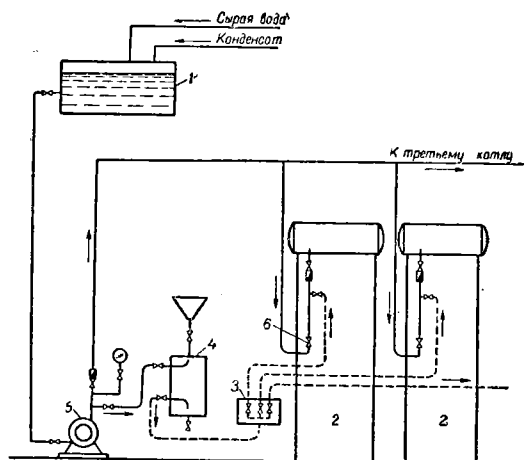
Фиг. 3. Подключение дозатора к всасывающему трубопроводу питательного насоса: 1 — сырая вода; 2 — конденсат; 3 — питательный бак; 4 — дозатор; 5 — питательный насос; 6 — котёл; 7 — подача воды в другой котёл.



Фиг. 4. Подача в котлы раствора осадительных веществ через питательный бак: 1 — бак для растворения осадительных веществ; 2, 3, 4, 5 — вентили; 6 — питательный бак; 7 — переливная труба; 8 — выход воды в дренаж; 9 — питательный насос.



Фиг. 5. Подача в котлы раствора осадительных веществ при избыточном возврате с производства горячей воды: 1 — подача холодной воды; 2 — подача горячей воды с производства; 3 — бак с раствором осадительных веществ; 4 — питательный бак; 5 — труба для перелива воды; 6 — выход воды в дренаж; 7 — подача воды в питательным насосам.

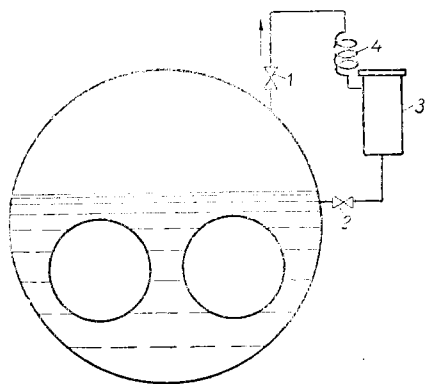


Фиг. 6. Схема с напорным дозатором, подключённым к шунту питательного трубопровода: 1 — питательный бак; 2 — котлы; 3 — щиток для распределения щёлочи по котлам; 4 — напорный дозатор; 5 — питательный насос; 6 — питательная задвижка котла.

способ ввода реагентов можно применять при общей жёсткости питательной воды, не превышающей 3° для артезианской воды и 4° для речной.

2. Индивидуальная дозировка растворов в барабаны котлов или непосредственно в питательные трубопроводы у места входа в барабан при помощи напорных дозаторов (фиг. 6).

Ввод реагентов непосредственно в котлы показан на фиг. 7. Реагенты загружаются в бачок 3 в твёрдом виде при помощи специальной сетки. Крышка бачка после загрузки реагентов закрывается, и открываются вентили 1 и 2.



Фиг. 7. Подача осадительных веществ в котёл:

1 и 2 — вентили; 3 — бачок; 4 — смеситель.

Пар из парового пространства проходит по змеевику 4, где конденсируется, и конденсат, проходя через реагенты в бачке 3, растворяет их и переносит в котёл.

Индивидуальную дозировку можно применять для воды различной жёсткости в зависимости от типа и количества работающих котлов и их паронапряжения (табл. 6).

Реагентом может быть катионированная вода, ответвлённая от основного потока. Эта вода вносит в котёл после Na-катионитовых фильтров щёлочи, реагирующие с солями жёсткости (фиг. 8).

Сырая вода делится на два потока: основной поток через водомер В проходит в питательный бак. Ответвлённая вода через водомер А проходит Na-катионитовую установку, состоящую из катионитового фильтра 1 и солерастворителя 2, после чего через водомер В также направляется в питательный бак. Через бачок 4 можно подать в питательный бак раствор осадительных реагентов. Переключатель Г позволяет подавать умягчён-

Таблица 6

Индивидуальная дозировка осадительных реагентов

Типы котлов	Предельное количество одновременно работающих котлов	Предельная общая и карбонатная жёсткость питательной воды в град.					
		Удельное паронапряжение кг/м ² час					
		Экономайзер есть				Экономайзера нет	
		20		30		20	30
H_o H_k		H_o H_k		H_o	H_k		
Водотрубные котлы без грязевиков и нижних барабанов:							
а) Шухов-Берлин	4	1	—	1	—	1	1
б) цельнокамерные	4	3	—	2	—	3	2
Водотрубные котлы с нижними барабанами	4	15	8	10	8	15	10
Водотрубные котлы с грязевиками	4	20	8	20	8	20	15
Жаротрубные котлы	8	60	8	30	8	60	30
Котлы с дымогарными трубами (паровозные, локомотивные и др.) .	4	15	8	12	8	15	12

ную щелочную воду непосредственно в любой котёл для повышения щёлочности котловой воды.

Na-катионитовая установка в данном случае имеет небольшую производительность, и поэтому её оборудование упрощено по сравнению с обычно

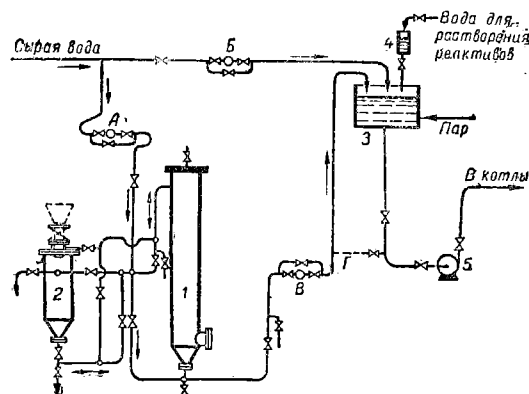
применяемым; в качестве Na-катионитового фильтра применяется фильтр с солеорастворителем инж. С. М. Гурвича.

Шлам, в который переходят соли жёсткости, удаляется из котла продувкой. В тех случаях, когда процент продувки получается большой, для уменьшения её применяют термосифонное шламоудаление.

Котловая вода, отбираемая в той части котла, где концентрация шлама максимальная, проходит через шламоотделитель, где происходит отделение частичек шлама от воды. Осветлённая вода возвращается в котёл, а уловленный шлам удаляется путём продувки шламоотделителя.

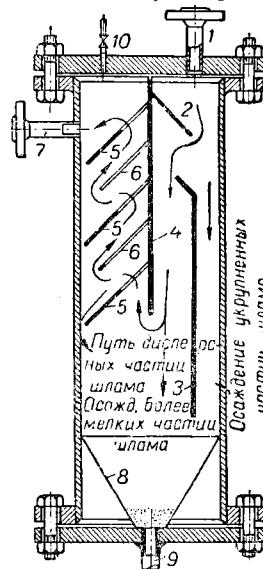
Движение котловой воды через шламоотделитель достигается образованием замкнутого контура за счёт разности весов столбов жидкости в опускной и подъёмной частях контура. Эта разность весов получается за счёт поддержания температуры в подъёмной части путём нагрева этого участка паром.

Водной лабораторией ВТИ разработана конструкция шламоотделителя (фиг. 9), в котором частички шлама при поворотах несущей их воды



Фиг. 8. Развёрнутая схема частичного умягчения питательной воды натрий-катионитом:

1 — натрий-катионитовый фильтр; 2 — солеорастворитель; 3 — питательный бак; 4 — резервный бак для раствора щелочных осадителей; Б — питательный насос; А, Б и В — водомеры; Г — перемычка.



Фиг. 9. Шламоотделитель системы ВТИ:

1 — штуцер для подвода ашламленной воды; 2, 5 и 6 — козырьки; 3 — стенка; 4 — разделительная стенка; 7 — штуцер для отвода осветлённой воды; 8 — сборник для мелких частиц шлама; 9 — штуцер для слива шлама; 10 — воздушный вентиль.

около перегородок выпадают на дно шламоотделителя, откуда удаляются продувкой.

Перегорodka 4 (фиг. 9) приварена к крышке, а к перегородке приварены все остальные козырьки. Стенка 3 приварена к стенкам цилиндра. Все козырьки 2, 5 и 6 имеют эллиптическую форму. Козырьки 2 и 6 на концах срезаны. Козырьки 5 имеют в средней части у разделительной стенки 4 прямоугольные окна для пропуска воды; для модели ВТИ-2 размер этих отверстий 60 × 160 мм. Между стенкой цилиндра и краями козырьков 5 устанавливается при помощи проволоки зазор 3 мм. Осветлённая вода уходит через штуцер 7, зашламленная вода подводится к штуцеру 1.

В табл. 7 приведены характеристики шламоотделителей ВТИ.

Схемы включения термосифонного шламоотделителя ВТИ показаны для жаротрубного котла на фиг. 10 и для горизонтального водотрубного цельнокамерного котла на фиг. 11.

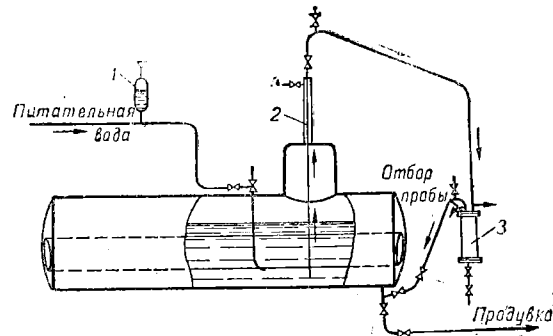
Для секционных котлов и котлов Шухова морского типа, в которые трудно внести шламозаборную трубку через водяное и паровое пространство котла, эту трубку ведут снаружи котла с обогревом её паровой рубашкой по всей высоте.

Таблица 7

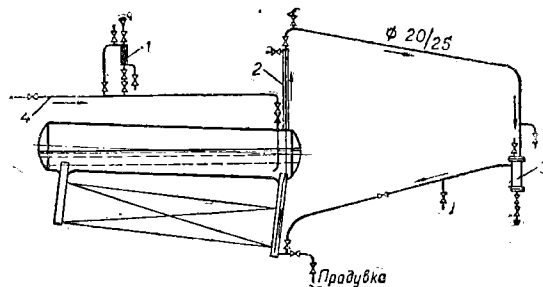
Характеристики шламоотделителей системы ВТИ

Наименование	Размерность	Модели шламоотделителей		
		ВТИ-1	ВТИ-2	ВТИ-3
Внутренний диаметр цилиндрической части аппарата . . .	мм	203	254	305
Высота аппарата без крышек . . .	»	680	850	1020
Диаметры подводящих и отводящих трубопроводов контура	дюймы	$\frac{3}{8}$ — $\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$ — $\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$ —1
Полная ёмкость аппарата	л	22,0	43,0	74,5
Полезная ёмкость аппарата, служащая для накопления шлама	»	5,9	11,5	20,0
Количество шлама, накапливающегося в полезном объёме аппарата	г	225	440	765
То же	т-град	16,0	31,2	54,2

Конструкция термосифонного шламоотделителя должна обеспечивать надёжность работы. Для обеспечения надёжности применяются только цельно-



Фиг. 10. Схема включения термосифонного шламоотделителя ВТИ в систему жаротрубного котла: 1 — дозатор; 2 — паровая рубашка; 3 — шламоотделитель.



Фиг. 11. Схема включения термосифонного шламоотделителя ВТИ в систему горизонтально-водотрубного котла: 1 — упрощенный дозатор; 2 — паровая рубашка; 3 — шламоотделитель; 4 — питательная линия.

тянутые трубы диаметром от 10 до 25 мм, чаще всего 20 мм. Высокие требования в отношении надёжности предъявляются также и к запорным приспособлениям.

Подъёмный участок прокладывается вертикально или слегка наклонно, горизонтальный участок имеет уклон от 2 до 5% в направлении движения

воды в контуре. Радиусы гибов труб следует брать большие $R = 10d$ (d — внутренний диаметр труб).

Необходимо обратить внимание на то, что большую роль в увеличении действующего напора имеет самоиспарение воды в подъёмном контуре. Этот пар должен сконденсироваться в горизонтальной части контура, носящей наименование ширины контура. По некоторым опытным данным, эту ширину надо брать 1,3—1,4 от высоты самоиспарения. Эта высота от зеркала испарения до самой высокой точки контура в подавляющем большинстве случаев для давления пара 4—8 ат составляет 2500—3500 мм.

Шламоотделитель следует располагать в непосредственной близости от места включения обратной линии в котёл.

Воздушники от верхней точки контура и паровой рубашки нужно выводить вниз. Следует ставить на контуре минимум запорных приспособлений: одно на подъёмном участке, другое — на спускном и по возможности ближе к котлу.

Для уменьшения сопротивления ставятся прямоточные вентили или вентили типа Косва. Можно до 15 ат ставить один надёжный пробковый кран в стальном корпусе при наличии надёжных запорных приспособлений на контуре.

После монтажа термосифонные контуры должны пройти гидравлическую пробу под соответствующим давлением.

Необходимо заметить, что термосифонное шламоотделение может быть применено только тогда, когда удельное напряжение водяного пространства по шламу $\sigma < 3$.

Удельное напряжение подсчитывается по формуле

$$\sigma = \frac{DH_0}{V_0} \text{ т-град/м}^3\text{час,}$$

где D — паропроизводительность котла в т/час;

H_0 — общая жёсткость питательной воды в градусах жёсткости;

V_0 — водяной объём котла в м³.

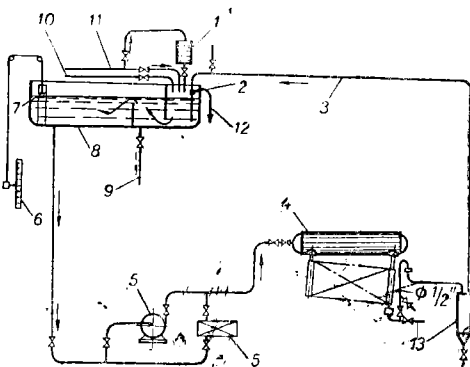
Применение термосифонного шламоудаления не оправдывает себя в котлах с нижними барабанами или с грязевиками большого сечения. В этих котлах применяется обычная периодическая продувка.

В котлах с поверхностью нагрева больше 300—400 м² и давлением пара выше 12 ат при $\sigma > 3$ можно применить так называемую регенеративную продувку. Заключается она в том, что в термосифонном контуре осветлённая вода идёт не в котёл, а в отсек питательного бака, куда поступает питательная вода и реагенты. Такое устройство даёт возможность получить большой перепад давлений перед и за шламоотделителем, облегчая тем самым работу контура.

На фиг. 12 показана схема регенеративной продувки для секционного котла. Количество продуваемой воды регулируется дроссельной шайбой 2. Она может быть установлена как после, так и до шламоотделителя.

При незначительном изменении температуры воды, например, при использовании воды в качестве охладителя, растворённая в ней углекислота испаряется, а связанные с углекислотой соли карбонатной жёсткости выпадают в виде накипи.

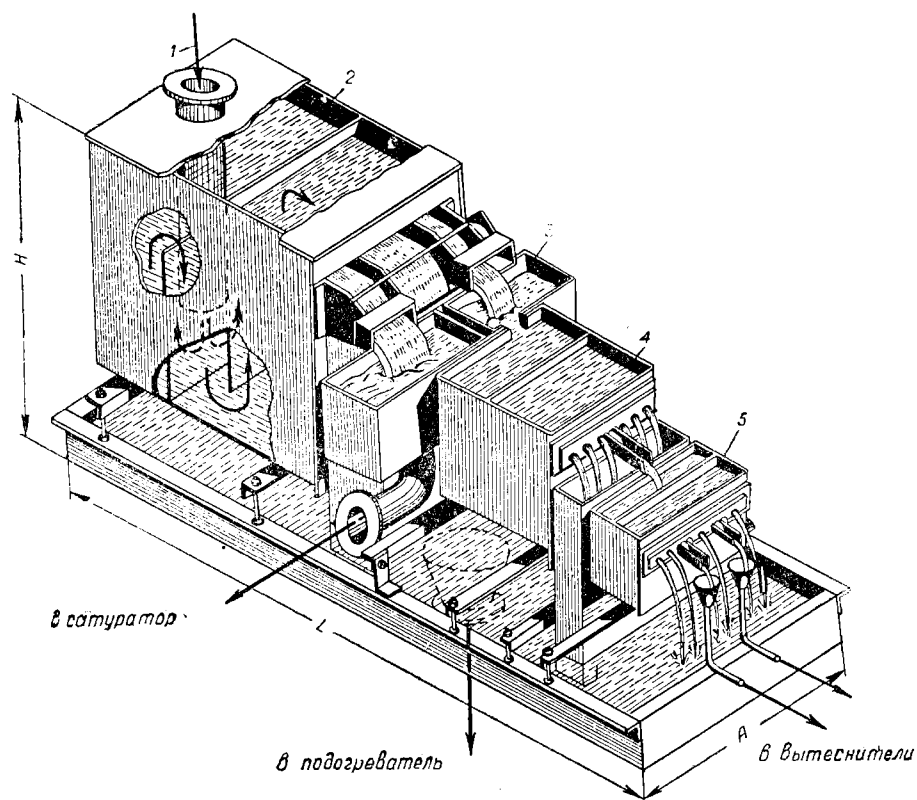
В этом случае для предотвращения выпадения солей бикарбонатной жёсткости из воды применяются два метода: 1) метод стабилизирующих присадков; 2) метод рекарбонации.



Фиг. 12. Схема организованной продувки с водой регенеративной продувки на секционном котле:

1 — бак для реагентов; 2 — ограничительная шайба; 3 — подвод продувочной воды; 4 — паровой котёл; 5 — питательные насосы; 6 и 7 — указатель уровня воды в баке; 8 — питательный бак; 9 — дренаж; 10 — подвод конденсата; 11 — подвод воды из водопровода; 12 — труба для перелива; 13 — шламоотделитель.

Метод стабилизирующих присадок заключается в добавке к воде гексаметафосфата натрия. Наличие в воде свободного гексаметафосфата натрия в количестве не более 2 г на 1 м³ воды повышает предельную жёсткость воды, при которой начинается выпадение солей жёсткости в виде накипи. Это позволяет уменьшить число продувок системы и при небольших продувках избежать отложений накипи.



Фиг. 13. Распределитель воды типа «Струя»:
1—вход воды, подлежащей умягчению; 2, 3 и 5 — промежуточные бачки; 4 — успокоительный бачок.

Метод рекарбонации предусматривает добавку углекислоты к воде взамен углекислоты, ушедшей при подогреве воды.

Заключается этот метод в том, что углекислота вводится в воду путём барботажа продуктов горения или засасыванием их.

В некоторых случаях, особенно в воде открытых водоёмов, находятся твёрдые частички больших размеров, образующие механические примеси. Удалить их можно лишь путём фильтрации воды через фильтры, загруженные кварцевым песком.

Для укрупнения частиц прибегают к коагуляции их путём обработки воды сернокислым алюминием или сернокислым железом.

В присутствии щелочей и бикарбонатов кальция и магния сернокислый алюминий укрупняет коллоидальные частички, которые после такой обработки уже не проходят через кварцевый фильтр и задерживаются в нём.

В коллоидальном состоянии находятся органические вещества, некоторая часть смазочного масла, идущего в котёл с конденсатом паровых машин и молотов, и некоторая часть кремнекислоты.

Если не принять мер к удалению из воды котлов коллоидальных частичек, то в результате мы получим более загрязнённый пар.

В содоизвестковых схемах водоочистки вода поступает на распределитель. Наиболее распространённый тип водораспределителя «Струя» показан на фиг. 13.

Назначением всякого распределителя является обеспечение образования растворов соды и извести в постоянном отношении к расходу воды через водоочистку при условии неизменной жёсткости обрабатываемой воды и постоянства крепости растворов соды и извести. Принцип работы распределителя заключается в делении потока воды продольными вдоль потока воды перегородками на водосливах и отверстиями в стенках.

Вся вода поступает в бачок 2, из которого она сливается через водослив, где имеются две подвижные перегородки, делящие воду на три потока. Средний поток воды идёт в подогреватель, правый по движению воды — в сатуратор, левый — на дозировку содового раствора.

Для установки передвижных перегородок ширина сливного лотка бачка 2 разделена на 100 частей.

Вода, ответвлённая на дозировку содового раствора, поступает в бачок 3, из которого переливается в успокоительный бачок 4. В стенке этого бачка имеется ряд отверстий. Струя воды, вытекающая из среднего отверстия, поступает в бачок 5, откуда через два отверстия в стенке поступает на выгнетельные устройства.

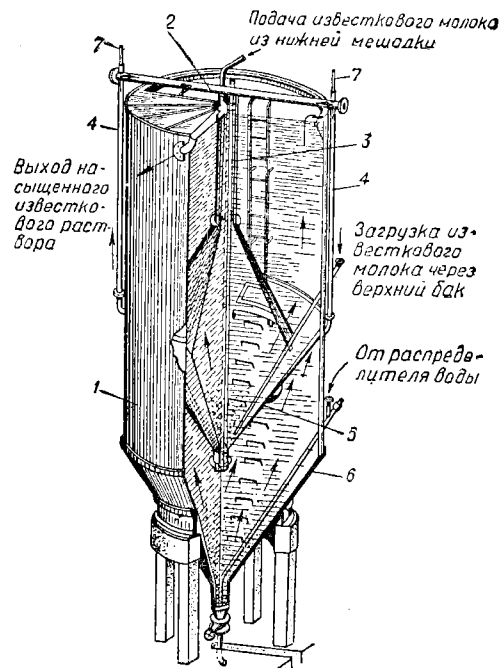
На фиг. 14 представлен аппарат для приготовления раствора извести — сатуратор. Цилиндрический сосуд 1 имеет наружное 6 и внутреннее 5 конические днища с углом при вершине 60° . Во внутреннем днище устроен шаровой клапан, который открывается периодически при помощи троса для спуска извести вниз, на наружное днище.

Известковое молоко из известковой мешалки подаётся во внутреннюю трубу 3. Вода, ответвлённая на распределителе от общего потока, поступает в нижнюю камеру сатуратора, поднимается с растворённой в ней известью по перепускным трубам в сливной коллектор 2, где происходит выделение растворённых в воде газов. Эти газы удаляются через воздушные трубки. Из сливного жёлоба раствор извести поступает во внутреннюю трубу 3, проходит в верхнюю камеру, поворачивает вверх, и через сливные желоба полученный раствор извести поступает на смеситель.

Отстойный бак, где происходит отстаивание плохо растворимых соединений, имеет следующее устройство (фиг. 15).

Вода из подогревателя воды, раствор извести из сатуратора и раствор соды из дозатора поступают на лотковый ершовый смеситель, где и происходит реакция соды и извести с солями жёсткости. С лоткового смесителя вода направляется в центральную трубу отстойника, движется по ней вниз, а затем поворачивает вверх и через кольцевой жёлоб идёт на фильтр. Выпавшие из воды соединения опускаются в нижнюю часть отстойника, откуда периодически выпускаются в дренаж.

Так как отстаивающиеся частички малы, надо брать небольшие скорости движения воды по отстойнику, что требует больших габаритных размеров отстойника и подогрева воды. Время пребывания горячей воды в отстойнике 1—2 часа, а холодной 4—6 час.



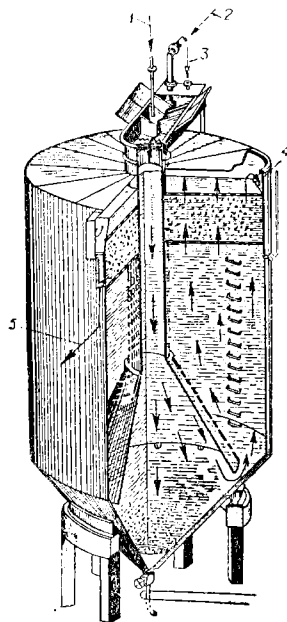
Фиг. 14. Сатуратор:

1 — цилиндрическая часть сатуратора; 2 — сливной коллектор; 3 — внутренняя труба для известкового молока; 4 — перепускные трубы; 5 — внутреннее коническое днище; 6 — наружное коническое днище; 7 — воздушные трубки.

Для дозирования легкорастворимых реагентов в содоизвестковой водоочистке применяют дозаторы-вытеснители (фиг. 16).

Дозёр-вытеснитель состоит обычно из двух групп двойных баков, но можно обойтись и одной группой.

Группы работают поочерёдно следующим образом: наружный сосуд заполняется реагентом. Пустой внутренний сосуд всплывает. В этот внутренний сосуд поступает вода из распределителя, и сосуд, погружаясь, вытесняет из наружного сосуда такое же количество раствора в смеситель. Когда весь раствор из наружного сосуда будет израсходован, а внутренний сосуд заполнен водой, переходят на другую группу; наполненный же водой сосуд освобождают от воды при помощи эжектора через сифонное устройство.



Фиг. 15. Отстойник с древесно-шерстным фильтром:
1 — подвод раствора извести;
2 — ввод неочищенной воды;
3 — ввод легкорастворимых реагентов; 4 — кольцевой плавучек; 5 — выход воды.

Для приготовления растворов соды, едкого натра, фосфорно-кислого натра и коагулянта применяют гидравлические мешалки (фиг. 17). В мешалке имеется циркуляционный насос, который забирает воду из бака и снова нагнетает её обратно, производя этим хорошее перемешивание раствора в баке. Более простым устройством для приготовления раствора является бак с подведённым к нему паром.

Применяемые для подогрева воды в установках содоизвестковой очистки водоподогреватели обычно выполняются в виде подогревателей смешивающего типа (фиг. 18). В ящике установлено несколько пароструйных нагревателей, куда поступает пар из общего парораспределителя. Вытекающий из сопла пар перемешивается с водой, конденсируется и подогревает воду. Выделяющиеся из воды неконденсирующиеся газы удаляются через воздушную трубку, размещённую в верхней крышке ящика. Для увеличения времени пребывания воды в ящике устроены перегородки, которые заставляют воду идти по пути, указанному жирной линией.

В установках катионного обмена центральное место занимает катионитовый фильтр (фиг. 19).

Умягчаемая вода подаётся в верхнюю часть фильтра, проходит через слой катионитового материала и слои кварцевого песка и через дренажную систему поступает в бак умягчённой воды.

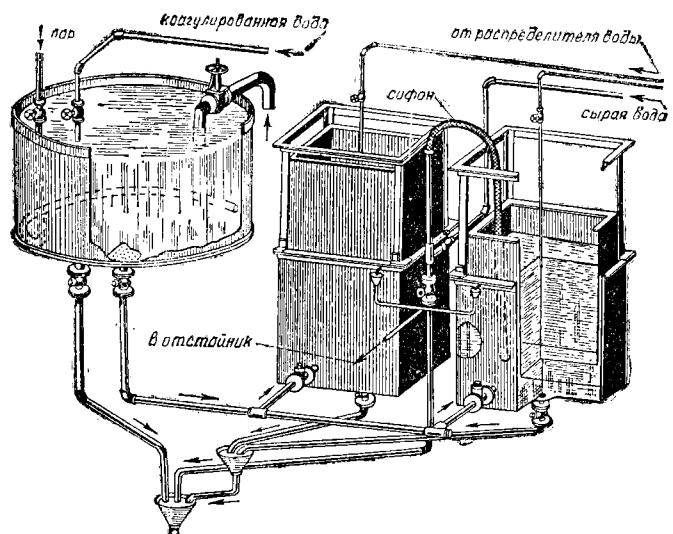
Заполнение фильтра выполняют обычно следующим образом: на слой бетона внизу фильтра, в который залиты дренажные трубы и колпачки, укладывают ряд слоёв кварцевого песка:

Слой песка	Размер частичек	Высота слоя
1-й слой	30 — 20 мм	75 мм
2-й »	20 — 10 »	75 »
3-й »	10 — 5 »	75 »
4-й »	5 — 2,5 »	75 »
5-й »	2,5 — 1,0 »	100 »

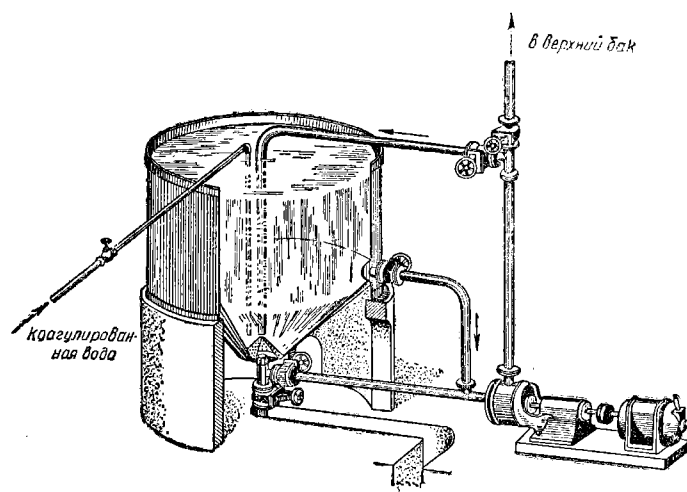
На верхний пятый слой кварцевого песка укладывают слой катионитового материала высотой 1,5—2 м.

При укладке всех слоёв необходимо обратить внимание на то, чтобы поверхность всех слоёв была горизонтальной и плотность укладки, по возможности, одинаковой по всему слою.

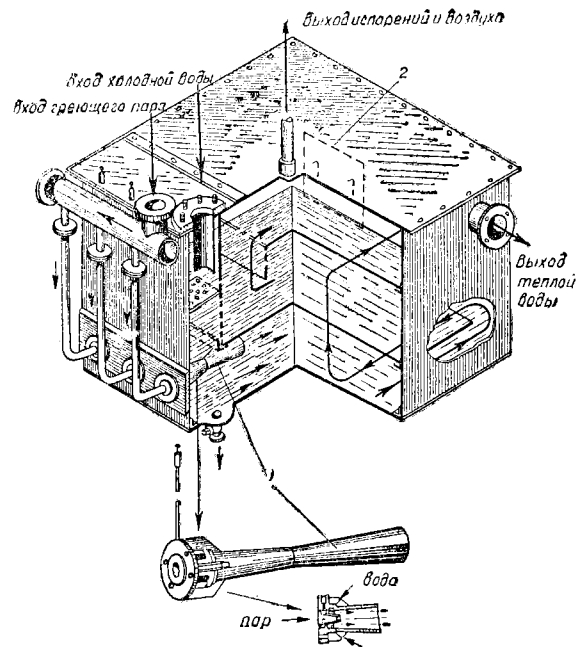
Для установок малой производительности применяют катионитовый фильтр упрощённой конструкции (фиг. 20). Этот фильтр выполняют в виде резервуара



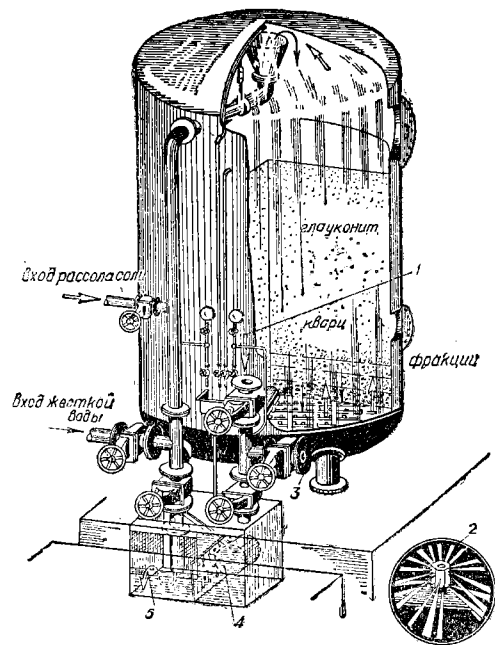
Фиг. 16. Дозатор-вытеснитель для легкорастворимых реагентов и схема его включения.



Фиг 17. Бак нижний для приготовления щелочных растворов (гидравлическая мешалка)



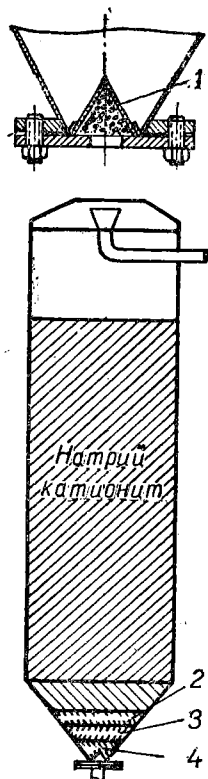
Фиг. 18. Подогреватель смешивающего типа:
1 — пароструйный водонагреватель; 2 — лат.



Фиг. 19. Натрий-катионитовый фильтр:
1 — вход промывочной воды; 2 — колпачок; 3 — выход умягчённой воды; 4 — регулятор скорости промывки; 5 — перелив в дренажный канал.

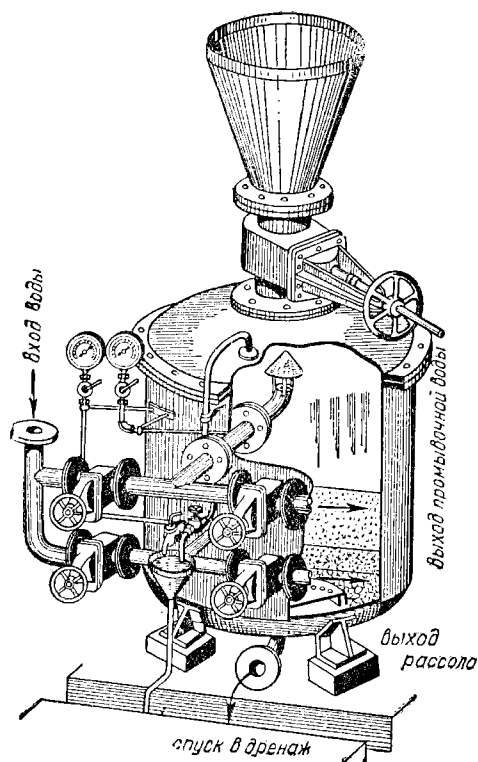
диаметром до 700 мм с приваренной крышкой и коническим дном. Для изготовления фильтров диаметром до 400 мм можно применять трубу с крышкой на фланцах и приваренным дном. В нижней части конического дна находится коническая дренажная головка А, которая предназначена для поддержания загружаемого в фильтр материала и равномерного распределения воды по сечению фильтра.

Коническую дренажную головку изготовляют из 2 мм железа в виде правильного конуса с диаметром основания 75 мм, равным длине образующей



Фиг. 20. Вертикальный натрий-катионитовый фильтр малой производительности:

1 — дренажная головка; 2 — слой гравия размером 1,5—2 мм; 3 — слой гравия размером 2—3 мм; 4 — слой гравия размером 5—7 мм.



Фиг. 21. Солерастворитель.

конуса. Угол при вершине равен 60°. На боковых поверхностях головки имеются отверстия диаметром 2 мм с шагом 6 мм между осями отверстий.

На головку насыпают три слоя кварцевого песка, а поверх их слой катионита высотой от 1,5 до 2 м.

Расположение слоёв песка в фильтре следующее:

	Размеры частиц в мм	Высота слоя в мм
нижний слой	7,0—5,0	130
средний слой	3,0—2,0	100
верхний слой	2,0—1,5	100

Над катионитом ещё остаётся свободное пространство высотой 600—700 мм.

Производительность таких фильтров при скорости фильтрации 10 м/час достигает 4 м³/час.

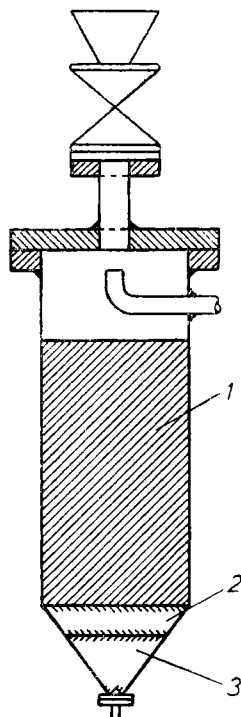
Для регенерации потерявшего обменную способность катионитового материала применяют солерастворители, конструкция которых показана на фиг. 21. Поваренная соль насыпается в воронку.

Открывая задвижку, спускают соль в цилиндрическую часть солерастворителя. После закрытия задвижки пропускают через солерастворитель воду, и соль, лежащая на кварцевой подстилке, растворяется и переходит в катионитовый фильтр.

Корпус солерастворителя изготавливается на давление 4 и 6 ат. Кварцевая подстилка выполняется послойной, считая снизу вверх таким образом:

1-й слой, зерна размером	10—5 мм,	толщина слоя	200 мм
2-й » » »	5—2,5 »	»	100 »
3-й » » »	2,5—1,0 »	»	100 »

Один солерастворитель может обеспечить 20—25 регенераций в сутки. Для малых катионитовых установок применяется упрощённый тип солерастворителя (фиг. 22).



Фиг. 22. Солерастворитель для фильтров малой производительности:

1—слой гравия размером 1,5—2 мм;
2—слой гравия размером 2—3 мм;
3—слой гравия размером 5—7 мм.

В табл. 8 приведены основные данные о различных катионитовых материалах.

Ёмкость поглощения — это максимальное количество тонно-градусов жёсткости, которое может поглотить Na-катионитовый материал при условии получения умягчённой воды с жёсткостью не выше 0,06—0,1°.

Антинакипины, применяемые в котлах малой производительности, необходимо вводить в котёл в количестве, обеспечивающем выпадение в шлам накипеобразователей.

Количество щёлочи для осаждения накипеобразователей, а также для компенсации уноса с паром и продувочной водой подсчитывается по формуле

$$G = D \left[H_n + \frac{p}{100} (A_{к.в} + H_n) + a_n \right] \frac{\Gamma}{\delta} \text{ г/час},$$

где G — часовое количество технической щёлочи в г/час;

H_n — некарбитная жёсткость питательной воды в градусах жёсткости;

p — процент продувки котла;

$A_{к.в}$ — общая щёлочность котловой воды в градусах жёсткости;

a_n — общая щёлочность пара в градусах жёсткости;

Γ — эквивалент градуса жёсткости применяемой в качестве антинакипина щёлочи в г/т град;

δ — доля чистого продукта в техническом.

Величина Γ равна: для NaOH $\Gamma = 14,3$;
для Na_2CO_3 $\Gamma = 18,9$; для Na_3PO_4 $\Gamma = 45,1$.

Перед пуском котла в работу необходимо ввести количество щёлочи, дающее нормальную щёлочность котловой воды. Это количество определяется по формуле

$$G_0 = A_n W \frac{\Gamma}{\delta},$$

где A_n — нормальная щёлочность котловой воды в градусах жёсткости, равная 25—40°;

W — водяной объём котла в м³.

В том случае, когда в котёл вводится часть питательной воды, прошедшей через Na-катионитовый фильтр, величина этой ответвляемой части воды относительно всей воды будет

$$y = \frac{H_n + a_n \left(1 - \frac{p}{100}\right) + \frac{p}{100} A_{к.в}}{H_0},$$

Катионитовые материалы и их характеристика

Наименование катионита	Насыпной вес в t/m^3		Коэффициент набухания	Пределы размера зёрен в mm	Рабочая ёмкость в тонноградусах на $1 m^3$ разбухшего катионита	
	в воздушно-сухом состоянии	в разбухшем состоянии			при Na-катионировании	при H-катионировании
Глауконит	1,4	1,4	1,0	0,2—0,7	400	—
Сульфоуголь из кизеловского и челябинского углей	0,58	0,47	1,24	0,3—2,0	760	620
Сульфоуголь из кузнецкого угля	0,53	0,37	1,47	0,3—2,0	1150	810
Сульфоуголь из донецкого угля	0,55	0,42	1,32	0,3—2,0	1350	880
Парафенол сульфокислотный катионит ПСФСК	0,80	0,42	1,90	0,5—2,0	1400	1220
Вофатит П	0,62	0,50	1,19	0,3—2,0	1180	820

Примечание. Рабочие ёмкости даны для размера зёрен 0,6—0,75 мм при удельном расходе соли на регенерацию 150 g/t град, удельном расходе серной кислоты 60 g/t град и содержании $CaCl_2$ в исходной воде 10%.

где y — часть всей ответвленной катионитовой питательной воды;

H_0 — общая жёсткость питательной воды в градусах жёсткости.

Применение частичного умягчения питательной воды возможно только тогда, когда

$$H_k > a_n \left(1 - \frac{p}{100}\right) + \frac{p}{100} A_{k.с.},$$

где H_k — карбонатная жёсткость питательной воды в градусах жёсткости.

Для правильной работы котлов с антинакипинами необходимо в пусковой и наладочный период точно установить дозировку реагентов. При этом необходимо проводить анализы на жёсткость, щёлочность и хлориды конденсата и котловой воды. Для исходной и питательной воды следует также определить некарбонатную жёсткость.

В установках с частичным катионированием проводится контроль на щёлочность, жёсткость и хлориды.

Во время эксплуатации один раз в сутки проводят анализ котловой воды на щёлочность, выполняя его примерно через полчаса после продувки.

35. ПРОДУВКА КОТЛОВ

Во время работы паровых котлов необходимо часть котловой воды выпускать в дренаж. Эта операция носит название продувки.

Назначение продувки:

1. Поддержание сухого остатка или щёлочности котловой воды на постоянном, установленном для данного котла уровне.

2. Удаление из котла шлама.

Продувка выполняется непрерывно или периодически. При непрерывной продувке котловая вода уходит в дренаж непрерывно через дроссельную шайбу или через специальный игольчатый регулирующий вентиль.

Периодически продувка производится через определённые промежутки времени. На котлах устанавливается периодическая продувка или непрерывная продувка вместе с периодической.

Непрерывная продувка не может обеспечить удаление шлама; она производит забор продувочной воды обычно у зеркала испарения.

При периодической продувке вода отбирается в самых нижних точках котла.

Если пренебречь потерями конденсата и пара и уносом солей паром, получаем формулу для расчёта продувки в следующем виде:

$$p = \frac{a_{n.с}}{A_{n.с} - a_{n.с}} \cdot 100\%,$$

где $a_{n.с}$ $A_{n.с}$ — качество питательной и котловой воды по сухому остатку в $г/т$ или по щёлочности в градусах жёсткости;

p — процент продувки по отношению и производительности сопла.

В котлах, где имеется внутрикотловая обработка воды антинакипинами, следует подсчитать необходимый процент продувки как по сухому остатку или щёлочности котловой воды по упрощённой формуле, так и по формуле, дающей процент продувки по удалению шлама.

По этой формуле

$$p' = \frac{\alpha K + a'_{n.с}}{A'_{n.с} - a'_{n.с}},$$

где p' — процент продувки по шламу относительно $D_{к.к}$;

α — доля добавочной сырой воды от производительности котла;

$a'_{n.с}$ — количество взвешенных веществ в добавочной сырой воде в $г/м^3$;

$A'_{n.с}$ — шламосодержание продувочной воды в $г/м^3$;

K — количество граммов шлама, выделяющегося в котле при осаждении накипеобразователей в $1 м^3$ питательной воды, подсчитанное по формуле

$$K = 17,87 H_{Ca} + 10,41 H_{Mg},$$

где H_{Ca} и H_{Mg} — кальциевая и магниевая жёсткость питательной воды в градусах жёсткости.

Из двух подсчитанных величин продувки p и p' выбирают большую.

Уменьшение процента продувки может быть достигнуто путём применения в котлоагрегатах ступенчатого испарения.

Сущность этого метода заключается в том, что установкой перегородок с отверстиями в водной и паровой частях барабанов и коллекторов котлоагрегата разбивают его на два или более самостоятельных контура циркуляции. Вся питательная вода поступает в первый контур циркуляции (чистый отсек), в первую ступень испарения. Остальные контуры получают воду из чистого отсека последовательно.

Следствием этого является рост солесодержания и щёлочности котловой воды от первого контура до последнего. Продувка ведётся из последнего по ходу воды отсека с высоким солесодержанием и щёлочностью.

36. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВОДОПОДГОТОВИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

При содоизвестковом способе очистки воды необходимо прежде всего по характеристике обрабатываемой воды установить дозировку реагентов — соды и извести.

Для подсчёта необходимого количества соды применяют формулу

$$Na_2CO_3 = 18,9(H_n + 2,5) г/т.$$

Количество извести определяется по формуле

$$CaO = 10(H_n + 0,231 Mg + 0,127 CO_2 + 0,5) г/т,$$

где CO_2 — содержание в воде свободной углекислоты в $мг/л$;

0,5 — избыток извести в градусах жёсткости.

Определяемые по этим формулам количества соды и извести дают необходимые количества химически чистых реагентов. При пересчёте на технический продукт необходимо учесть содержание химически чистых реагентов в этих продуктах.

Зная растворимость соды (табл. 2) и извести (табл. 9), находят количество воды, которое необходимо отделить от общего потока её для получения растворов этих реагентов.

Таблица 9

Растворимость извести в зависимости от температуры

Температура в град.	10	15	20	25	30	35	40	45
Градусы жёсткости раствора извести	135	132	129	125	120	116	108	98

По подсчитанному количеству воды для получения растворов соды и извести устанавливают перегородки на распределителе воды для ответвления этих количеств воды от общего потока.

Большую роль для улучшения качества воды, очищаемой в содоизвестковой водоочистке, играет температура подогрева воды, с уменьшением которой качество очистки воды падает.

Работа Na-катионитовой установки происходит по периодам, каждый из которых включает в себя следующие операции: 1) полное умягчение воды; 2) неполное умягчение воды (дополнительное истощение катионитового материала); 3) взрыхление; 4) регенерацию; 5) отмывку.

Период полного умягчения воды до предельного значения жёсткости умягчённой воды $0,15^\circ$ (нормально $0,05—0,10^\circ$) является основным периодом.

Для контроля работы фильтра в этом периоде каждые два часа от каждого Na-катионитового фильтра отбирают пробы воды, анализируя их на щёлочность и общую жёсткость.

В конце периода, когда от обычных величин жёсткости $0,05—0,06^\circ$ жёсткость повысится до $0,09—0,1^\circ$, пробы надо брать каждые 30 мин.

Когда фильтр включается в работу из резерва, производится отмывка в дренаж до тех пор, пока жёсткость воды будет не более $0,15^\circ$, вода будет прозрачной и бесцветной, а количество хлоридов будет выше чем в исходной воде не более чем на $30—50$ мг/л. При этой отмывке пробы воды следует брать каждые 5 мин. после начала отмывки.

Производительность фильтра устанавливается по расходомеру с расчётом, чтобы скорость фильтрации находилась в пределах $5—15$ м/час. Увеличение скорости фильтрации на короткий период допускается до $18—20$ м/час.

Во время периода полного умягчения следует периодически 1—2 раза в месяц открывать вентиль для выпуска воздуха.

Второй период — неполное умягчение воды — может иметь место только в тех установках, где фильтр долгое время может находиться в состоянии регенерации. При неполном умягчении воды воду из фильтра с жёсткостью, большей $0,15^\circ$, направляют на другие фильтры, облегчая этим их работу. Максимально допустимая в этом случае жёсткость составляет $65—75\%$ жёсткости исходной воды. Пробы воды обычно отбирают каждые 1—2 часа, а к концу, когда жёсткость умягчённой воды дойдёт до 50% жёсткости исходной воды, пробу берут каждые 30 мин. В первой и последней пробах этого периода определяется кроме жёсткости также и щёлочность.

Взрыхление — первая операция в регенерационном периоде — имеет целью разрыхление слоя катионитового материала обратным током воды.

В установках с баком отмывочной воды применяют для взрыхления эту воду, что даёт экономию поваренной соли при регенерации.

Взрыхление ведут таким образом, чтобы скорость взрыхляемой воды в сечении фильтра брутто была 18 м/час, чему соответствует величина интенсивности взрыхления $W = 5$ л/м³ сек.

Вся эта операция длится $10—12$ мин. Каждый $2—3$ мин. отбирают пробы взрыхляющей воды, прошедшей фильтр, и проверяют на мутность и вынос зёрен катионита.

Общий расход воды на взрыхление может быть рассчитан по формуле

$$W = 0,06 W f t' \text{ м}^3/\text{фильтроцикл},$$

где W — интенсивность взрыхления в $л/м^2 \text{ сек}$;

f — площадь фильтрации фильтра в $м^2$;

t' — время на взрыхление в минутах.

Следующий после взрыхления этап — собственно регенерация — состоит во впуске внутрь слоя катионита раствора поваренной соли. При этом до впуска соли необходимо выпустить в дренаж находящуюся в фильтре воду с таким расчётом, чтобы над слоем катионитового материала остался слой воды около 100 мм толщиной. Этот слой предназначен защищать слой катионита от размыва падающей сверху из конуса струи раствора соли.

Для введения раствора соли в фильтр его соединяют с солерастворителем, в который загружают поваренную соль. Пропуская через солерастворитель исходную воду, растворяют соль и вводят раствор поваренной соли в фильтр. Конец растворения соли в солерастворителе узнают по пробе на вкус воды через пробный краник солерастворителя.

При скорости 3 м/час пропуск раствора соли через фильтр длится 25 — 30 мин.

Количество технической поваренной соли на регенерацию фильтра равно

$$A = \frac{\alpha E}{10\delta} \text{ кг},$$

где α — расход 100-процентной поваренной соли на регенерацию одного тонно-градуса в катионитовом материале в $г/т \text{ град}$. Для глауконита $\alpha = 70 \text{ г/т град}$;

E — израсходованная во время работы фильтра объёмная обменная способность катионитового материала в $т \text{ град}/м^3$;

δ — процент 100-процентной поваренной соли в технической соли. Количество воды на получение из этой соли раствора крепостью 10%

$$A_{\text{р. в}} = \frac{A}{107} \text{ м}^3.$$

После регенерации производится отмывка фильтра от солей жёсткости и поваренной соли, для чего по пути потока исходной воды поступает в фильтр вода; первые порции отмывочной воды идут в бак отмывочной воды для использования в дальнейшем при очередном взрыхлении. Остальная отмывочная вода сбрасывается в дренаж. Скорость отмывки 10 м/час.

Обычная длительность отмывки составляет 20—25 мин.

Конец отмывки проверяется по жёсткости отмывочной воды не выше 0,15° и содержанию хлоридов в отмывочной воде по сравнению с исходной не более чем на 30—50 мг/л.

Количество воды на отмывку

$$B = \beta V \text{ м}^3,$$

где β — расход воды на отмывку в $м^3/м^3$ (обычно $\beta = 3,5 \div 4 \text{ м}^3/м^3$);

V — объём катионитовой загрузки фильтра в $м^3$.

После каждой проведённой регенерации необходимо производить промывку солерастворителя обратным током воды для того, чтобы удалить крупные нерастворённые частицы, находившиеся в поваренной соли, задержанные слоем кварцевого песка. Обычная длительность такой промывки 5—10 мин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ш к р о б М. С., Водоподготовка, Госэнергоиздат, 1950.
2. Ш а н к и н И. Ф., Внутрикотловая обработка воды в котлах низкого давления, Госэнергоиздат, 1947.
3. Водоподготовка и водный режим в промышленных котельных, Сборник статей под редакцией С. М. Гурвича и М. С. Шкроба, Госэнергоиздат, 1950.

37. ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Первая в мире заводская паровая машина была построена знаменитым русским изобретателем Иваном Ползуновым в Барнауле на Кольвано-Воскресенском заводе в 1765 г.

И. И. Ползунов назвал изобретенную им новую машину огнедействующей машиной. Созданный И. И. Ползуновым двигатель предназначался для широкого и разнообразного применения в производстве, что должно было способствовать облегчению труда рабочих. В своём изобретении И. И. Ползунов учёл новейшие воззрения на природу теплоты, выдвинутые величайшим русским учёным М. В. Ломоносовым.

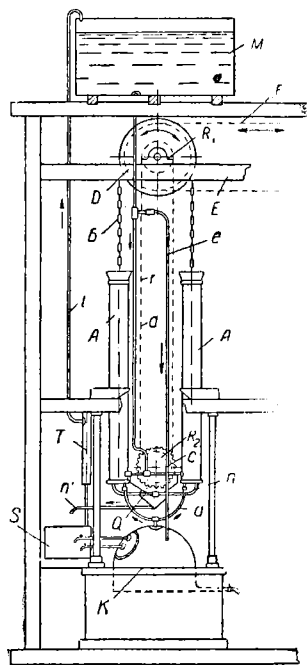
Машина И. И. Ползунова представляла собой двухцилиндровую поршневую машину непрерывного действия и давала возможность осуществить непосредственный привод от этой машины любого заводского механизма.

Для решения задачи в целом по созданию нового типа двигателя И. И. Ползунову пришлось решать много новых сложных задач. Взамен ранее известных деталей передачи — коромысел и балансиров — им были предложены шкивы. В проекте были впервые разработаны вращающиеся детали передаточного механизма и создано оригинальное крановое паро- и водораспределение. Основной идеей при изобретении машины являлась автоматизация главных её процессов и непрерывность действия.

На фиг. 1 показан чертёж паровой машины И. И. Ползунова. Рабочие цилиндры *A* и *A* диаметром 200 мм и ходом поршней 1,8 м работали попеременно. Поршни связаны между собой бесконечной цепью *B*, направляемой зубчатым колесом *D*, опирающимся цапфами на подшипники, укрепленные на деревянных балках *E*. Возвратно-поступательное движение рабочих поршней приводило в качательное движение колесо *D*, которое, в свою очередь, через бесконечную цепь приводило в такое же движение другое зубчатое колесо, связанное с мехами, нагнетающими воздух в плавильную печь.

Паровой котёл *K* по трубкам *a* подавал пар в рабочие цилиндры. Из бака *M* через трубы *d* и *c* вода подавалась в цилиндр для охлаждения. Сконденсировавшийся пар в цилиндрах машины вместе с охлаждающей водой отводился по трубам *n* и *n'* в бак *S*, откуда насосом *T* по трубе *L* вода перекачивалась в тот же бак *M*. Питание котла производилось из бака *M* с помощью трубки *e*.

Управление кранами, через которые поступал пар, охлаждающая вода и отводился конденсат, производилось автоматически действующим механизмом, состоящим из двух зубчатых колёс R_1 и R_2 , соединённых между собой



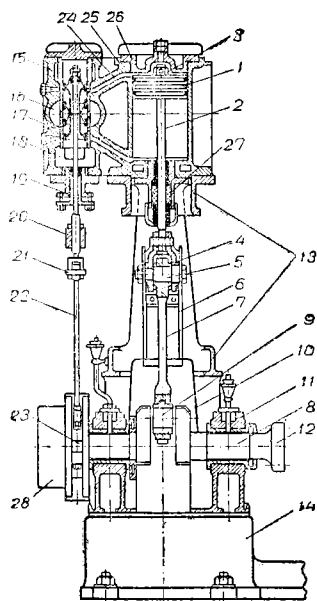
Фиг. 1. Схема паровой машины И. И. Ползунова.

бесконечной цепью r , а также из зубчатого сегмента Q_1 , действующего при помощи тяг на краны.

Вначале машина И. И. Ползунова предназначалась для приведения в движение воздуходувных мехов и при испытании дала хорошие результаты. В дальнейшем эта машина использовалась на плавке и добыче золота и серебра. Условия промышленного развития старой царской России не могли способствовать дальнейшему быстрому развитию и усовершенствованию паровой машины.

Следует отметить, что английский изобретатель Уатт свою паровую машину построил спустя 19 лет, т. е. значительно позже И. И. Ползунова, что подтверждает приоритет русского изобретателя, который является родоначальником первой в мире паровой машины, получившей промышленное применение.

Продолжателями строительства паровых машин в России были отец и сын Черепановы, создавшие ряд совершенных машин и осуществившие постройку первой железной дороги с паровой тягой.



Фиг. 2. Схема паровой машины:

a — части, передающие работу (я тесно связанные с ними): 1 — поршень с уплотнительными кольцами; 2 — поршневой шток; 3 — гайка, крепящая поршень на штоке; 4 — ползун (крейскоф); 5 — палец ползуна; 6 — направляющие ползуна; 7 — шатун (верхняя головка, стержень, нижняя головка); 8 — коренной коленчатый вал; 9 — шейка кривошипа; 10 — мотылевый подшипник; 11 — коренные подшипники (с капельницами); 12 — муфта для присоединения потребителя энергии; 13 — станция; 14 — фундаментная плита (рама); b — части, омываемые паром и распределяющие его: 15 — золотниковая коробка (с двумя крышками); 16 — втулка золотниковой коробки; 17 — круглый золотник (цилиндрический поршневой); 18 — золотниковая тяга; 19 — сальник золотниковой тяги; 20 — направляющая золотниковой тяги; 21 — соединение золотниковой и эксцентриковой тяги; 22 — эксцентриковая тяга (с хомутом); 23 — золотниковый эксцентрик; 24 — паровые каналы (между золотниковой коробкой и цилиндром); 25 — рабочий цилиндр; 26 — крышка цилиндра; 27 — сальник поршневого штока; 28 — плоский регулятор (воздействующий на золотниковый эксцентрик).

38. ПРИНЦИП РАБОТЫ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Назначение паровой машины — производить механическую работу за счёт тепловой энергии пара. Один килограмм пара, при поступлении в машину с теплосодержанием i_1 и выходя из машины с теплосодержанием i_2 , отдаёт рабочему органу двигателя $i_1 - i_2$ единиц теплоты (ккал/кг), за счёт которых в машине без потерь было бы произведено $L = \frac{1}{A} (i_1 - i_2)$ единиц работы в кгм.

В паровых машинах потенциальная энергия пара преобразуется в механическую работу движущегося поршня, который перемещается в цилиндре. Работа паровой машины определяется силой давления пара на всём пути перемещения поршня и размерами поршня; поступательное движение поршня с помощью шатунно-кривошипного механизма преобразуется во вращательное движение вала.

На фиг. 2 показан разрез одноцилиндровой вертикальной паровой машины с цилиндрическим золотником. В цилиндре машины перемещается поршень 1, который посредством штока 2, проходящего через сальник 27, соединён с ползуном 4. Ползун перемещается в направляющих параллелях 6 и через шатун 7 связан с кривошипом 9 коренного вала 8. Вал укладывается на коренные подшипники 11 и посредством муфты 12 соединяется с электрогенератором. Цилиндр вверху закрывается крышкой 26.

Работа машины осуществляется благодаря упругости пара, подаваемого по паропроводу из паровых котлов. Пар поступает в одну полость цилиндра и своей упругостью вызывает перемещение

поршня. Перемещение поршня с помощью шатунно-кривошипного механизма преобразуется, как указывалось, во вращательное движение коренного вала.

Когда поршень придёт в одно из крайних положений, пар, будучи поданным с предварением в другую полость цилиндра, заставляет поршень перемещаться в обратную сторону.

Управление поступлением и выпуском пара производится при помощи круглого золотника 17, который приводится в движение от золотникового эксцентрика 23, сидящего на коренном валу машины.

Регулятор 28 воздействует на золотниковый эксцентрик и осуществляет регулирование отсечкой поступления пара в зависимости от нагрузки на машину. Назначение отдельных деталей и узлов паровой машины уясняется из рассмотрения фиг. 2.

39. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

В зависимости от типа машины, её конструкции, способа работы и качества пара машины в основном разделяются на:

1. Машины простого действия и двойного действия. В машинах простого действия пар для работы подводится с одной стороны поршня, в машинах двойного действия пар подводится с двух сторон поршня.

2. Машины вертикальные и горизонтальные, в зависимости от расположения осей цилиндров.

3. Машины для перегретого и для насыщенного пара в зависимости от качества пара.

4. Машины без конденсации и с конденсацией или с противодавлением. В машинах с конденсацией пар после расширения в цилиндре машины подаётся в конденсатор, в котором поддерживается давление ниже атмосферного, примерно 0,15—0,25 ат, а для прямоточных машин ещё менее — до 0,05 ат. В машинах с противодавлением выпуск пара производится при давлении 2—4 ат. Отработанный пар используется для других производственных нужд.

5. Машины одно- и многоцилиндровые, в зависимости от числа цилиндров.

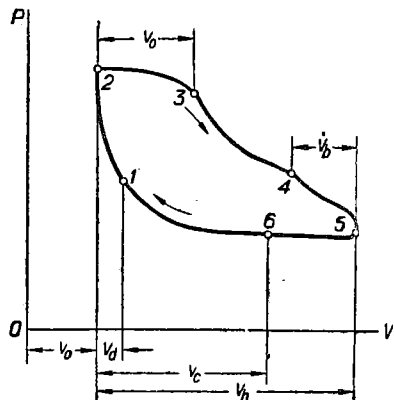
6. Машины простого расширения и машины многократного расширения. Машины, в которых острый пар поступает в каждый цилиндр, называются машинами простого расширения. Многоцилиндровые машины, в которых острый пар проходит последовательно через несколько цилиндров, называются машинами многократного расширения.

В прямоточных машинах пар в каждой полости движется лишь в одном направлении и затем выпускается из цилиндра.

40. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

Индикаторная диаграмма. Действительная индикаторная диаграмма изображена на фиг. 3. Начало впуска пара в цилиндр производится до прихода поршня в крайнее конечное (мёртвое) положение, на диаграмме обозначенное точкой 1. Ход поршня, соответствующий кривой 1—2, определяет собой величину предварения впуска. При движении поршня от точки 2 вправо на участке кривой 2—3 происходит наполнение цилиндра свежим паром, а на участке 3—4 расширение пара в цилиндре. Начало выпуска отработанного пара производится в точке 4, а кривая 4—5 характеризует величину предварения выпуска отработанного пара.

При движении поршня от крайней правой точки к левой на участке кривой 5—6 происходит выпуск — выталкивание поршнем отработанного пара, а на участке кривой 6—1 сжатие пара. Этим заканчивается процесс работы пара в цилиндре и подготовка к новому циклу работы, который повторяется непрерывно при работе машины.



Фиг. 3. Действительная индикаторная диаграмма.

Элементы процесса

Коэффициент наполнения a представляет собой отношение $a = \frac{V_a}{V_h}$.

Коэффициент предварения выпуска $b = \frac{V_b}{V_h}$.

Коэффициент сжатия $c = \frac{V_c}{V_h}$.

Коэффициент предварения впуска $d = \frac{V_d}{V_h}$.

Коэффициент вредного пространства $\sigma_0 = \frac{V_0}{V_h}$.

Числовые величины коэффициентов приведены в табл. 1, 2.

Таблица 1

Коэффициенты, характеризующие тепловой процесс машины

Тип машины	Коэффициент наполнения a	Коэффициент предварения выпуска b	Коэффициент сжатия c	Коэффициент предварения впуска d
Одноцилиндровая машина без конденсации при давлении впуска от 10 до 16 ат . . .	0,24—0,16	0,05—0,12	0,2—0,3	0,005—0,02
То же с конденсацией .	0,14—0,13	0,07—0,2	0,3—0,4	0,005—0,02
Машина двойного расширения с конденсацией при давлении впуска от 10 до 16 ат	ц.в.д. 0,11—0,19	ц.в.д. 0,05—0,07	0,06—0,15	0,005—0,02
Машина Штумпфа с конденсацией	0,07—0,1	ц. н. д. 1—0,2 0,08—0,12	0,2—0,4 0,92—0,88	0,005—0,02 *

Таблица 2

Коэффициент вредного пространства

Тип парораспределения	Коэффициент вредного пространства σ_0
Плоские золотники	0,05—0,10
Поршневые золотники	0,07—0,16
Краны	0,03—0,06
Клапаны на цилиндре	0,06—0,12
Клапаны в крышках	0,04—0,06
Клапаны в крышках прямооточных машин .	0,015—0,035

Среднее индикаторное давление из индикаторной диаграммы определяется по формуле

$$p_i = \frac{f}{l} m,$$

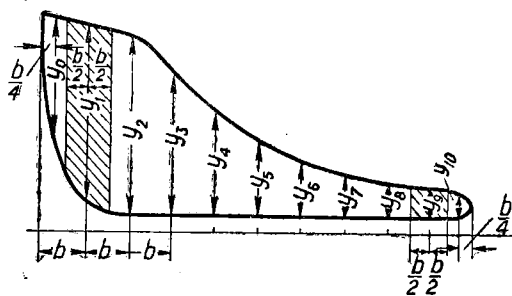
где f — площадь индикаторной диаграммы в $мм^2$;

l — длина диаграммы в $мм$;

m — масштаб индикаторной пружины в $кг/см^2$ на 1 $мм$.

* В зависимости от числа оборотов. С увеличением числа оборотов увеличивается предварение впуска.

Величина f определяется планиметрированием индикаторной диаграммы (с помощью прибора планиметра) либо находится графическим методом путём разбивки диаграммы на десять равных частей по фиг. 4. Графический метод даёт приближённую оценку среднего индикаторного давления и допустим для приблизительной оценки и определения мощности машины. При делении индикаторной диаграммы на десять равных частей графическим методом находим среднюю высоту диаграммы, пользуясь равенством



Фиг. 4. Определение средней высоты индикаторной диаграммы.

$$h = \frac{1}{10} \left(\frac{y_0 + y_{10}}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_9 \right).$$

Величины средних индикаторных давлений в зависимости от коэффициента наполнения для различных типов машин могут быть оценены по данным табл. 3.

Таблица 3

Значение величин средних индикаторных давлений

Тип машины и давление свежего пара	Коэффициент наполнения a						
	0,7	0,5	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20
	Средние индикаторные давления						
Одноцилиндровая с выпуском в атмосферу:							
для $p_1 = 9 \text{ атм}$	7,15	6,24	5,57	5,01	4,70	4,18	3,58
для $p_1 = 10 \text{ атм}$	8,07	7,06	6,31	5,70	5,35	4,77	4,11
Одноцилиндровая с выпуском в конденсатор:							
для $p_1 = 9 \text{ атм}$	—	7,13	6,46	5,90	5,59	5,07	4,48
Двухцилиндровая с выпуском в конденсатор последовательного расширения:							
для $p_1 = 10 \text{ атм}$	—	—	—	—	—	5,12	4,51

Индикаторная мощность

Индикаторная мощность машины определяется на основании конструктивных размеров машины, числа оборотов вала в минуту и величины среднего индикаторного давления. Индикаторная мощность одноцилиндровой машины двойного действия определяется по формуле

$$N_i = (p_{i1}^h F^h + p_{i1}^b F^b) \frac{Sn}{60 \cdot 75} \text{ л. с.},$$

где p_{i1}^h — среднее индикаторное давление одной полости рабочего цилиндра в кг/см^2 ;

p_{i1}^b — среднее индикаторное давление другой полости рабочего цилиндра в кг/см^2 ;

F^h — рабочая площадь поршня одной стороны в см^2 ;

F^b — рабочая площадь поршня другой стороны в см^2 ;

S — ход поршня в м ;

n — число оборотов коленчатого вала в минуту.

Рабочие площади поршня находятся по формулам

$$F^k = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_k^2),$$

$$F^b = \frac{\pi}{4} (D^2 - d_b^2),$$

где D — диаметр поршня в $см$;

d_b — диаметр поршневого штока в $см$;

d_k — диаметр кривошипно-шатунного штока в $см$;

Индикаторная мощность многоцилиндровых машин представляет собой сумму индикаторных мощностей отдельных цилиндров.

Эффективная мощность

Эффективная мощность машины определяется как разность индикаторной мощности при полной нагрузке (N_i) и индикаторной мощности при холостом ходе машины (N_o), что даст

$$N_e = N_i - N_o = N_i \eta_m.$$

Эффективная мощность машины определяется также теоретически путём выбора и определения механического к. п. д. η_m .

Величина механического к. п. д. паровой машины в основном зависит от тщательности выполнения и сборки деталей и узлов, а также от размеров паровой машины.

В табл. 4 даны значения механического к. п. д. для нормальной мощности паровой машины.

Таблица 4

Значения механического к. п. д.

Тип машины	Эффективная мощность в л. с.							
	10	50	75	100	300	500	750	1000
Без конденсации	0,82— 0,87	0,83— 0,88	0,84— 0,89	0,85— 0,90	0,86— 0,91	0,87— 0,92	0,88— 0,93	0,89— 0,94
С конденсацией	0,79— 0,84	0,80— 0,85	0,81— 0,86	0,82— 0,87	0,84— 0,89	0,85— 0,90	0,86— 0,91	0,87— 0,92

В зависимости от диаметров цилиндров механический к. п. д. имеет следующие значения:

Диаметр цилиндров в $мм$:

высокого давления	325	375	425	500	550	650
низкого давления	525	625	700	800	900	1100
ход поршня в $мм$	500	600	700	800	900	1100
Механический к. п. д.	0,86	0,865	0,87	0,875	0,88	0,89

Эффективная мощность машины может быть также определена путём непосредственного измерения отдаваемой мощности на валу машины гидравлическим или электрическим тормозом.

Индикаторные диаграммы машин многократного расширения

В машинах двойного расширения пар, получив частичное расширение в одном цилиндре, поступает для последующего расширения в другой цилиндр. В машинах тройного расширения пар последовательно проходит через первый, второй и третий цилиндры машины. В связи с этим индикаторные диаграммы

машин многократного расширения разделяются на несколько диаграмм, отображающих рабочие процессы во всех цилиндрах.

В этих машинах последовательно соединяются цилиндры с включением между ними паровой коробки — ресивера — объём которой должен обеспечивать выравнивание давления при выпуске и впуске пара в цилиндры.

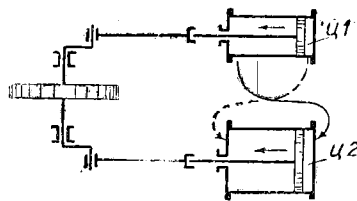
Основными преимуществами машин многократного расширения являются:

- 1) возможность экономичной работы паром высокого давления, поскольку расширение пара фактически осуществляется в нескольких цилиндрах;
- 2) уменьшение потерь на утечки от неплотностей колец и парораспределительных органов из-за сравнительно меньших перепадов давлений между рабочими полостями.

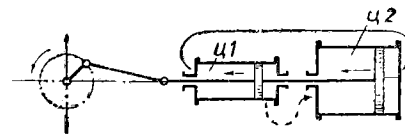
Недостатками являются:

- 1) более высокая стоимость машины при изготовлении;
- 2) усложнённое регулирование мощности машины из-за того, что регулировка пара по цилиндру высокого давления даёт изменение в работе последующих цилиндров с некоторым опозданием.

Схема машины двойного расширения (компаунд-машины) показана на фиг. 5. Схема тандем машины двойного расширения показана на фиг. 6. Этот тип



Фиг. 5. Схема машины двойного расширения.



Фиг. 6. Схема тандем машины двойного расширения.

машин обладает несколько большей неравномерностью хода по сравнению с компаунд-машинами. В компаунд-машинах с заклиниванием кривошипов под 90° обеспечивается большая равномерность хода.

Индикаторная мощность машин многократного расширения

Индикаторная мощность машины двойного расширения определяется по формуле

$$N_i = (p_{i_1}^k F^{k'} + p_{i_1}^b F^b + p_{i_2}^k F^{k'} + p_{i_2}^b F^{b'}) \frac{S \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ л. с.},$$

где $p_{i_1}^k$ и $p_{i_1}^b$ — средние индикаторные давления цилиндров высокого давления;

$p_{i_2}^k$ и $p_{i_2}^b$ — средние индикаторные давления цилиндров низкого давления;

F^k и F^b — рабочие площади поршня цилиндра высокого давления;

$F^{k'}$ и $F^{b'}$ — рабочие площади поршня цилиндра низкого давления.

Индикаторная мощность N_i может быть подсчитана и по среднему индикаторному давлению обоих цилиндров, отнесённому к объёму ц. н. д.

Указанное среднее индикаторное давление будет

$$p_i = p_{i_1} \frac{V_{h_1}}{V_{h_2}} + p_{i_2},$$

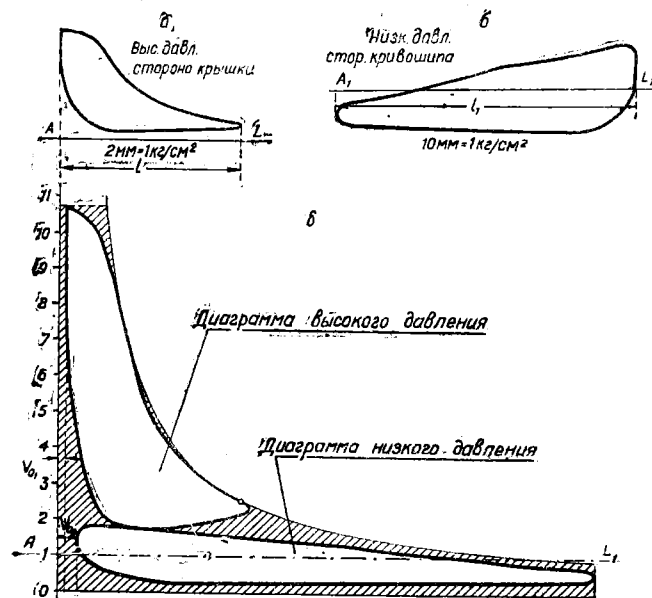
где p_{i_1} и p_{i_2} — среднее индикаторное давление соответствующих рабочих полостей;

V_{h_1} и V_{h_2} — объёмы рабочих цилиндров.

Суммирование индикаторных диаграмм машин многократного расширения.

При суммировании индикаторных диаграмм (фиг. 7, а и б) необходимо учитывать объёмы цилиндров и масштабы давлений. При известных вредных объёмах V_{01} и V_{02} индикаторные диаграммы приводятся к одному масштабу,

как показано на фиг. 7, в. Суммарная диаграмма даёт данные о потерях в паровой коробке и о прочих отклонениях в рабочем процессе.



Фиг. 7. Суммирование индикаторных диаграмм двойного расширения.

Коэффициенты полезного действия паровой машины

Термический к. п. д. идеального цикла выражается отношением

$$\eta_t = \frac{AL_0}{i_1 - i_w} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_w},$$

где L_0 — работа идеального цикла;

i_1 — начальное теплосодержание;

i_2 — конечное содержание при адиабатическом расширении;

i_w — теплосодержание питательной воды;

A — термический эквивалент единицы работы.

Величина $i_1 - i_2$ является теоретическим или располагаемым перепадом теплоты.

Значение AL_0 , i_1 и i_2 проще всего определяются по диаграмме JS .

Относительный индикаторный к. п. д. равен

$$\gamma_{o.i} = \frac{L_i}{L_0} = \frac{A L_i}{i_1 - i_2}$$

или

$$\eta_{o.i} = \frac{632,3}{d_i (i_1 - i_2)},$$

где L_i — индикаторная работа 1 кг пара;

632,3 — количество теплоты, соответствующее работе в 1 л. с. =
 $= 60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot A = \frac{270000}{427} \approx 632,3 \text{ кал.}$

d_i — расход пара в кг на индикаторную силу в час;

Значения относительного индикаторного к. п. д. приведены в табл. 5

Значения относительного индикаторного к. п. д.

Тип машины	Насыщенный пар		Перегретый пар	
	Выпуск в атмосферу	Выпуск в конденсатор	Выпуск в атмосферу	Выпуск в конденсатор
Одноцилиндровая с простым золотником . .	0,50—0,65	0,38—0,45	0,65—0,75	0,50—0,65
То же с отдельными впуском и выпуском .	0,65—0,75	0,42—0,63	0,72—0,82	0,60—0,75
Прямоточная	0,70—0,80	0,65—0,70	0,75—0,85	0,70—0,80

Относительный эффективный к. п. д. определяется по формуле

$$\eta_{o.e} = \frac{AL_e}{i_1 - i_2}$$

или

$$\eta_{o.e} = \frac{632,3}{d_g (i_1 - i_2)},$$

где L_e — эффективная работа 1 кг пара;

d_g — расход пара в кг на эффективную силу в час.

Механический к. п. д.

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i}.$$

Относительный электрический к. п. д.

$$\eta_{o.s} = \frac{860}{d_s (i_1 - i_2)},$$

где d_s — расход пара в кг на 1 кВт/час.

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{AL_i}{i_1 - i_w} = \frac{632,3}{d_i (i_1 - i_w)},$$

где i_w — теплосодержание питательной воды.

Эффективный к. п. д.:

$$\eta_e = \frac{AL_e}{i_1 - i_w} = \frac{632,3}{d_e (i_1 - i_w)},$$

Электрический к. п. д.

$$\eta_s = \frac{860}{d_s (i_1 - i_w)}.$$

Соотношение между приведенными к. п. д. выражается формулами

$$\eta_{o.e} = \eta_{o.i} \cdot \eta_m; \quad \eta_{o.s} = \eta_{o.e} \cdot \eta_{пер} \eta_e,$$

где $\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи к генератору;

η_e — к. п. д. электрогенератора.

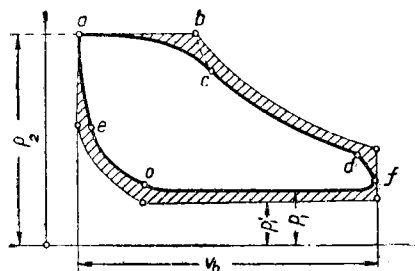
$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{o.i}; \quad \eta_e = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_{o.i} \eta_m;$$

$$\eta_s = \eta_t \cdot \eta_{o.s} = \eta_t \eta_{o.e} \eta_{пер} \eta_e = \eta_t \eta_{o.i} \eta_{пер} \eta_e.$$

Коэффициентом полезного действия брутто станции является отношение выработанной энергии к количеству тепла, содержащемуся в сожжённом за это же время топливе.

Коэффициент полезного действия нетто учитывает расход электроэнергии на собственные нужды и производственные потери (паровое дутьё, конденсацию, подогрев воды, пусковые расходы и пр.). Поэтому коэффициентом полезного действия нетто является отношение отпущенной электроэнергии к сожжённому топливу.

Сравнение качества работы установок производится по условному топливу, теплотворная способность которого принимается $Q_n^u = 7000$ ккал/кг. Расчёт расхода топлива по условному его значению необходим для установок, работающих на разных топливах.



Фиг. 8. Сравнение индикаторных диаграмм действительного и идеального циклов.

цикл, в котором имеет место полное использование теплового перепада пара при расширении его от начального давления в котле до конечного давления в конденсаторе (холодильнике).

Диаграмма действительного цикла отличается от диаграммы идеального цикла вследствие появления разных тепловых потерь при работе пара в паровой машине, поэтому площадь её меньше площади индикаторной диаграммы идеального цикла (фиг. 8).

Действительный тепловой процесс

Под идеальным циклом работы машины принимаем такой условный

Вредное пространство и сжатие пара

Наличие вредного пространства в цилиндре паровой машины вызывает увеличение расхода пара на заполнение объёма вредного пространства и вследствие потерь на начальную конденсацию.

Потери от вредного пространства уменьшаются, если машина работает с некоторым сжатием пара, оставшегося в цилиндре после прекращения выпуска. Сжатие пара способствует также более плавной работе машины, исключаяющей резкие толчки при впуске свежего пара.

Объём вредного пространства в процентах от рабочего объёма цилиндра $\left(\frac{V_c}{V_h}\right)$ принимается:

- 7—18% (средн. 12%) при цилиндрических золотниках;
- 5—10% (средн. 8%) при плоских золотниках;
- 5—10% (средн. 7%) при клапанах на цилиндре;
- 3—6% (средн. 4%) при кранах и при клапанах в крышке;
- 2—5% (средн. 3%) для машин прямоточных с клапанами в крышке.

Отклонения по линии впуска. Давление пара в цилиндре в момент впуска p_2 в действительной машине меньше давления в котле p_k . При прохождении пара через трубопровод, а также через систему регулирования и парораспределения, происходит потеря давления, равная

$$p_k - p_2 = \Delta p_m + \Delta p_n + \Delta p_e,$$

где Δp_m — потери в подводящем трубопроводе;

Δp_n — потери в регулирующем органе;

Δp_e — потери в паропроводящем канале цилиндра машины.

Потери давления в трубопроводе зависят от длины и диаметра трубопровода, скорости пара и его удельного веса.

Потери давления в регулирующем органе, при дроссельном, т. е. качественном регулировании, зависят от степени нагрузки машины и могут достигать нескольких атмосфер.

Потери давления в паропроводящем канале незначительны и их необходимо учитывать при скоростях пара более 50 м/сек.

На фиг. 8 линия *ab* представляет собой период впуска пара. Линия *ac* характеризует потерю давления в паропроводящих каналах.

Отклонения по линии расширения. В идеальном цикле предположено, что расширение протекает по адиабате до давления в холодильнике. В действительной машине расширение протекает по более пологой линии *cd*, называемой политропой, и может сопровождаться притоком тепла от стенок к пару вследствие высокой температуры стенок цилиндра.

При применении насыщенного пара расширение в цилиндре машины подчиняется уравнению

$$pv = \text{const.}$$

При перегретом паре расширение подчиняется уравнению $pv^n = \text{const.}$ Показатель n_1 зависит в основном от величины начальной температуры и частично от давления пара и имеет значения от 1,08 до 1,25.

Отклонения при выпуске. Осуществление расширения пара до давления в холодильнике потребовало бы большой длины цилиндров и больших размеров паровпускных органов, что экономически невыгодно. Вследствие этого давление в конце расширения принимается от 1,6 до 2 ат при выпуске пара в атмосферу и от 0,6 до 1,1 ат при выпуске пара в конденсатор.

Для того чтобы обеспечить своевременный выпуск пара и при заданном давлении выпуска избежать противодействия, при обратном ходе поршня создаётся предварение выпуска. По кривой *df* (фиг. 8) происходит выпуск пара под влиянием избыточного его давления, по линии *fo* происходит выталкивание пара поршнем. Отработанный пар выходит из цилиндра с давлением порядка 1,1—1,2 ат при выпуске пара в атмосферу, с давлением 0,1—0,2 ат при выпуске пара в конденсатор.

Предварение выпуска принимается тем большим, чем больше разность между конечным давлением расширения и давлением среды, в которую производится выпуск пара. В машинах с конденсацией предварение выпуска берётся больше, чем в машинах, работающих с выпуском пара в атмосферу, или с противодействием выше 1 ата. Величина предварения выпуска возрастает также с увеличением числа оборотов машины.

В одноцилиндровых машинах опережение выпуска принимается в пределах:

5—10% при выпуске в атмосферу (в % хода поршня);

8—15% при выпуске пара в конденсатор (в % хода поршня).

В прямоточных машинах предварение выпуска принимается от 10 до 12%.

Предварение впуска пара начинается в точке *e* и в среднем колеблется от 0,005 до 0,02 части хода поршня.

Коэффициент полноты диаграммы

Величина, равная отношению площади действительной диаграммы (1—2—3—4—5—6) к площади теоретической диаграммы (I—II—III—IV—V—VI), называется коэффициентом полноты диаграммы, который в среднем равен:

для одноцилиндровых машин с конденсацией.	от 0,88 до 0,95;
для одноцилиндровых машин без конденсации	от 0,90 до 0,95;
для быстроходных машин.	от 0,75 до 0,80.

Потери от конденсации пара

При выпуске пара из машины температура стенок вредного пространства значительно снижается. Вследствие этого при впуске свежего пара в цилиндр часть его конденсируется на относительно более холодных стенках цилиндра.

Сконденсировавшаяся часть пара не принимает участия в преобразовании теплоты пара в работу и относится к потере, которую называют потерей от начальной конденсации пара.

Для уменьшения потерь от начальной конденсации прибегают к обогреву стенок и крышек цилиндра. Потеря от начальной конденсации пара резко снижается при работе машины с перегретым паром. Применение многократного расширения и увеличение оборотов машины способствуют уменьшению потери на начальную конденсацию с одноцилиндровой машиной.

Расход пара в одноцилиндровой машине. Расход пара в кг на 1 и. л. с.-час распределяется опытным путём по количеству поступающей в котёл питательной воды или по количеству образовавшейся в конденсаторе конденсационной воды при поверхностной конденсации либо теоретическим путём.

1. Для определения расхода пара по количеству питательной воды пользуются установленными мерным и расходным баками. При этом способе замеров вода, питающая котёл, взвешивается или подсчитывается по объёму. В случае расчёта по объёму необходимо учитывать разницы удельных весов воды при температуре питания и при температуре тарировки воды в баке. В тех случаях, когда имеет место расход пара на технологические нужды производства, баланс пара по отдельным статьям подсчитывается по формуле

$$D = G_n - G_{y.с} - G_k - G_0,$$

где D — расход пара за период испытания в кг;

G_n — расход питательной воды в кг;

$G_{y.с}$ — утечка воды в кг;

G_k — количество конденсата пара в паропроводах и пр. в кг;

G_0 — производственный расход пара в кг.

Количество конденсата и утечки воды определяется сбором их с последующим взвешиванием.

Производственный расход пара берётся по средним практическим данным или по показаниям парометров.

2. Определение расхода пара по количеству конденсата определяется путём взвешивания конденсата либо с помощью водомера.

3. Определение расхода пара теоретическим путём производится а) по сравнительной оценке относительного индикаторного к. п. д. идеальной машины с действительной работой пара; б) по индикаторным диаграммам; в) по тепловому расчёту.

Расход пара с оценкой относительного индикаторного к. п. д. определяется по формуле

$$d_i = \frac{d_t}{\eta_{o,i}} = \frac{632}{i_1 - i_2} : \eta_{o,i}$$

где d_i — расход пара в кг на 1 и. л. с.-час действительной машины;

d_t — то же в идеальной машине;

$\eta_{o,i}$ — относительный индикаторный к. п. д.

Расход пара по индикаторной диаграмме находится с учётом всех потерь.

Видимый расход пара по данным индикаторной диаграммы определяется по формуле

$$d'_i = \frac{27}{p_i} [(a' + \sigma_0)\gamma' - (c + \tau_0)\gamma''],$$

где a' — коэффициент наполнения;

c — коэффициент сжатия;

σ_0 — коэффициент вредного пространства;

γ' и γ'' — удельные веса пара в начале расширения и в начале сжатия.

Потери пара на конденсацию в цилиндре определяются по эмпирической формуле

$$d_i'' = \alpha \frac{A}{\sqrt{C_m}},$$

где α — коэффициент, зависящий от размеров двигателя (см. табл. 6).

C_m — средняя скорость поршня в м/сек

$$C_m = \frac{Sn}{30};$$

A — коэффициент, определяющийся в зависимости от типа машины и начального состояния пара (табл. 7).

Таблица 6

Значение коэффициента α

$\frac{S}{D}$	α
1	0,82
1,25	0,87
1,5	0,91
2	1
2,5	1,08
3	1,15
4	1,29
5	1,41

Таблица 7

Значение коэффициента A

Тип машины	Коэффициент A
Одноцилиндровая, работающая насыщенным паром, с выпуском в атмосферу	6 ÷ 5
Одноцилиндровая, работающая насыщенным паром, с выпуском в конденсатор	4,5 ÷ 4,2
Одноцилиндровая, работающая перегретым паром (перегрева 80—120°), с выпуском в атмосферу	0,6 ÷ 0,5
Одноцилиндровая, работающая перегретым паром (перегрева 80—120°) с выпуском в конденсатор	0,45 ÷ 0,42
Одноцилиндровая, работающая перегретым паром (перегрева 120—160°), с выпуском в атмосферу	0,3 ÷ 0,25
Одноцилиндровая, работающая перегретым паром (перегрева 120—160°), с выпуском в конденсатор	0,23 ÷ 0,21

Утечка пара в машине определяется по формуле

$$d_i''' = k \left(\frac{8,8}{\sqrt{N_i C_m}} + \frac{1}{2 \cdot C_m} \right),$$

где k — коэффициент, зависящий от состояния машины, принимается равным от 0,5 до 0,95.

Действительная величина расхода пара принимается равной сумме потерь

$$d_i = d_i' + d_i'' + d_i'''.$$

Расход пара на 1 э. л. с.-час определяется по формуле

$$d_c = \frac{d_i}{\tau_{im}}.$$

Расход тепла на 1 и. л. с.-час составит:

$$W_1 = d_i (i_1 - i_2).$$

Данные расхода пара для новых хорошо отрегулированных машин приведены в табл. 8, 9, 10, 11, 12.

Таблица 8

Расход пара в кг на 1 и.л.с.-час для одноцилиндровых и компаунд-машин, работающих на выхлоп и с конденсацией на насыщенном паре

Характер работы	Мощность в и.л.с.	Давление пара p в ат	
		10	12
Одноцилиндровые машины			
Работа на выхлоп	20	10,9	9,7
	50	10,6	9,6
	100	10,1	9,4
	125	9,9	9,3
Работа с конденса- цией	20	9,3	8,7
	50	9,0	8,6
	100	8,65	8,35
	125	8,5	8,2
Компаунд-машины			
Работа на выхлоп	150	9,7	9,1
	200	9,5	8,9
	300	9,35	8,95
	500	9,15	8,55
Работа с конденса- цией	150	6,9	6,6
	200	6,7	6,4
	300	6,45	6,3
	500	6,3	6,15

Таблица 9

Расход пара в кг на 1 и.л.с.-час для компаунд-машин, работающих на перегретом паре до 300°

Характер работы	Мощность в и.л.с.	Давление пара $p = 12$ ат
Работа с конденса- цией	200	5,9
	400	5,8
	800	5,6
	1200	5,5
	1600	5,4

Таблица 10

Расход пара в кг на 1 и.л.с.-час для одноцилиндровых машин нормальных типов и размеров с клапанным парораспределением

Характер работы	Работа на выхлоп						Работа с конденсацией					
	50		250		1000		50		250		1000	
Мощность в и.л.с.												
Температура пара в град.	250	300	250	300	250	300	250	300	250	300	250	300
При $p = 8$ ат:												
$C_m = 2,5$. .	9,00	8,30	8,75	8,0	—	—	6,6	6,1	5,35	5,80	—	—
$C_m = 3,0$. .	—	—	8,50	7,8	8,35	7,65	—	—	6,20	5,65	6,00	5,50
$C_m = 3,5$. .	—	—	—	—	8,20	7,50	—	—	—	—	5,80	5,53

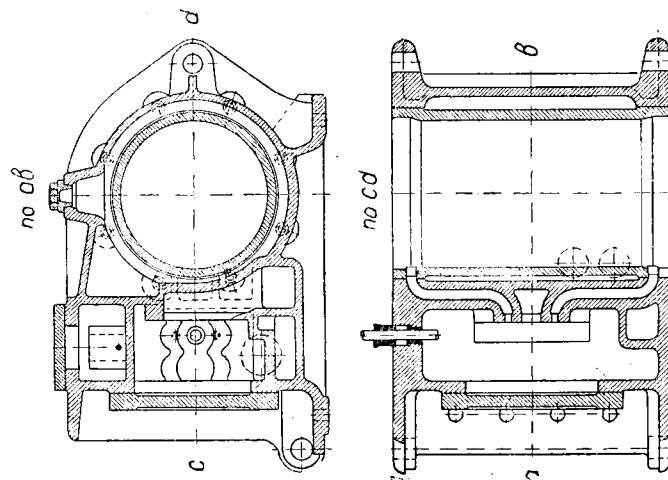
Характер работы	Работа на выхлоп						Работа с конденсацией					
	50		250		1000		50		250		1000	
	250	300	250	300	250	300	250	300	250	300	250	300
При $p = 10$ ат:												
$C_m = 2,5$. . .	8,35	7,70	8,10	7,4	—	—	6,45	5,85	6,20	5,70	—	—
$C_m = 3,0$. . .	—	—	7,90	7,25	7,75	7,10	—	—	6,00	5,50	5,85	5,25
$C_m = 3,5$. . .	—	—	—	—	7,10	6,90	—	—	—	—	5,65	5,20
При $p = 12$ ат:												
$C_m = 2,5$. . .	8,05	7,30	7,85	7,15	—	—	6,3	5,75	6,15	5,55	—	—
$C_m = 3,0$. . .	—	—	7,60	6,90	7,45	6,75	—	—	5,90	5,40	5,75	5,25
$C_m = 3,5$. . .	—	—	—	—	7,35	6,65	—	—	—	—	5,60	5,15
При $p = 14$ ат:												
$C_m = 2,5$. . .	7,80	7,05	7,55	6,85	—	—	—	—	—	—	—	—
$C_m = 3,0$. . .	—	—	7,35	6,65	7,25	6,55	—	—	—	—	—	—
$C_m = 3,5$. . .	—	—	—	—	7,10	6,45	—	—	—	—	—	—

Примечание. При золотниковых парораспределениях расход пара на 5 ÷ 15% больше.

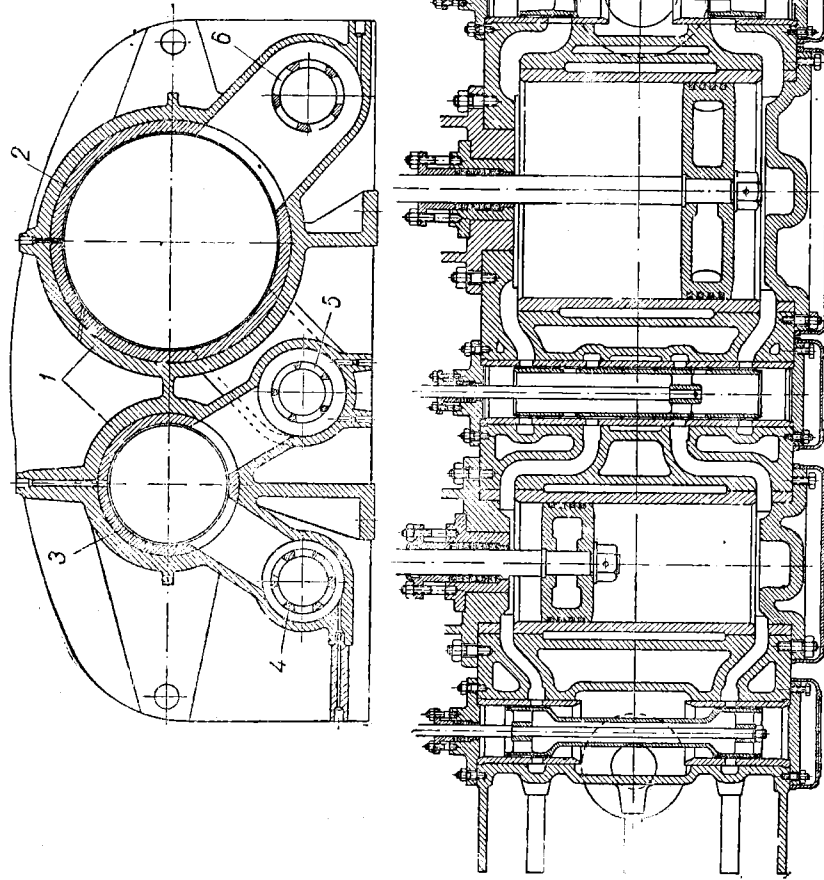
Таблица 11

Расход пара в кг на 1 и.л.с.-час для многоцилиндровых машин с клапанным парораспределением и с конденсацией

Мощность в и.л.с.	250		1000	
	250	300	250	300
При $p = 8$ ат:				
$C_m = 2,5$	6,00	5,55	—	—
$C_m = 3,0$	5,85	5,40	5,65	5,20
$C_m = 3,5$	—	—	5,50	5,00
При $p = 10$ ат:				
$C_m = 2,5$	5,70	5,25	—	—
$C_m = 3,0$	5,50	5,10	5,35	4,95
$C_m = 3,5$	—	—	5,20	4,80
При $p = 12$ ат:				
$C_m = 2,5$	5,40	5,00	—	—
$C_m = 3,0$	5,25	4,85	5,15	4,75
$C_m = 3,5$	—	—	4,95	4,60
При $p = 14$ ат:				
$C_m = 2,5$	3,30	4,90	—	—
$C_m = 3,0$	5,10	4,70	5,00	4,60
$C_m = 3,5$	—	—	4,85	4,45

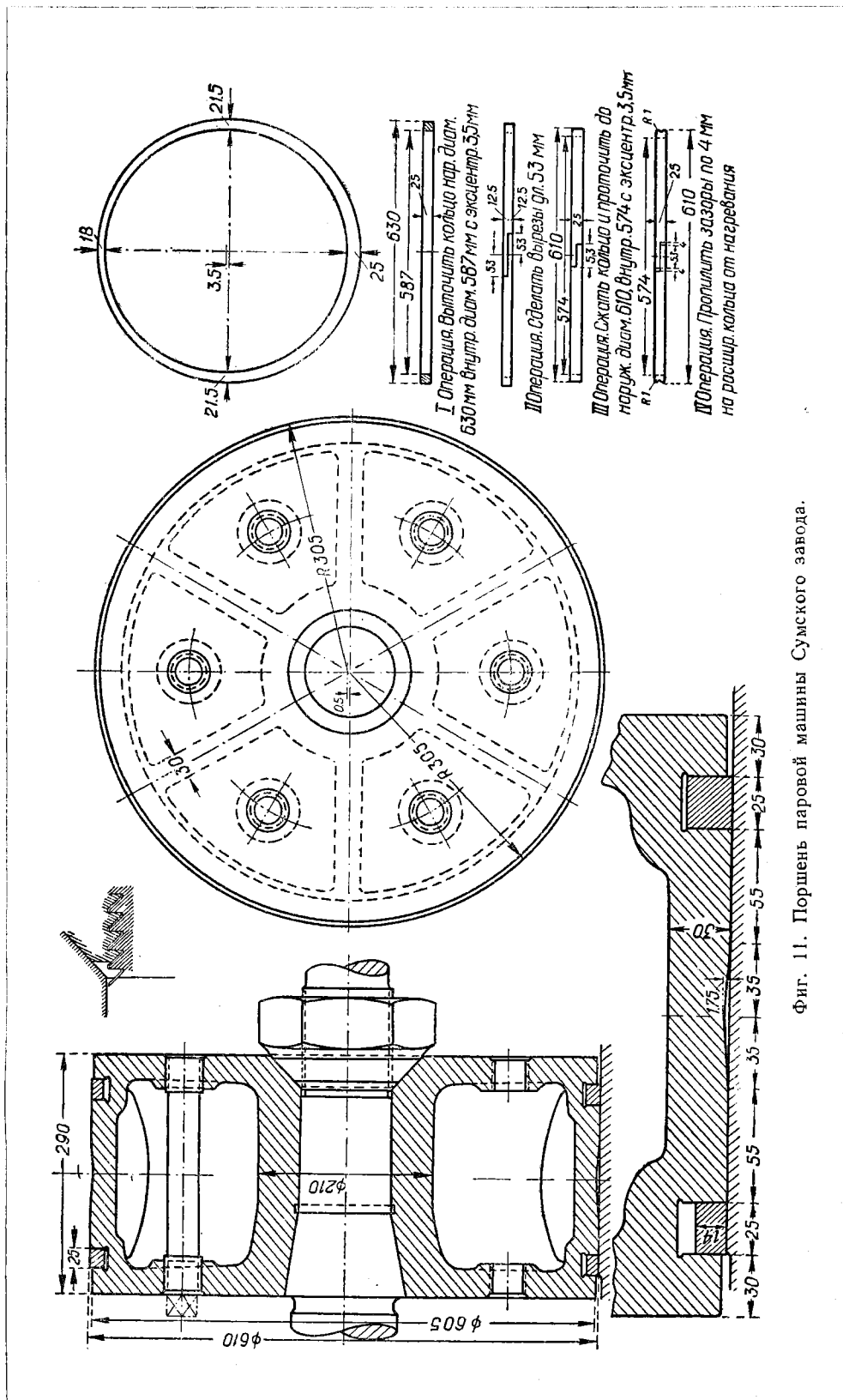


Фиг. 9. Цилиндр паровой машины одноцилиндрового локомотива Людинового завода.



Фиг. 10. Цилиндровый блок паровой машины Людинового завода:

1 — цилиндровый блок; 2 — цилиндр высокого давления; 3 — цилиндр высокого давления; 4 — золотник выпуска пара в цилиндр высокого давления; 5 — золотник перепуска пара; 6 — золотник для выпуска пара из цилиндра низкого давления.



Фиг. 11. Поршень паровой машины Сумского завода.

Таблица 12

Расход пара в кг на 1 и.л.с.-час для прямоточных одноцилиндровых машин при температуре пара $t = 300$ и вакууме 90%

Нагрузка	Рабочее давление пара в ат				
	8	10	12	14	16
1/1	4,88	4,76	4,63	4,49	4,33
3/4	5,00	4,86	4,71	4,54	4,41
1/2	5,17	5,03	4,86	4,68	4,50

Поршень. На фиг. 11 показана конструкция поршня паровой машины Сумского машиностроительного завода. У крупных машин поршень имеет двойное направление (через переднюю и заднюю крышки). Особенностью данной конструкции поршня является широкая канавка глубиной до 1,75 мм, выполненная по середине цилиндрической поверхности поршня и предназначенная для улавливания и распределения масла. Клинообразная щель, расположенная между поршнем и цилиндром, обуславливает наилучшие условия для смазки цилиндра.

Сальники. Сальники служат для уплотнения мест прохода штока через крышки и препятствуют утечке пара в атмосферу. Уплотнения сальников выполняются с мягкой, металлической и лабиринтовой набивками. Сальник с мягкой набивкой обычно применяется для насыщенного пара давлением до 10 атм. В качестве набивки применяется асбестовый шнур, пропитанный маслом в смеси с графитом.

Металлическая набивка выполняется при применении пара высокого давления, а также перегретого пара. Этот тип набивки состоит из внутренних, прилегающих к штоку разрезных никелиновых колец и наружных разрезных чугунных колец. На фиг. 12 показан сальник Людиновского завода с металлической набивкой, где 1 — внутренние кольца, 2 — наружные кольца.

При металлической лабиринтовой набивке пар, просачиваясь из парового пространства наружу, дросселируется в узких кольцевых щелях и в стыке колец. Особенностью указанной лабиринтовой набивки является то, что она не прижимается к штоку и тем самым даёт ему возможность перемещаться без дополнительного сопротивления.

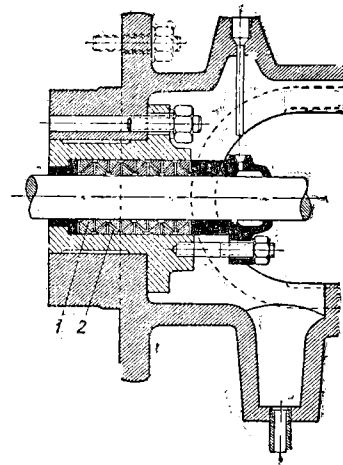
Ползун. Ползун является связующей частью между штоком и шатуном машины. Ползун передаёт параллельным вертикальным составляющим силам, действующим вдоль шатуна. Ползун со штоком соединяется гайкой или клином. Поверхность башмака выполняется плоской или круглой. На фиг. 13 изображён открытый ползун паровой машины. Подтяжка вкладышей производится гайкой, надетой на конец поршневого штока. Соединение предусмотрено при помощи клина. Башмаки обычно выполняются целиком из чугуна либо из чугуна с баббитовой заливкой.

Коленчатый вал. На фиг. 14 показан двухколенчатый вал паровой машины Людиновского завода.

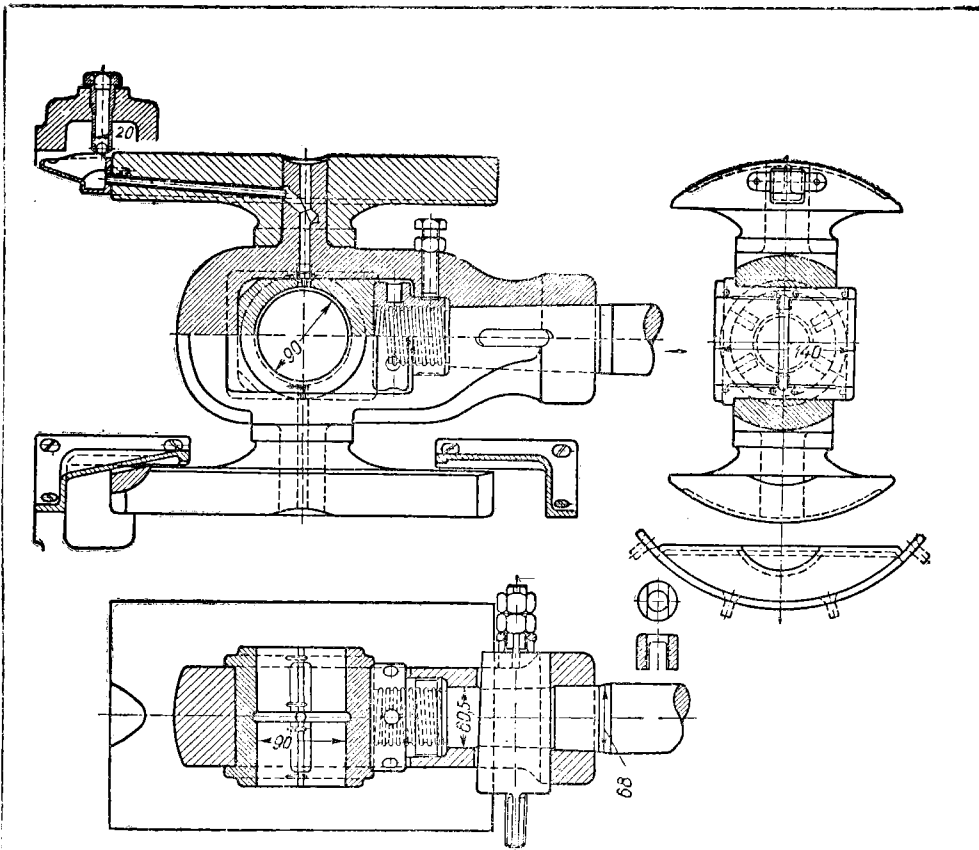
41. КОНСТРУКЦИЯ ОСНОВНЫХ ЧАСТЕЙ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Паровой цилиндр. Паровой цилиндр обычно отливается как одно целое с золотниковой или клапанной коробкой. На фиг. 9 изображен цилиндр паровой машины одноцилиндрового локомотива Людиновского завода с паровой рубашкой и плоским золотником.

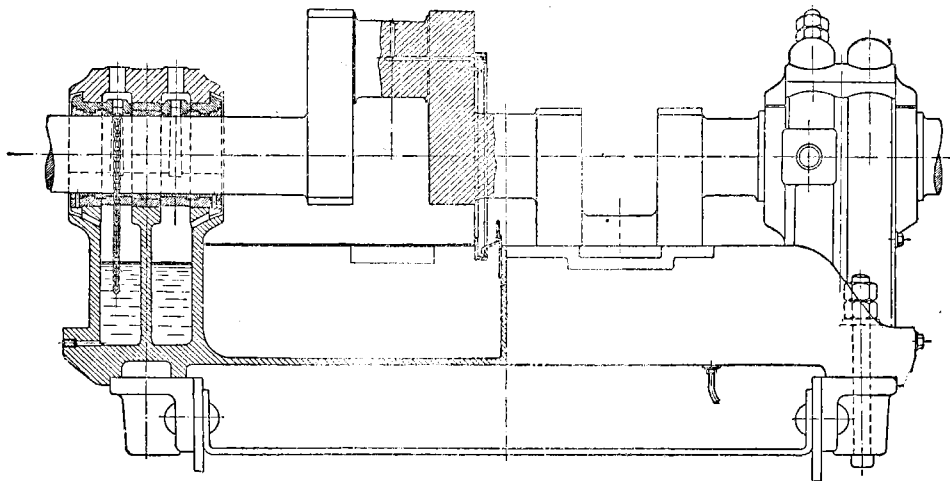
Локомотивы того же завода, работающие с перегревом пара, строятся с цилиндрическими золотниками. На фиг. 10 показан цилиндрический блок такой машины — локомотива Людиновского завода.



Фиг. 12. Сальник с металлической набивкой Людиновского завода.

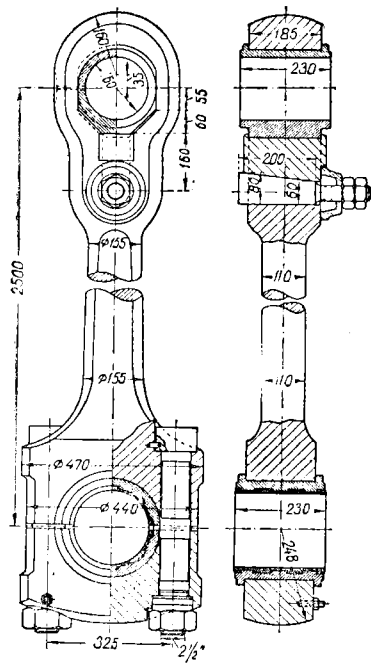


Фиг. 13. Ползун паровой машины.



Фиг. 14. Двухколенчатый вал паровой машины локомотива Людиновского завода.

Шатун. Шатун выполняется с закрытой (у ползуна) малой головкой и с разъемной (кривошипной) головкой. Вкладыши выполняются из бронзы или чугуна. При изготовлении вкладышей из чугуна они заливаются баббитом. При износе вкладышей кривошипной головки необходимый зазор достигается путём подтягивания специального клина со спиливанием мест стыка половинок вкладыша. На фиг. 15 показан шатун паровой машины Сумского машиностроительного завода.



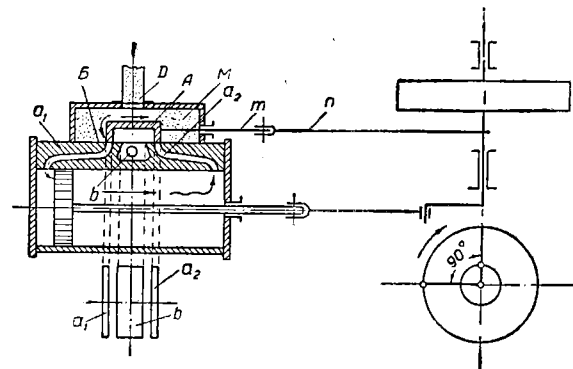
Фиг. 15 Шатун паровой машины.

Золотник *A* перемещается по тщательно пришабренной поверхности *B*, называемой золотниковым зеркалом. Золотниковое зеркало выполнено с двумя впускными каналами a_1 и a_2 для острого пара и с одним каналом b , через который происходит выпуск отработанного пара. Золотник получает движение от коленчатого вала при помощи приводного механизма *m* и *n*.

Золотник располагается в золотниковой коробке *m*, к которой подключён паропровод *D* свежего пара. Золотниковый шток *m* со своим шатуном и кривошипом заклинивается под углом $90^\circ + \delta^*$ по отношению к кривошипу машины. Такая установка золотника приводит к тому, что во время хода поршня с одной стороны цилиндра происходит впуск пара, а с другой — выпуск.

В целях большей экономичности впуск свежего и выпуск отработанного пара производятся с некоторым предварением. Предварение впуска и выпуска осуществляется с помощью перекрыш с заклиниванием эксцентрика под некоторым углом опережения.

В зависимости от того, с внутренней или внешней стороны золотника впускается свежий пар, парораспределение называется внешним или внутренним.



Фиг. 16. Схема парораспределения с помощью коромыслового золотника.

* δ — угол опережения.

Положения золотника при внешнем впуске даны на фиг. 17 для левой полости цилиндра:

I — среднее положение золотника, при котором каналы перекрыты на перекрыши e и i ; перемещение золотника вправо;

II — поршень в левом мёртвом положении, при котором золотник открывает канал на величину линейного предварения впуска (слева) и для выпуска — справа; перемещение золотника вправо;

III — золотник в правом мёртвом положении, при котором каналы открыты на наибольшую величину впуска и выпуска пара.

IV — золотник перемещается влево и осуществляет отсечку свежего пара в левой стороне цилиндра;

V — золотник в среднем положении и движется влево;

VI — золотник, двигаясь влево, создаёт начало выпуска в левой полости цилиндра;

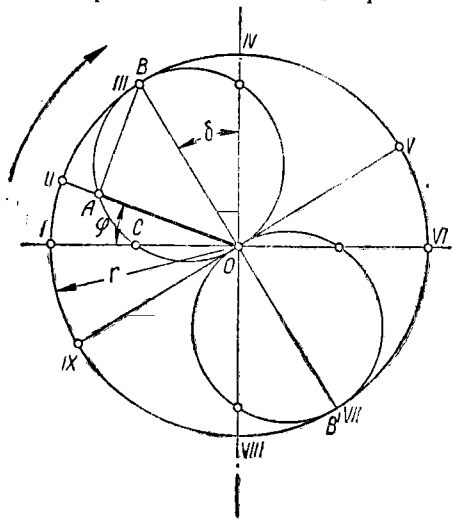
VII — поршень в правом мёртвом положении, при котором каналы открыты на линейное предварение слева для выпуска и справа для впуска; золотник движется влево;

VIII — золотник в левом мёртвом положении, при котором каналы открыты на наибольшую величину слева для выпуска и справа для впуска пара;

IX — начало сжатия, при котором закончен выпуск пара в левой полости; золотник перемещается вправо.

Золотниковые диаграммы. Золотниковые диаграммы представляют собой графическое изображение перемещений золотника из среднего положения и дают возможность определить взаимное положение золотника и поршня в каждый рассматриваемый момент.

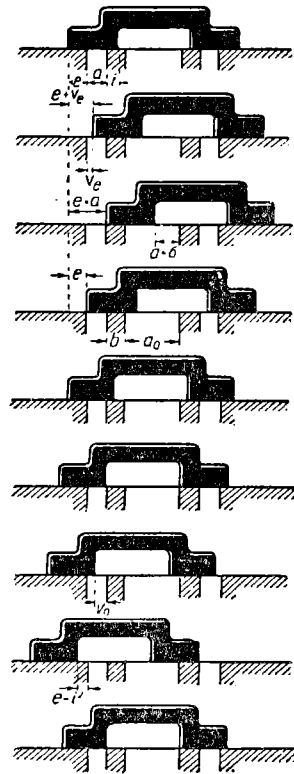
Построение круговой диаграммы производится следующим образом: радиусом C кривошипа или эксцентрика золотника описывается окружность (фиг. 18).



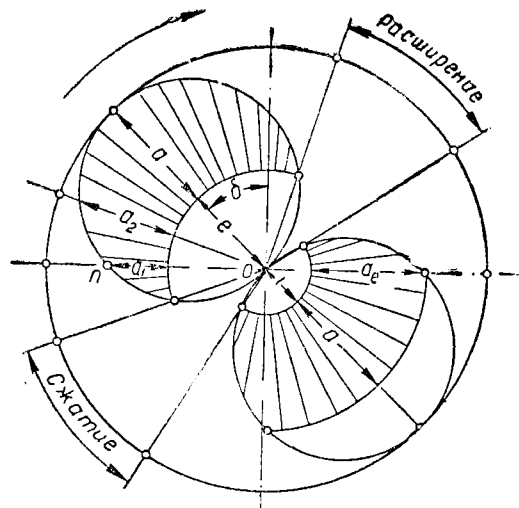
Фиг. 18. Круговая золотниковая диаграмма.

От вертикальной оси окружности в сторону, обратную вращению кривошипа, откладывается угол опережения δ . На отрезках OB и OB' , как на диаметрах, описываются окружности. При любом угле поворота кривошипа хорды, отсекаемые этими кругами, будут соответствовать перемещению золотника. При этом верхний круг показывает смещение золотника вправо от среднего положения, а нижний — влево.

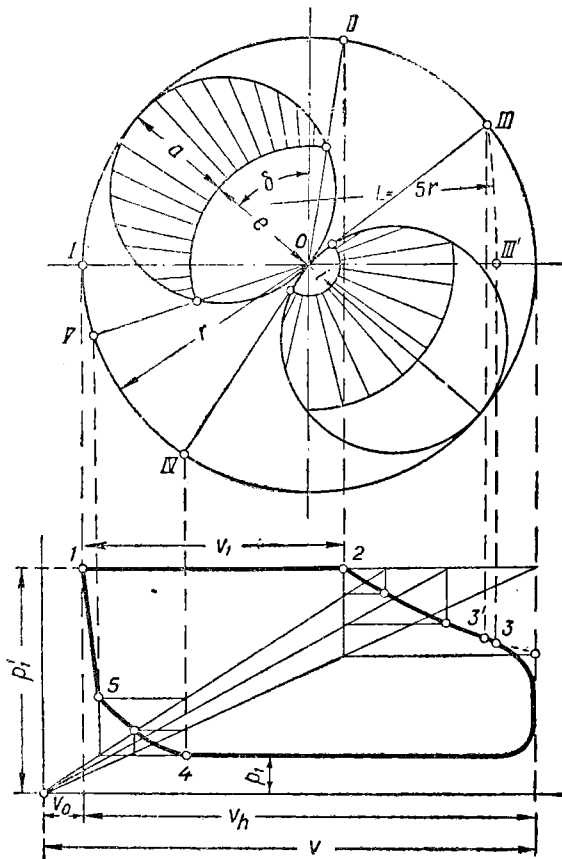
Действительно, когда кривошип займёт положение *II*, соответствующее повороту на угол φ , хорда OA будет равна $OA = r \sin(\delta + \varphi)$, что соответствует смещению золотника вправо. При перемещении золотника на величину, равную по хорде OC (положение *I*), кривошип будет находиться в мёртвом положении. В положении *III* золотник займёт крайнее мёртвое положение, сместившись.



Фиг. 17. Положения золотника при внешнем впуске.



Фиг. 19. Круговая диаграмма золотниковая с перекрышами.



Фиг. 20. Построение круговой диаграммы по данным парораспределения.

на величину r . Положения IV, V, VI, VII, VIII, IX и др. характеризуют величины смещений золотника, при этом положение кривошипа в точке V и IX соответствует положению золотника в среднем положении, так как величины хорд, отсекаемые кругами, равны нулю.

Золотниковая диаграмма даёт возможность определять величину смещения золотника и величину открытия впускных каналов для любого угла поворота кривошипа.

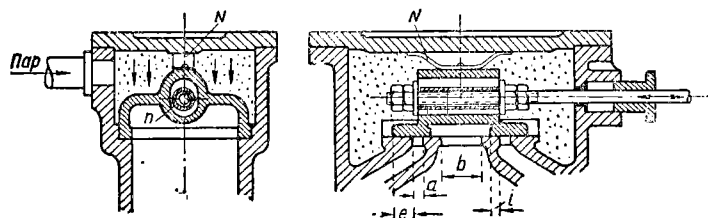
На фиг. 19 представлена диаграмма с внутренними и внешними перекрышами e и i , с углом опережения δ . Величина открытия окна на впуск будет соответствовать значению a , т. е. величине хода золотника за вычетом величины внешней перекрыши. Пользуясь нижним кругом диаграммы, можно также определить моменты открытия внутренней перекрыши.

При проверке парораспределения по индикаторной диаграмме строим круговую диаграмму по способу, рассмотренному на фиг. 20. При точном построении диаграммы необходимо учитывать влияние конечной длины шатуна. Так, например, с учётом конечной длины шатуна начало выпуска пара (точка 3) переносится на круговую диаграмму через точку III' и дальше по радиусу в точку III. Точка 3 соответствует началу выпуска пара при бесконечно длинном шатуне. Круговые диаграммы можно выполнять, как указывалось выше, со смещением центра основной окружности на величину поправки.

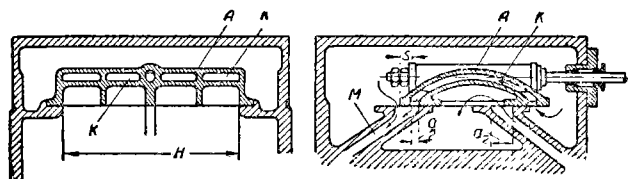
Таким образом, по индикаторной диаграмме находятся все относительные значения элементов парораспределения, действительные же значения их находятся с учётом масштаба вычерченной диаграммы.

Коробчатые золотники. Простейший тип коробчатого золотника для паровых машин небольшой мощности показан на фиг. 21.

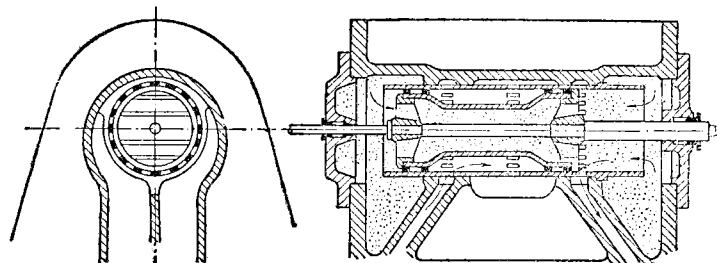
К спинке золотника прикрепляется пружина N , которая предупреждает возможность подъема золотника при большой величине сжатия мягкого пара. Основным недостатком этого типа золотника является значительная его



Фиг. 21. Коробчатый золотник.



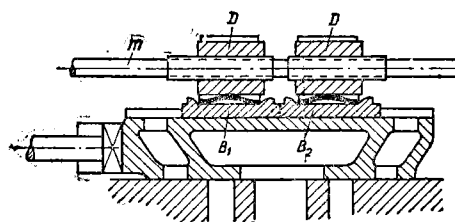
Фиг. 22. Золотник с внутренним каналом:
 b — толщина наружной лапы золотника; a — ширина впускного канала.



Фиг. 23. Цилиндрический золотник.

неуравновешенность. Неуравновешенность вызывается тем, что на его верхнюю и нижнюю поверхности действуют разные давления, которые в результате вызывают большую одностороннюю силу трения на трущихся поверхностях золотника и золотниковой коробки.

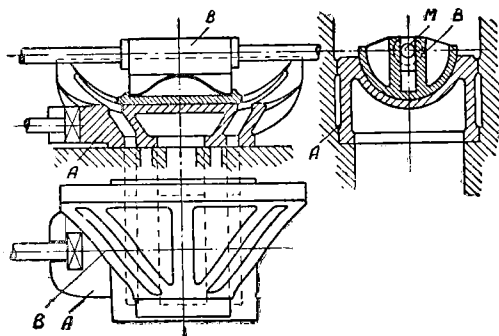
Золотники с внутренним каналом. На фиг. 22 показан золотник A с внутренним каналом K , по которому подводится пар. Как видно из фиг. 22, пар поступает непосредственно через открытое окно M и по каналу K . Конструкция такого золотника обеспечивает сравнительно быстрое открытие и закрытие впускных каналов и уменьшение мятя свежего пара. Кроме того, эти золотники обуславливают необходимость меньшего рабочего их хода, что, в свою очередь, уменьшает работу трения. Золотники с внутренним каналом являются также неуравновешенными, как и простые коробчатые золотники.



Фиг. 24. Двойной золотник.

Цилиндрические золотники. Один из типов цилиндрического золотника представлен на фиг. 23. Основным преимуществом цилиндрических золотников является их уравновешенность. Требующиеся для них небольшие перестановочные усилия обуславливают также незначительный износ трущихся поверхностей. Направление движения пара показано на фиг. 23 стрелками.

Двойные золотники. В машинах, которые должны работать с небольшими степенями наполнения, применяются двойные золотники. Этот тип золотников обычно состоит из основного и расширительного золотников. Основной золотник работает с постоянными отсечками впуска пара, расширительный же золотник перекрывает впускной канал на спинке основного золотника и тем самым производит необходимую отсечку пара, а следовательно, и регулировку степени наполнения. На фиг. 24 показан один из типов двойного золотника. Расширительным золотником являются пластины B_1 и B_2 , перемещаемые при помощи гаек D .



Фиг. 25. Двойной золотник.

Более совершенным золотником является золотник, изображённый на фиг. 25. Изменение величины отсечки пара достигается небольшим поворотом расширительного золотника регулятором. Расширительный золотник B расположен на основном золотнике A . Изменение степени наполнения производится вращением скалки M на некоторый угол, что упрощает регулирование.

Клапанное парораспределение

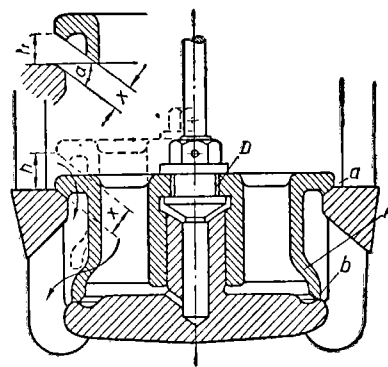
Применение клапанного парораспределения обеспечивает значительно меньшую величину вредного пространства, что благоприятно отражается на расходе пара и экономичности работы машины. Клапанное парораспределение особенно выгодно при применении пара высокого давления.

Следует учитывать, что клапанное парораспределение позволяет осуществить также небольшие степени наполнения и тонкую регулировку.

Клапаны приводятся в действие при помощи системы тяг и рычагов, связанных с кулачными шайбами или эксцентриками.

Клапаны разделяются на группу с принудительным управлением и со свободным падением. В первом типе клапанов подъём и опускание их на гнездо производятся с помощью привода, в клапанах же со свободным падением подъём клапана осуществляется под действием распределительного механизма, а момент отсечки — под действием пружины, которая обеспечивает быструю посадку клапана на гнездо.

На фиг. 26 показана конструкция двухпорного клапана, где A — тело клапана, a и b опорные поверхности, h — высота подъёма клапана. Для правильной посадки клапана выполняется двойное направление. Расстояние x при полном подъёме клапана равно $h \cos \alpha$.



Фиг. 26. Двухпорный клапан.

Устройство клапанного парораспределения

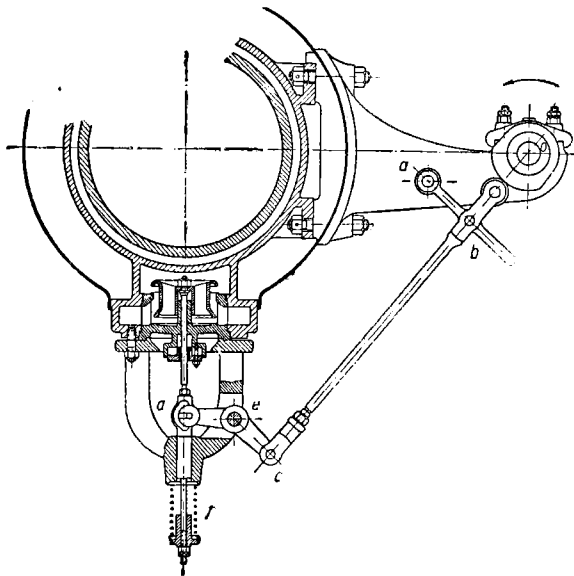
Парораспределение при помощи кулачных шайб. Простейшим механизмом передачи движения клапану являются кулачные шайбы.

На фиг. 27 показано парораспределение этого типа. Кулачная шайба O воздействует на ролик, сидящий на тяге cb . Тяга cb удерживается в необхо-

димом положении при помощи рычага *ar*. Перемещение точки *c* через систему рычага *ed* передаётся непосредственно на клапан. Пружина *f* возвращает клапан в первоначальное положение.

На фиг. 28 показан двухседельный клапан машины высокого давления (40 ат). Рассматриваемая конструкция имеет вставные гнёзда, что позволяет легко осуществлять их притирку, обработку на станке и, при необходимости, замену.

Принудительное распределение с переменной степенью наполнения. Принудительные распределения с переменной степенью наполнения выполняются для впускных клапанов. В распределении, изображённом на фиг. 29, один эксцентрик обслуживает выпускной и впускной клапаны. Перемещение выпускного клапана производится при помощи катящегося рычага *t*, который смягчает удары в клапанах при их посадке. Движение впускного клапана передаётся от эксцентрика через систему рычагов, связанных с регулятором. В этом типе передачи точка *m* через серьгу связана с рычагом *np*, имеющим опору *o*. Муфта регулятора *a* через вертикальную тягу воздействует на рычаг *or*. При увеличении числа оборотов происходит отклонение рычага *ro* с последующим воздействием через рычаг *ps* на клапан. Приведённая схема позволяет осуществить переменную степень наполнения цилиндра.



Фиг. 27. Схема парораспределения при помощи кулачных шайб.

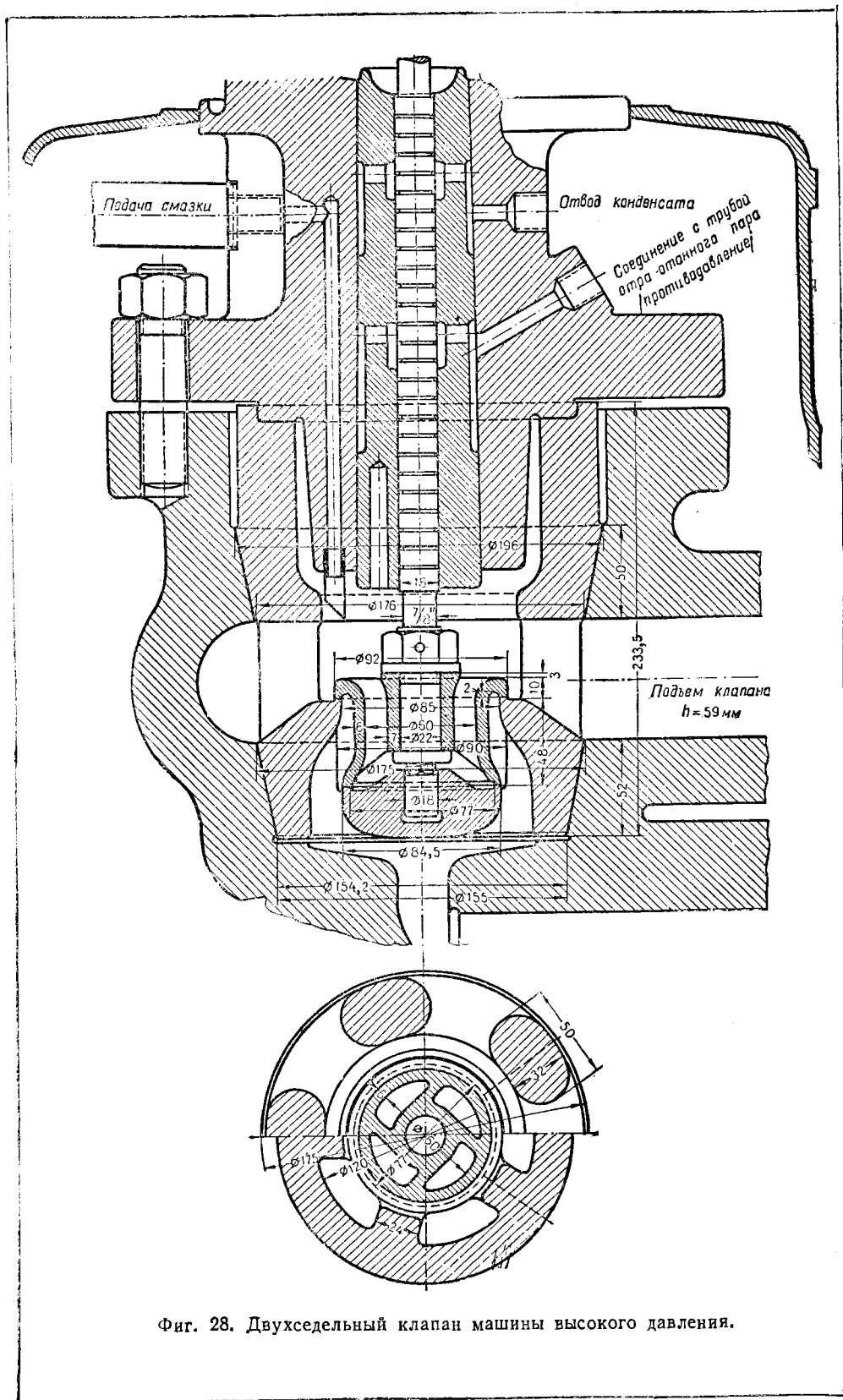
В парораспределении по фиг. 30 впускной и выпускной клапаны имеют самостоятельные эксцентрики. При таком типе парораспределения регулятор воздействует на впускной клапан через его эксцентрик. Под действием регулятора изменяется угол заклинивания эксцентрика, что вызывает перемещения точки *b*, а следовательно, и изменение величины продолжительности подъёма клапана.

Крановое парораспределение. Крановое парораспределение представляет собой подобие плоского золотника, перемещающегося в цилиндре по дуге. На фиг. 31 *a* представлена схема крана *A* с внешней перекрышей *e* и внутренней перекрышей *i*. Каждая полость цилиндра обычно снабжается отдельным краном (фиг. 31, *б*), который управляет впуском и выпуском пара. На фиг. 32 показан тип кранового парораспределения, управляемого приводным механизмом.

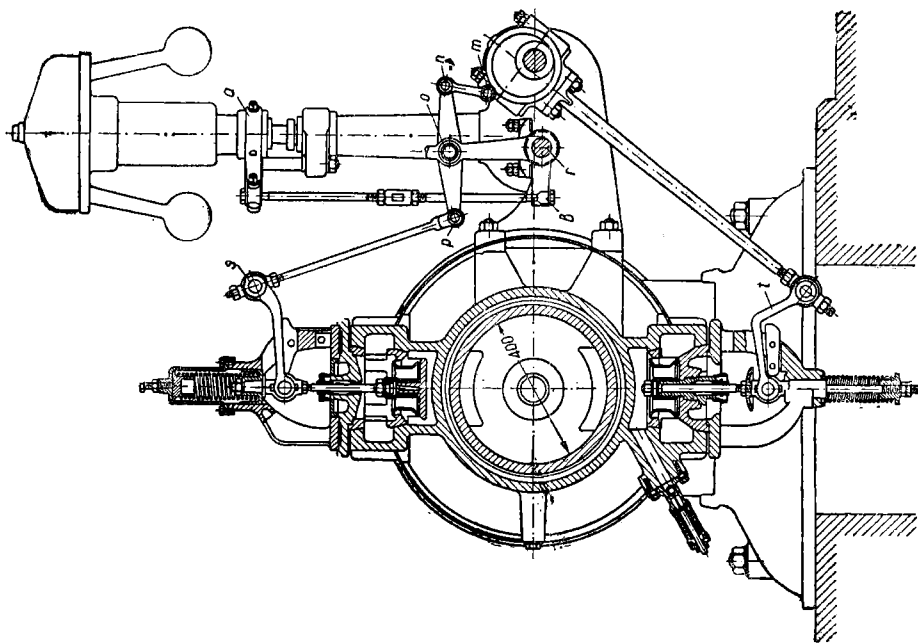
43. СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ МАШИН

Величина линии впуска пара оказывает существенное влияние на площадь индикаторной диаграммы и, следовательно, на мощность машины. Это обстоятельство используется для регулирования мощности машины. Применяют регулирование количественное (изменение величины отсечки) или качественное (дросселирование или мятие свежего пара).

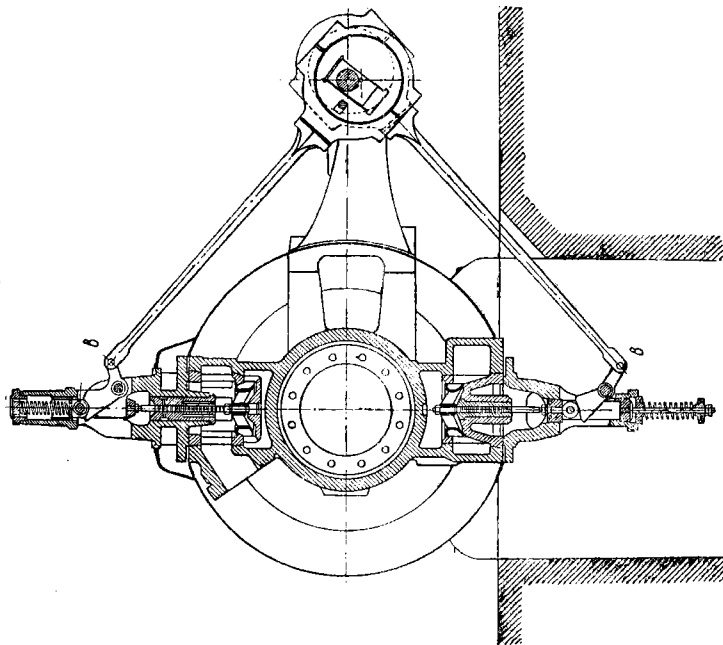
При количественном регулировании изменяется количество пара, поступающего в машину, поэтому на индикаторной диаграмме положение линии впуска по высоте остаётся неизменным, а изменяется лишь её длина, так же, как и степень наполнения. Максимально возможная степень наполнения



Фиг. 28. Двухседельный клапан машины высокого давления.



Фиг. 29. Принудительное распределение с переменной стенойю наполнения.

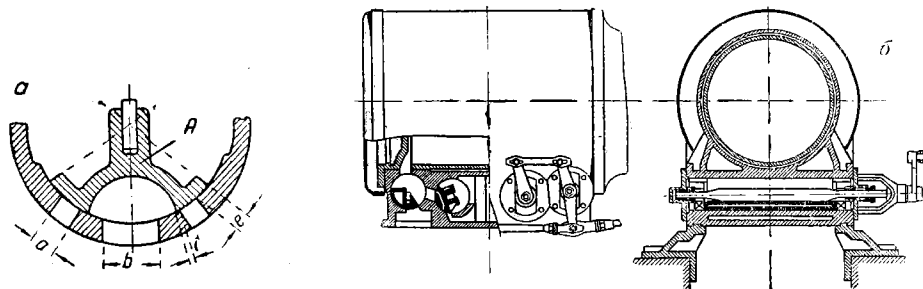


Фиг. 30. Принудительное распределение с изменением величины продолжительности подъёма клапана.

выбирается в связи с наибольшей мощностью, требующейся от машины. В машинах без конденсации обычно максимальная степень наполнения составляет 40—60%, в машинах с конденсацией 30—50%.

Наименьшая степень наполнения при таком регулировании принимается обычно равной нулю.

Количественное регулирование достигается воздействием регулирующего



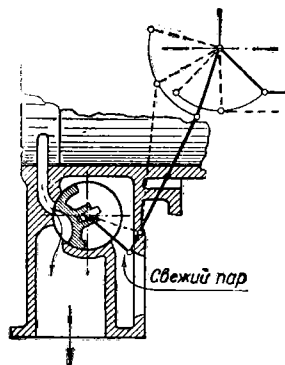
Фиг. 31. Крановое парораспределение.

устройства на перемещение парораспределительного органа, который изменяет продолжительность открытия окон для впуска пара.

При этом способе регулирования термический к. п. д. не зависит от нагрузки.

Качественное регулирование машины заключается в том, что давление пара изменяется путём его дросселирования, степень же наполнения остаётся постоянной.

При этом регулировании период отсечки впускаемого в цилиндр пара остаётся постоянным для любых мощностей, давление же поступающего пара дросселируется клапаном, вследствие чего его давление изменяется.



Фиг. 32. Управление крановым парораспределением.

Способ регулирования мятим свежего пара с уменьшением нагрузки понижает термический к.п.д. Этот способ регулирования является более простым, однако из-за малой экономичности применяется сравнительно редко.

При изменении мощности машины нарушается равномерный ход машины. В этом случае выравнивающие числа оборотов достигается с помощью регулятора. При необходимости уменьшить развиваемую машинной мощностью необходимо понизить среднее индикаторное давление, которое может быть достигнуто: 1) торможением или мятим свежего пара при впуске; 2) изменением степени наполнения.

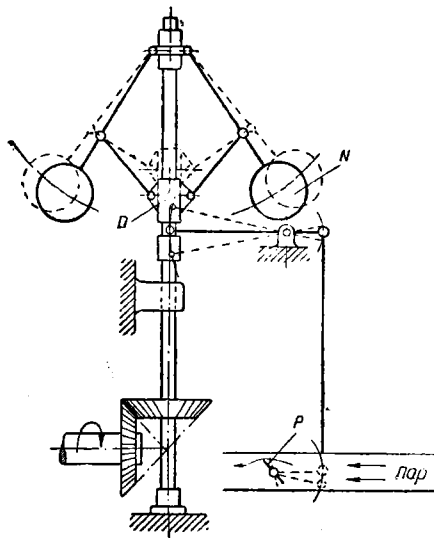
При торможении свежего пара регулятор воздействует на дроссельный клапан, установленный в паропроводе; при изменении степени наполнения регулятор воздействует непосредственно на привод парораспределительных органов.

При регулировании торможением ухудшаются рабочие свойства пара, что понижает экономичность работы машины. При регулировании же изменением степени наполнения пар, поступающий в машину, почти не изменяет своего начального давления, а следовательно, и своих рабочих свойств и экономичности работы машины.

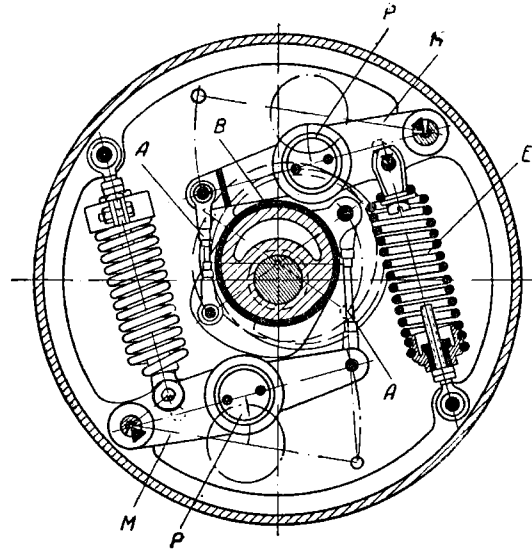
На фиг. 33 в схематическом виде представлен центробежный регулятор. При изменении числа оборотов грузы регулятора N изменяют своё положение и посредством муфты D и системы рычагов воздействуют на дроссель P .

Приведённый регулятор относится к типу регуляторов прямого действия, которые непосредственно воздействуют на дроссельный клапан или на механизм парораспределения.

На фиг. 34 показан осевой регулятор. Грузы P , насаженные на рычаги M , при своём расхождении, под действием центробежной силы, отклоняются в положение, указанное пунктиром, поворачивая при этом хомут эксцентрика B . Поворот эксцентрика осуществляется с помощью тяг A и приводит



Фиг. 33. Связь регулятора с дросселем.



Фиг. 34. Осевой регулятор.

к изменению угла опережения и наполнения цилиндра. Для уравновешивания центробежной силы вращения грузов применяются пружины E .

Если машина при верхнем положении муфты регулятора даёт n_1 оборотов в минуту, а при нижнем — n_2 оборотов, то отношение

$$\delta_p = \frac{n_1 - n_2}{n}$$

называется теоретической степенью неравномерности, где n — число оборотов при нормальной нагрузке.

Величина δ_p для большинства конструкций регуляторов = 0,02—0,08.

Если Δn представляет собой изменение числа оборотов регулятора, необходимое для преодоления трения в системе регулятора и парораспределения, то отношение

$$\epsilon = \frac{(n + \Delta n) - (n - \Delta n)}{n} = \frac{2\Delta n}{n}$$

называется степенью нечувствительности регулятора.

Действительная, или полная, степень неравномерности регулятора находится по формуле

$$\delta = \frac{(n_1 + \Delta n) - (n_2 - \Delta n)}{n} = \frac{n_1 - n_2}{n} + \frac{2\Delta n}{n} = \delta_p + \epsilon.$$

Степень нечувствительности регулятора можно принять как сумму

$$\epsilon = \epsilon_s + \epsilon_p,$$

где ϵ_s — степень нечувствительности от действия распределительного механизма;

ϵ_p — степень нечувствительности от трения в системе регулятора.

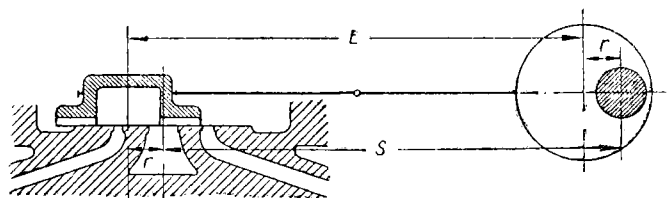
В выполненных конструкциях имеем

$$\varepsilon_s = 0,02 - 0,04; \quad \varepsilon_p = 0,05 - 0,03.$$

Если степень нечувствительности регулятора меньше степени неравномерности ($\varepsilon < \delta$), то будет наблюдаться колебание окружной скорости вала; для избежания этого необходимо, чтобы $\varepsilon \geq \delta$.

Основные указания по установке парораспределения*

Работа по установке парораспределения производится на заводском стенде, затем повторяется при монтаже машины на фундаменте и после ремонта.



Фиг. 35. Регулировка золотника.

Установка простого золотника. При проверке необходимой длины золотниковой тяги эксцентрик вначале устанавливается на валу без закрепления. Вращая эксцентрик по валу, одновременно изменяют длину тяг до тех пор, пока золотник не будет отходить от среднего положения на равное расстояние в обе стороны. После этого кривошип устанавливают в переднюю мёртвую точку, а свободно сидящий на валу эксцентрик поворачивают в направлении вращения машины до тех пор, пока золотник не откроет паровпускное окно на нужную величину линейного предварения впуска.

Затем временно заклинивают эксцентрик на валу машины, переводят вал в заднюю мёртвую точку и проверяют открытие соответствующего окна. Если предварение впуска у второго окна окажется иным, необходимо найти разность между величинами предварения и эксцентрик переместить в соответствующую сторону на величину, равную половине этой разности. Величину предварения впуска необходимо проверить несколько раз с тем, чтобы добиться равенства значений предварения впуска с двух сторон.

На фиг. 35 показан правильно отрегулированный ход золотника, при котором $E = S$.

После установки предварения впуска эксцентрик крепится наглухо.

Если простой золотник установлен симметрично относительно среднего положения, то при этом из-за влияния конечной длины шатуна неизбежно будут получены разные степени наполнения для обеих полостей цилиндра.

Для того чтобы достигнуть равных степеней наполнения, внешние перекрыши выполняют разных размеров или золотник устанавливают несимметрично относительно среднего его положения.

Практически чаще всего парораспределение устанавливают на равные предварения впуска, если наполнение полостей цилиндров, при проверке по индикаторным диаграммам, не будет различаться больше чем на $\pm 2\%$.

Значение предварения впуска в среднем составляет от 0,8 до 2% хода поршня и, как правило, берётся на основании заводских данных.

Установка расширительного золотника. Установка коренного золотника производится по методам, изложенным для простого золотника. При установке расширительного золотника необходимо определить длину тяги E_1 (фиг. 36).

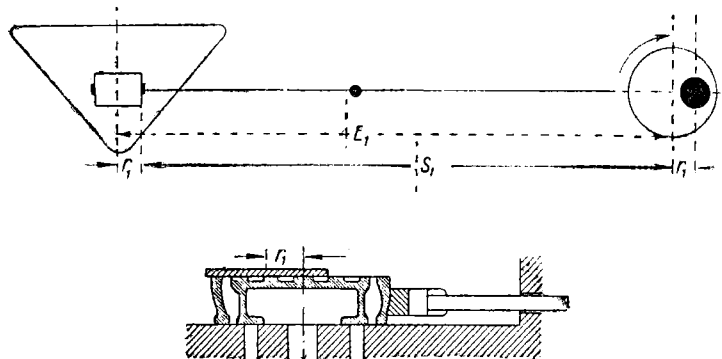
Для решения этой задачи коренной золотник устанавливают в среднее положение, а расширительный золотник предварительно заклинивают под

* Указания по контролю сборки деталей и узлов даны в гл. IX, стр. 274, которыми можно пользоваться также и при сборке паровых машин.

необходимым углом опережения (при неизвестном угле опережения его принимают равным 90°). Затем, не закрепляя привод коренного золотника, регулируют длину тяги расширительного золотника так, чтобы он давал равные перемещения в обе стороны от среднего положения. После этого регулятор устанавливают на минимальную подачу пара (положение муфты в верхней точке) и устанавливают расширительный золотник на полное перекрытие пара (наполнение равно нулю). Для машин с охлаждением наименьшее наполнение принимается с отрицательным знаком и равно 0,02 хода поршня (2%).

Регулировка величин наполнения для обеих полостей цилиндра наиболее точно производится по индикаторным диаграммам, так как во время работы машины, из-за нагревания паром, изменяется длина золотниковой тяги и прочих элементов парораспределения.

Установка парораспределения в компаунд-машинах. В компаунд-машинах наполнение цилиндра низкого давления в среднем должно быть, примерно,



Фиг. 36. Установка расширительного золотника.

на 15% больше, чем в цилиндре низкого давления. При резких колебаниях нагрузки и малых наполнениях цилиндра высокого давления наполнение цилиндра низкого давления принимается увеличенное.

Установка парораспределения с осевым регулятором. Регулятор с эксцентриком соединяется таким образом, что самому крайнему или наружному его положению соответствует наибольший угол заклинивания, а самому внутреннему — наименьший.

Установка парораспределения с цилиндрическим золотником. В связи с тем, что при цилиндрических золотниках недоступны измерения начала и конца пуска пара, установка и проверка парораспределения производится с помощью шаблона, который выполняется из одной неподвижной планки и другой подвижной планки, соединённой с тягой золотника. На неподвижной планке шаблона выполнены отметки расположения впускных и выпускных окон, а на подвижной — отметки, копирующие золотник. Шаблон, вынесенный за пределы цилиндра и связанный, как указывалось, с движением золотниковой тяги, позволяет проследить момент открытия и закрытия окон. Регулировка производится обычными методами, однако при этом должно быть достигнуто соответствие между положением планок шаблона и действительным положением золотника в машине.

Установка клапанного парораспределения. Предварение впуска измеряется величиной подъёма клапана при положении кривошипа в мёртвой точке. Обычно величина предварения впуска берётся от 1,5 до 3 мм. Регулировка необходимой величины открытия клапанов достигается изменением длины тяги, воздействующей на клапан, либо путём поворота шестерни на необходимое число зубьев.

Если величина предварения впуска не дана, то выбор этой величины производится в зависимости от величины вредного пространства и давления пара в цилиндре. В табл. 13 даны данные предварения впуска в процентах хода поршня в зависимости от этих величин.

Таблица 13

Данные предварения впуска хода поршня
в процентах

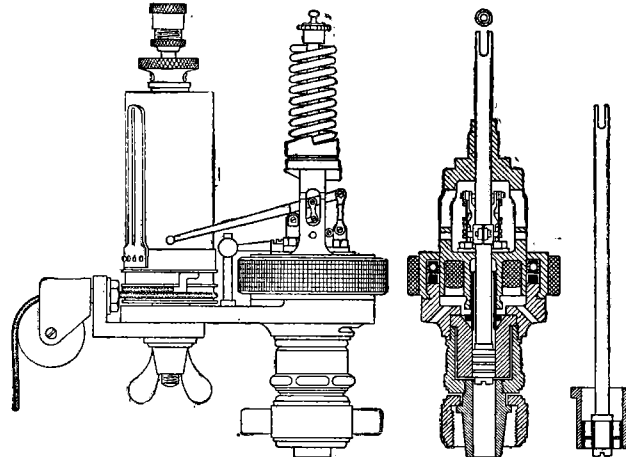
Вредное пространство в %	Давление сжатия в ат						
	0—0,8	1—1,8	2—2,8	3—3,8	4—4,8	5—5,8	6—6,8
	Предварение впуска в % хода поршня						
3—5	0,5	0,7	0,9	1,1	1,2	1,3	1,5
6—8	0,7	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7
9—12	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,1
13—20	1,5	1,7	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4

44. ИНДИКАТОР

Для исследования изменений давления в цилиндрах машины в зависимости от перемещения поршня применяются приборы, называемые индикаторами. Диаграммы, снимаемые индикатором, графически представляют явления, происходящие в цилиндре, и дают возможность определить мощность машины, а также погрешности парораспределения и нарушения теплового процесса от всевозможных причин.

На фиг. 37 показан тепловой индикатор, применяющийся для проверки теплового процесса паровой машины. Важнейшими частями такого индикатора являются:

1. Цилиндр, куда подводится пар из рабочих полостей машины. Поступающий пар воздействует на поршень и производит его перемещение вверх. Перемещению поршенька противодействует пружина.



Фиг. 37. Тепловой индикатор.

2. Пишущий прибор, получающий своё движение от перемещающегося поршенька. Пишущий прибор состоит из системы рычагов и передаёт ускоренное движение поршенька через штифт на барабан.

3. Барабан получает вращательное движение с возвратно-переменным направлением. Движение барабана строго соответствует возвратно-поступательному движению поршня машины.

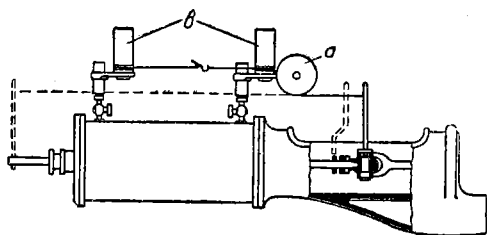
Индикаторная диаграмма представляет собой результат перемещений поршенька индикатора и барабана, на который и надевается бумага для получения графического изображения процесса.

Индикаторы выполняются с внутренними и наружными пружинами. Индикаторы с наружными пружинами имеют то преимущество, что пружина не приходит в соприкосновение с паром, вследствие чего не искажается масштаб пружины. Индикаторы с наружными пружинами следует в основном применять для исследования машин, работающих перегретым паром.

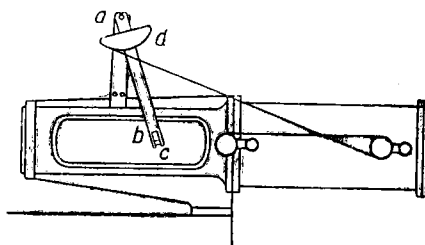
Для машин с большим числом оборотов выполняются специальные модели индикаторов облегчённого типа, в которых движущиеся части поршенька и пишущего прибора выполняются небольшого веса.

Ходоуменьшители выполняются рычажного либо роликового типов. Роликовые ходоуменьшители состоят из двух жёстко связанных между собой роликов. Уменьшение хода барабана во столько раз меньше хода ползуна, во сколько раз диаметр одного ролика больше другого.

Пружина является сменной частью индикатора. Каждый индикатор снабжается несколькими пружинами, рассчитанными на различные максимальные давления. Каждая пружина калибрована с указанием максимального давления,



Фиг. 38. Установка индикатора с роликовым ходоуменьшителем:
а — роликовый ходоуменьшитель;
б — индикаторы.



Фиг. 39. Установка индикатора с рычажным ходоуменьшителем:
а — точка качания; б — рычаг, связанный с ползуном; с — точка захвата; d — сегмент.

на которое может быть поставлена пружина, и масштаба перемещения пишущего штифта (1 кг давления—мм). При известном масштабе пружины легко определить давление в любой точке диаграммы.

Нормальные способы установки индикатора на машине показаны на фиг. 38 (с роликовым ходоуменьшителем) и на фиг. 39 (с рычажным ходоуменьшителем).

При установке индикатора необходимо учитывать следующее: 1) индикатор должен быть расположен у самого цилиндра; 2) соединительные каналы между индикатором и паровым цилиндром должны быть совершенно чисты и перед установкой индикатора продуваться паром; 3) индикаторный шнур должен быть плетёный и предварительно хорошо вытянут путём продолжительного подвешивания груза; 4) длина шнура должна быть выбрана такой, чтобы барабан индикатора не подходил к своим конечным положениям.

45. РЕГУЛИРОВКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПО ИНДИКАТОРНЫМ ДИАГРАММАМ

Проверку рабочего процесса следует начинать лишь тогда, когда нагрузка машины установится и сделаются постоянными давление и температура пара в котле, в пароперегревателе и других элементах машины. Давление пара, нагрузку машины, температуры пара и пр. следует держать по возможности одинаковыми в течение всего опыта.

Для контроля этих величин необходимо через равные промежутки времени отмечать давление свежего пара, мягого пара, температуру пара в перегревателе, температуры питательной воды, охлаждения и конденсата.

Индикаторные диаграммы необходимо снимать одновременно у каждой рабочей части цилиндра.

Неточности, получающиеся вследствие неполадок в индикаторе

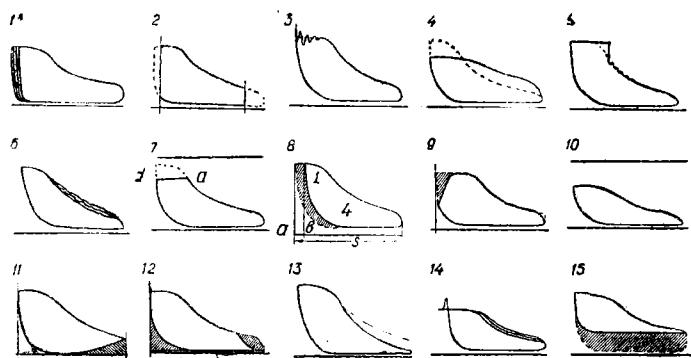
1. На диаграмме 1 (фиг. 40) показано изменение хода поршня. Причиной этого искажения обычно является изменение длины индикаторного шнура вследствие образования узлов либо неравномерного вытягивания шнура.

2. На диаграмме 2 (фиг. 40) получены острые углы (на одном или двух концах диаграммы). Пунктиром обозначены очертания правильной диаграммы. Искажения получаются из-за неправильно выбранной длины хода ходоумень-

шителя, вследствие чего часть хода поршня машины совершается при неподвижном положении барабана индикатора.

3. На диаграмме 3 (фиг. 40) показано образование зубцов на участке наполнения. Причиной является недостаточная жёсткость пружины или удары воды в цилиндре индикатора.

4. На диаграмме 4 (фиг. 40) показаны искажения из-за недостаточного открытия индикаторного крана или засорения канала к индикатору. В некоторых случаях такая же примерно диаграмма получается при сильном нажатии карандаша на индикаторную бумагу. Пунктиром показана правильная диаграмма.



Фиг. 40. Искажения индикаторных диаграмм.

5. На диаграмме 5 (фиг. 40) видно резкое изменение давлений. Это происходит обычно вследствие того, что поршень индикатора периодически защемляется в цилиндре. Для устранения этого недостатка необходимо очистить цилиндр и поршень индикатора и смазать их качественным маслом.

6. На диаграмме 6 (фиг. 40) показана волнистая линия расширения. Причиной является скопление в индикаторе или в канале конденсационной воды. Требуется продувка паром.

7. На диаграмме 7 (фиг. 40) получен острый угол в точке *a*. Линия *ad* впуска пара проходит параллельно атмосферной линии. Причиной указанной ненормальности является недостаточная жёсткость индикаторной пружины. Это также легко устанавливается путём сравнения величины давления впуска свежего пара по диаграмме с давлением в котле.

Нарушения, происходящие в результате неправильной установки парораспределения и неправильного монтажа отдельных узлов машины

8. На диаграмме 8 (фиг. 40) показан ранний впуск свежего пара. На участке хода поршня от *b* к *a* входящий свежий пар подаётся обратно в трубы, и только когда поршень придёт в точку *a*, пар снова начнёт поступать в цилиндр. Необходимо впуск свежего пара производить при положении поршня в точке *4*, вследствие чего конец сжатия соответственно переместится в точку *1* на индикаторной диаграмме.

9. На диаграмме 9 (фиг. 40) показано позднее поступление пара.

10. На диаграмме 10 (фиг. 40) показано резкое понижение давления впуска свежего пара из-за закупорки пароподводящей трубы.

11. На диаграмме 11 (фиг. 40) показан поздний выпуск пара.

12. На диаграмме 12 (фиг. 40) показано чрезмерное раннее опережение выпуска пара.

13. На диаграмме 13 (фиг. 40) показан пропуск пара через неплотности золотника или поршня.

Таблица 14

Главные размеры одноцилиндровых паровых машин

Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Размеры в мм										Размеры нормального машинного здания в мм		
		a	b*	c	d	e	f	g	F	l	Длина**	Ширина	Высота	h мм
300	500	2590	1750	590	740	1225	2250	600	2370	550	7300	3750	3000	1000
325	600	2870	1950	650	800	1350	2400	625	2400	550	8200	4000	3000	1150
350	600	2890	2000	670	825	1375	2400	650	2450	550	8200	4000	3000	1150
375	700	3200	2200	700	925	1500	3000	800	2500	550	9600	4800	3500	1175
400	700	3235	2300	720	940	1550	3000	825	2600	550	9600	4800	4000	1175
425	800	3650	2400	750	1000	1575	Конденсационный насос приводится в движение от кривошипа	2700	2700	550	10700	5000	4000	1200
475	900	4150	2500	840	1100	1600		2890	2890	600	11800	5100	4000	1300
560	1000	4560	2600	925	1100	1225		3000	3000	600	13000	5500	4500	1500
600	1100	4895	2900	1025	1225	1950		3200	3200	650	14000	5800	4500	1700

* У машин с левым ходом этот размер увеличивается на 500 мм.

** При отсутствии конденсаторного устройства, расположенного сверху сзади, этот размер уменьшается на величину *h*.

Таблица 15

Главные размеры горизонтальных паровых tandem машин

Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Размеры в мм										Размеры нормального машинного здания в мм		
		a	b*	c	d	e	e	F	l	k	Длина	Ширина**	Высота	
290/480	500	2530	1800	1250	800	1300	2370	550	570	7500	4000	3000		
320/520	600	2900	2000	1430	800	1320	2450	550	650	9000	4500	3500		
360/620	700	3285	2200	1515	850	1350	2500	550	720	9800	4800	3500		
400/700	800	3700	2500	1660	955	1680	2700	550	800	10500	5000	3500		
400/800	900	4085	2650	1825	1000	1925	2850	600	900	12000	5600	3500		
500/860	1000	4600	3000	1975	1125	2080	3100	600	1000	13500	6300	3500		
550/950	1100	5050	3400	2000	1250	2150	3400	650	1100	14800	7000	4500		
600/1050	1200	5500	3550	2150	1350	2300	3500	650	1220	16000	7900	4500		

* У машин с левым ходом (обратным) этот размер увеличивается приблизительно на 500 мм.

** Если машина работает без конденсатора, приводимого в движение от пальца кривошипа и находящегося в подвальном помещении, то этот размер уменьшается на 500—1300 мм.

Таблица 16

Главные размеры горизонтальных паровых компаунд-машин

Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Размеры в мм										Размеры нормального машинного здания в мм		
		a	b*	c	d	e	i	k	F	l	Длина**	Ширина	Высота	
290/480	500	2530	2500	580	735	1000	1400	735	2300	550	6800	5000	3000	
320/520	600	2900	2650	650	800	1150	1400	800	2400	550	7500	5500	3500	
360/620	700	3265	2800	720	850	1420	1450	850	2500	550	8500	6250	4000	
400/700	800	3600	2900	760	875	1450	1450	875	2700	550	9500	7500	4300	
460/800	900	4080	3150	850	930	1650	1740	950	2750	600	10500	8000	4500	
500/800	1000	4600	3600	950	1125	2080	2080	1125	3100	600	12000	8500	5000	
550/950	1100	5050	3900	1100	1250	2150	2225	1250	3400	650	13000	9000	5000	
600/1050	1200	5500	4200	1220	1350	2300	2350	1350	3500	650	14000	10500	5000	

* У машин с левым ходом (обратным) этот размер увеличивается приблизительно на 1000 мм.
 ** Если конденсационное устройство расположено сзади вверху, то этот размер увеличивается на 1000—2200 мм.

14. На диаграмме 14 (фиг. 40) показано чрезмерное давление сжатия пара.

15. На диаграмме 15 (фиг. 40) показано недостаточное открытие окон при выходе пара.

46. ОРИЕНТИРОВОЧНЫЕ ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ УСТАНОВОК ПАРОВЫХ МАШИН

В табл. 14 показаны в соответствии с фиг. 41, а главные размеры установки одноцилиндровой паровой машины.

В табл. 15 (фиг. 41, б) показаны главные размеры установки горизонтальной паровой тандем-машины.

В табл. 16 (фиг. 42) показаны главные размеры установки горизонтальной компаунд-машины.

47. ТИПЫ МАШИН И ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ

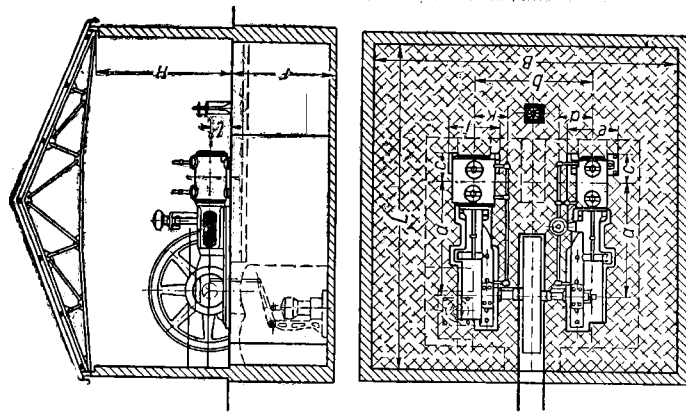
Значительное распространение в последнее время получили машины с клапанным парораспределением.

Из машин двукратного расширения большое распространение имеют горизонтальные машины тандем с последовательно расположенными цилиндрами и работающими на общий кривошип. На фиг. 43 представлен один из типов указанной машины. Главнейшими её особенностями являются: отсутствие среднего поддерживающего ползуна, большая компактность машины из-за сближения цилиндров, устройства общей крышки и сальника для двух цилиндров.

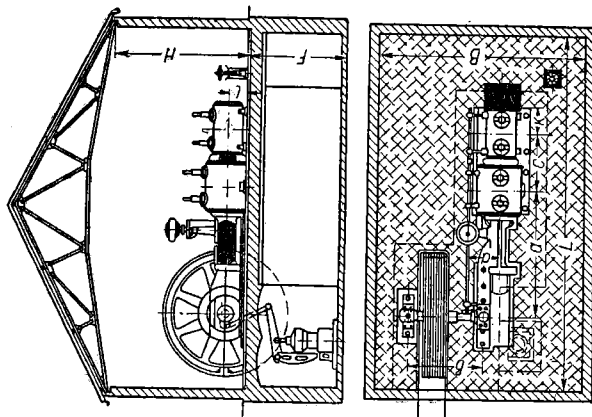
В рассмотренном укороченном типе машины тандем цилиндры выполнены в общей отливке. Пар подаётся по паропроводу *M* к выпускным клапанам *B*, расположенным в нижней части цилиндра высокого давления. После частичного расширения пар через выпускной клапан *A* поступает в паровую коробку *H*, откуда через выпускной клапан *П* отводится в цилиндр низкого давления. Отработавший пар по трубе *Г* поступает в конденсатор *T*, обслуживаемый мокровоздушным насосом *P*.

Теплофикационные машины

Основные потери тепла приходятся на унос с отработавшим паром. В табл. 17 даётся количество



Фиг. 42. Ориентировочные габаритные размеры компаунд-машин.



Фиг. 41. Ориентировочные габаритные размеры паровых машин:
 а — одноцилиндровой; б — тандем.

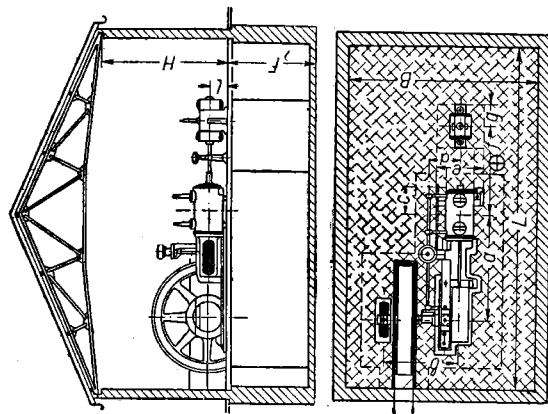


Таблица 17
Количество тепла, содержащегося
в отработавшем паре

Тип машин по условиям пуска и выпуска	Тепло в от- работавшем паре в % от полного
Свежий пар перегретый, вы- пуск в конденсатор . . .	81
Свежий пар насыщенный, вы- пуск в конденсатор . . .	76
Свежий пар перегретый, вы- пуск в атмосферу	86
Свежий пар насыщенный, вы- пуск в атмосферу	83
Машина с противодавлением в 2 ат	89
Машина с противодавлением в 5 ат	92

тепла, содержащееся в отработавшем паре для машин различных типов.

Из приведённых данных очевидно, насколько важным является использование отработавшего пара для производственных или бытовых потребностей.

Машины, в которых отработавший пар используется для производственных целей, называются теплофикационными. При полном использовании отработавшего пара общий эффективный к. п. д. может достигать до 80% и выражается формулой

$$\eta_e = \frac{632 + \eta_1 (i_2 - i_3) d_e}{i_1 d_e},$$

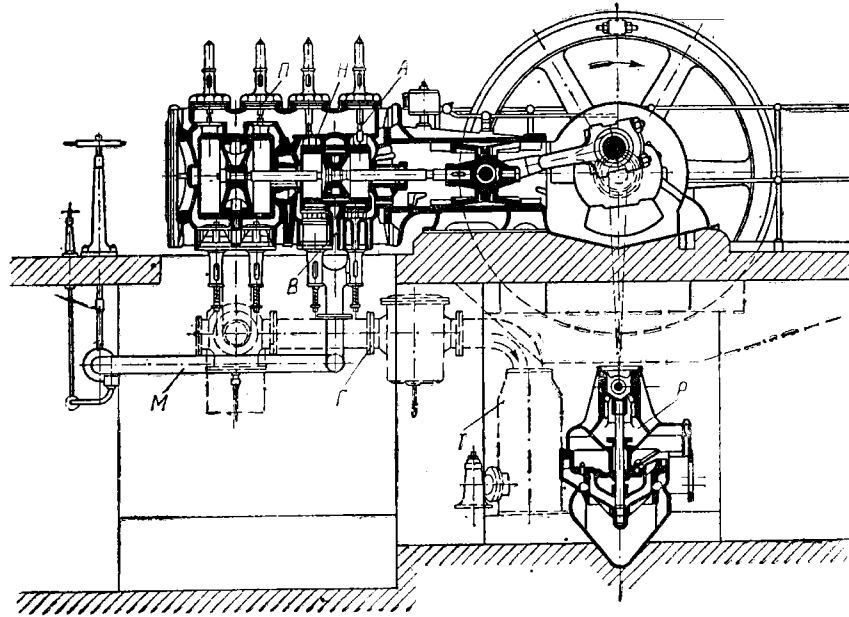
где η_e — к. п. д. теплоиспользующего устройства;

i_3 — теплосодержание в кал/кг конденсата после полного использования;

d_e — расход пара в кг на 1 э. л. с.-час;

i_1 — начальное теплосодержание пара;

i_2 — конечное теплосодержание пара после расширения.



Фиг. 43. Тандем машина с клапанным парораспределением.

Теплофикационные машины выполняются с противодавлением и с промежуточным отбором пара. В первом типе машин — с противодавлением — используется весь отработавший пар; в машинах с промежуточным отбором пара используется часть пара, отбираемого из ресивера, при расширении или при сжатии.

Величина противодавления выбирается в зависимости от целей, какие ставятся перед отбором. Величина противодавления обычно принимается в пределах от 1,5 до 6 атa; для водяного отопления помещений можно использовать машины с конденсацией, но с ухудшенным вакуумом.

С увеличением противодействия термический к. п. д. уменьшается, а расход пара увеличивается.

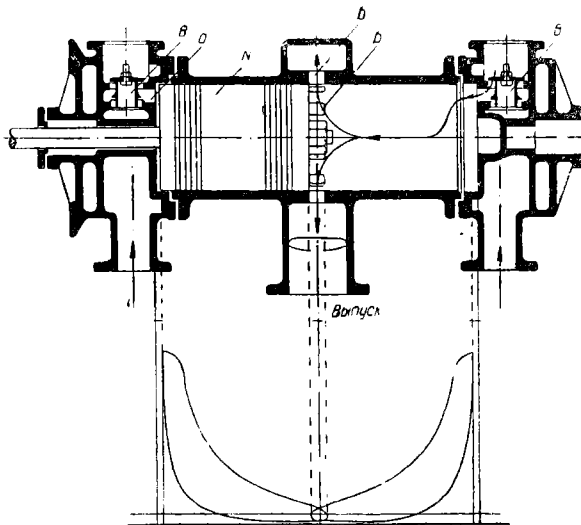
С повышением давления отбора расход пара увеличивается.

Прямоточные машины

В прямоточных машинах установлены только впускные клапаны *B*, расположение которых обеспечивает небольшую длину пароподводящих каналов *a* (фиг. 44). В этих конструкциях вредное пространство доведено до минимальных размеров, составляющих от 2 до 3% рабочего объема цилиндра. Вместо выпускных клапанов выполнены посредине цилиндра окна *b*, открытие и закрытие которых осуществляется поршнем *N*.

Вследствие указанного, поступающий в цилиндр пар, после расширения, не изменяет своего направления и отводится через окна *b*. При этом цилиндры и впускные клапаны не подвергаются воздействию холодного отработавшего пара, что значительно снижает потери с начальной конденсацией.

В машинах этого типа также почти нет потерь на утечку пара через неплотности поршня из-за возможности установки большого количества уплотняющих колец *m*. Недостатком прямоточных машин является незначительный период выпуска, охватывающий 10—12% двойного хода поршня.



Фиг. 44. Прямоточная машина.

Машины высокого давления

Применение пара высокого давления экономически выгодно в основном из-за повышения термического и относительного к. п. д. (уменьшение потерь на пропуски и на начальную конденсацию).

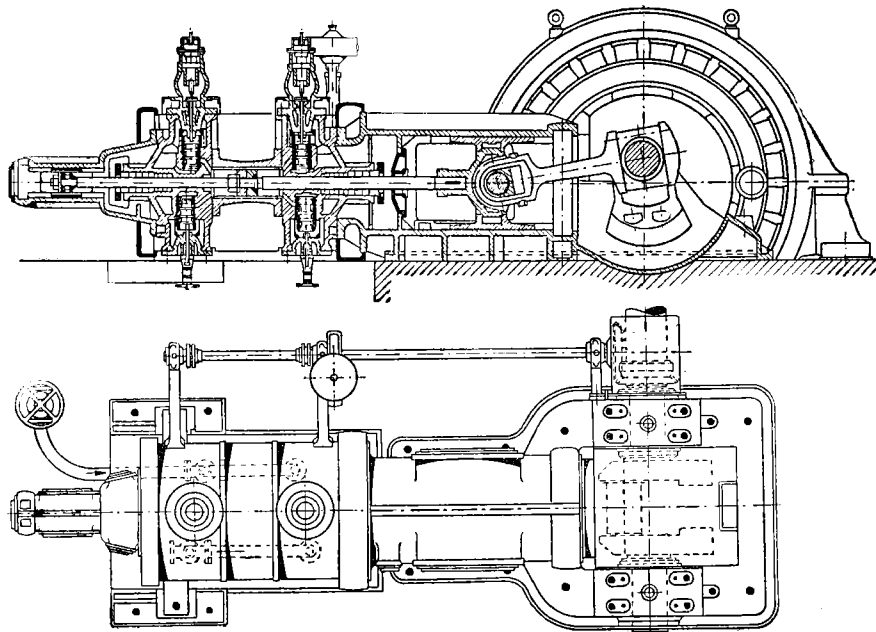
Пар высокого давления целесообразно применять в машинах многократного расширения, а также в машинах теплофикационных и с противодействием. В таких машинах давление пара в 100 ат разрешает осуществлять противодействие в 14 ат.

Для машин простого расширения, работающих с конденсацией, нецелесообразно применять пар высокого давления в основном из-за небольших степеней наполнения, осуществляемых в этих машинах, и чрезмерных температурных деформаций, создающихся в отдельных их узлах и деталях, а также вследствие больших потерь на теплообмен из-за значительной разницы температур пара и стенок машины.

При начальном давлении более 10 ата и работе с конденсацией обычно переходят к машинам двойного или тройного расширения. Во избежание большой влажности пара в цилиндрах низкого давления применяется промежуточный перегрев пара в ресиверах. В машинах высокого давления все основные узлы и детали нагружаются значительными усилиями.

В настоящее время получают распространение быстроходные паровые машины, называемые паромоторами. Основными их преимуществами является компактность и небольшой удельный вес. Обычно паромоторы выполняются многоцилиндровыми (6—9 цилиндров), простого (однократного) расширения

при простом и двойном действии. Паромоторы выполняются с прямоточным выпуском пара через окна в стенке цилиндра, с конденсацией (0,15—0,2 *ата*), с выпуском в атмосферу или с противодавлением (1,0—1,2 *ата*). Обычно начальными параметрами является давление в 30—35 *ата* с температурой в 400—450°. Прочие данные паромоторов характеризуются: степенью наполнения от 0,03 до 0,16, величиной сжатия от 0,5 до 0,9, предварением выпуска от 0,1 до 0,2. В прямоточных машинах предварение выпуска доводится



Фиг. 45. Тип паровой машины высокого давления.

до 0,12—0,17 с сжатием от 0,88 до 0,83, предварением впуска от 0,01 до 0,02, вредным пространством от 2 до 7%. Число оборотов машины колеблется в широких пределах и принимается от 500 до 2500 в мин.

На фиг. 45 дана конструкция паровой машины высокого давления.

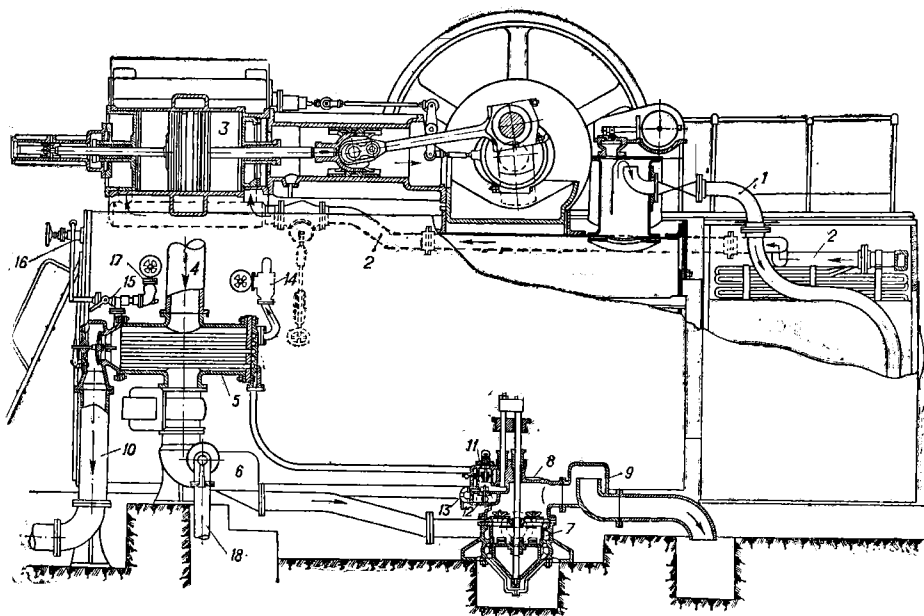
48. ЛОКОМОБИЛИ

Локомотивная паросиловая установка объединяет в себе устройство котла и машины в одном агрегате. Особенности локомотивной паросиловой установки являются: 1) компактность; 2) необходимость в устройстве небольшого и лёгкого фундамента; 3) невысокая стоимость; 4) сравнительно простая конструкция; 5) надёжность действия и простота обслуживания.

Локомотивы разделяются на перевозные и стационарные. Стационарные машины обычно выполняются двойного расширения (в большинстве случаев компаунд) с выпуском в конденсатор. Локомотивная установка может быть использована для отбора пара и для работы с противодавлением. У нас в СССР выпускаются локомотивы с перегревателями. Топка локомотивов стационарного типа выполняется в виде жаровой трубы. В одной из стенок днища, называемой трубчатой решёткой, располагаются дымогарные трубки. Топочная часть и дымогарные трубки для чистки и ремонта выдвигаются из котла.

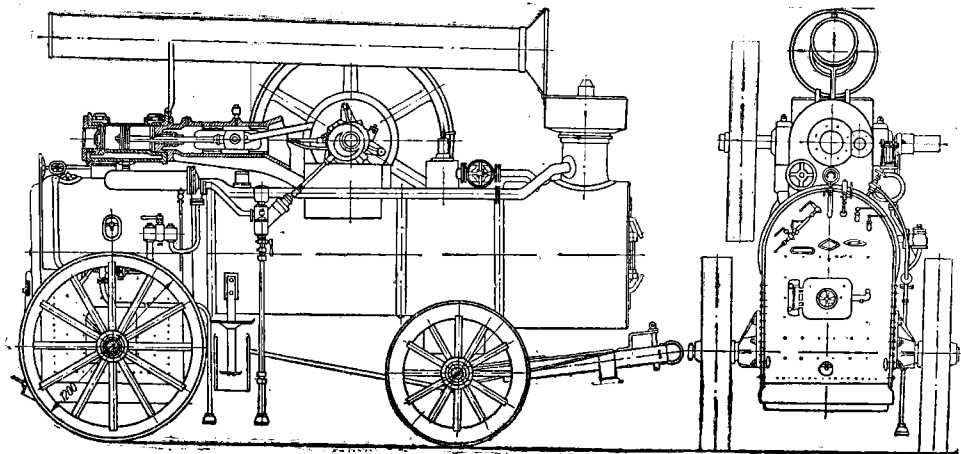
Газы из дымогарных труб поступают в дымовую коробку, в которой установлен трубчатый перегреватель. Перегреватель установлен на специальной тележке и при необходимости выдвигается из дымовой коробки наружу.

Устройство локомотива СК показано на фиг. 46. Общий вид локомотива типа П-3 представлен на фиг. 47.



Фиг. 46. Устройство локомотива СК:

1—паропровод из котла в пароперегреватель; 2—паропровод из перегревателя к машине; 3—цилиндр; 4—выхлопная труба; 5—водоподогреватель; 6—конденсатор; 7—нижняя часть корпуса мокровоздушного насоса; 8—верхняя часть корпуса мокровоздушного насоса; 9—трубопровод от мокровоздушного насоса; 10—выхлопная труба за автоматическим клапаном (на выхлоп в атмосферу); 11—нагнетательный клапан водяного насоса; 12—всасывающий клапан водяного насоса; 13—перепускной патрубок; 14—питательная коробка от водяного насоса; 15—инжектор; 16—паропровод из котла к инжектору; 17—питательная коробка от инжектора; 18—трубопровод для подачи воды в конденсатор.



Фиг. 47. Общий вид локомотива П-3.

Основные данные и типы локомотивей

Людиевским, а также Сызранским заводами выпускались следующие типы локомотивей:

- а) стационарные конденсационные (со смешивающими конденсаторами), марки СК;
- б) стационарные теплофикационные, работающие с противодавлением, марки СТ;
- в) стационарные конденсационные с отбором пара из ресивера, марки СТК;
- г) передвижные с работой на выхлоп, марки П. Локомотивы марки П пригодны также для стационарных установок.

Кроме указанных, выполнялись стационарные конденсационные локомотивы марки ЛМ.

Херсонский завод им. Петровского выпускал передвижные локомотивы марок 4ЛП/20 мощностью в 25 л. с.; ЛП/38—в 38 л. с. и ЛП/75—в 75 л. с. Все эти локомотивы выполнены с работой на выхлоп и имеют котлы паровозного типа.

Характеристики выпускаемых локомотивов марок СК, СТ, СТК приведены в табл. 18, а габаритные размеры даны на фиг. 48 и 49. Характеристики локомотивов марки П приведены в табл. 19.

Основные данные о локомотивах Херсонского завода им. Петровского приведены в табл. 20.

Тепловые схемы локомотивных установок. Тепловая схема локомотивной установки строится с учётом оборудования, поставляемого заводом, в зависимости от наличия экономайзера, водоумягчительной установки, устройств использования отработавшего тепла и пр.

На фиг. 50 дана тепловая схема установки с локомотивами СК по данным заводской принципиальной схемы. Установка выполнена без экономайзера и водоочистки.

Заводская принципиальная тепловая схема установки с локомотивами типа П без водоочистки показана на фиг. 51.

Тепловая схема локомотивов СК и СТК с содоизвестковой очисткой и водяным экономайзером показана на фиг. 52. В этой схеме вода из водопровода, под давлением не менее 2 *ати*, поступает непосредственно в водоподогреватель 3, где нагревается до 40° и затем, через подогреватель 16, при температуре до 80° поступает в распределитель воды для водоочистки. После водоочистки вода проходит в экономайзер, а из экономайзера поступает в котёл.

Рассматриваемая схема составлена для локомотивов СТК. В случае установки локомотивов СК должен быть исключён отбор пара.

При необходимости коагулирования воды, в тепловую схему должно быть включено соответствующее оборудование.

На фиг. 53 приведена тепловая схема установки с локомотивами П. Схема предусматривает фосфатирование воды.

Зазоры в основных деталях паровой машины локомотива

Зазоры коренных и шатунных подшипников принимаются в зависимости от диаметра шейки, системы смазки, числа оборотов и антифрикционного сплава.

Зазоры в коренных и шатунных подшипниках с баббитовой заливкой принимаются по следующим данным:

Диаметр вала в мм	150	175	200	225
Зазоры в мм:				
при фитильной смазке.	0,1	0,13	0,15	0,18
при принудительной смазке.	0,13	0,15	0,18	0,20

Для бронзовых вкладышей зазоры увеличиваются на 0,03 мм. Зазоры в подшипниках ползунов в зависимости от диаметра пальцев:

Диаметр пальцев в мм	до 125	126—250
Зазоры в мм:		
при фитильной смазке.	0,08—0,11	0,11—0,13
при принудительной смазке.	0,1 —0,13	0,13—0,16

Зазоры для эксцентров

Диаметр эксцентрика в мм	75	76—125	126—200	201—275	276—350
Зазор по диаметру в мм	0,15	0,18	0,2	0,25	0,3
Зазоры боковые в мм	0,1	0,1	0,15	0,15	0,15

Приведенные данные зазоров следует считать средними величинами, которые могут изменяться в зависимости от имеющихся заводских данных и указаний.

Таблица 18

Основные технические данные локомотивов СК, СТК и СТ

Марка локомотива	Типы локомотивов									
	СК-1	СК-2	СК-3	СК-4	СК-5	СК-6	СТК-4	СТ-4	СТ-5	
Мощность локомотива в в.л.с.:	100	140	200	280	400	560	280	200	280	
а) нормальная	125	175	250	350	500	700	350	250	350	
б) максимально-продолжи- тельная	150	210	300	420	600	840	420	300	420	
в) максимально-кратковре- менная	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
Давление пара в котле в атм	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350	320—350	
Температура перегретого пара в град.	26,8	35,3	49,2	72,0	97,6	130,6	72,6	72,0	97,6	
Поверхность нагрева котла в м ²	24,5	32,4	46,6	61,0	86,0	135,4	61,0	61,0	86,0	
Давление в конденсаторе в атм	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	—	—	
Число маховиков в шт.	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
Число оборотов в минуту при максимально-длительной на- грузке	280	250	187	187	187	167	187	250	250	
Размеры маховика в мм:										
а) двустороннее снятие мощ- ности	1700	2000	2250	2400	2600	3000	2400	2000	2000	
	230	280	350	450	500	640	450	320	380	
б) одностороннее снятие мощ- ности	1700	2000	2250	2400	2600	3000	2400	2000	2000	
правый { диаметр	230	280	350	450	500	640	450	320	380	
левый { диаметр	1700	2100	2500	2700	—	—	2700	2000	2100	
ширина	320	440	500	600	—	—	600	500	600	
Степень неравномерности хода:	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
а) двустороннее снятие мощ- ности	160	160	160	160	180	160	160	160	160	

Марка локомотива	Типы локомотивов									
	СК-1	СК-2	СК-3	СК-4	СК-5	СК-6	СТК-4	СТ-4	СТ-5	
б) одностороннее снятие мощности	1	1	1	1	—	—	1	1	1	
Расход на Q_H в л.с.-час:	160	160	200	200	—	—	200	160	160	
а) угля с $Q_H = 7000$ ккал/кг в кг/л.с.-час	0,77	0,76	0,75	0,75	0,74	0,74	0,75	1,12	1,0	
б) дров с $Q_H = 3000$ ккал/кг в кг/л.с.-час	1,8	1,78	1,75	1,75	1,72	1,72	1,75	2,6	2,3	
в) пара при максимальной длительной мощности кг/л.с.-час	5,5	5,25	5,25	5,25	4,8	4,8	5,25	8,1	7,5	
Приблизительный расход на локомотив при максимальной длительной нагрузке в кг/час:										
масла машинного	0,27	0,32	0,42	0,56	0,45	0,63	0,56	0,26	0,3	
масла цилиндрового	0,15	0,19	0,25	0,33	0,35	0,49	0,33	0,15	0,18	
питательной воды	680	920	1315	1840	2400	3360	1840	2000	2600	
воды на конденсацию пара с $t_g = 10 \div 15^\circ$	20400	27600	39500	55000	72000	100000	55000	—	—	
Поверхность нагрева подогревателя в m^2	0,765	0,945	1,26	1,98	2,48	3,27	1,98	2,52	2,52	
Температура воды при выходе из подогревателя в град.	40	40	40	40	40	40	40	90	90	
Окружная скорость в м/сек:										
а) нормального маховика	25,0	26,2	22,0	23,5	25,5	25,8	23,5	26,2	26,2	
б) утяжелённого маховика	25,0	27,5	24,5	26,5	—	—	26,5	26,2	27,5	
Диаметр цилиндров в мм:										
а) ц. в. д.	190	220	280	320	360	430	320	320	370	
б) ц. н. д.	370	430	560	640	720	860	640	—	—	
Ход поршня в мм	360	410	470	520	560	620	520	480	510	
Площадь колосниковой решётки в m^2 :										
а) нормальной внутренней	0,83	1,08	1,35	2,18	—	—	2,18	2,18	—	
б) удлиненной	—	—	—	2,54	3,49	3,87	2,54	2,54	3,49	

Марка локомотива	Типы локомотивов									
	СК-1	СК-2	СК-3	СК-4	СК-5	СК-6	СТК-4	СТ-4	СТ-5	
в) ступенчатой тонки для опи-лок	—	—	—	5,4; 5,3 1,66	—	—	5,3 1,66	5,3 1,66	—	2,7
г) заводской откатной для дров	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Дымогарные трубы нормальные в м.м.:										
а) диаметр	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60	54/60
б) длина	2233	2288	2739	2698	2735	2913	2688	2688	2735	2735
в) количество в шт.	41	56	78	113	156	202	113	113	156	156
Дымогарные трубы анкерные в м.м.:										
а) диаметр	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60	50/60
б) длина	2205	2270	2710	2660	2708	2887	2660	2660	2708	2708
в) количество в шт.	16	20	18	24	27	29	24	24	27	27
Внутренний диаметр труб:										
а) выхлопная в м.м.	125	125	200	200	225	275	200	160	200	200
б) всасывающая конденсатора в дюймах	3	3	3 1/2	3 1/2	5	143 м.м.	3 1/2	—	—	—
в) всасывающая насоса в дюй- мах	1 1/2	39,5 м.м.	1 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	1 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2
г) всасывающая труба инжек- тора в м.м.	106,5	125	156	156	204	224	156	—	—	—
д) спускная труба инжектора в дюймах	1	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
е) отводная труба инжектора в дюймах	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Вес локомотивов и отдельных их узлов в кг:										
а) локомотива брутто	16800	22300	32500	45000	65000	78500	45000	33500	45000	45000

Марка локомотива	Типы локомотивов									
	СК-1	СК-2	СК-3	СК-4	СК-5	СК-6	СТК-4	СТ-4	СТ-5	
б) локомотива нетто	15000	20000	30000	41500	60000	72500	41500	30000	41500	
в) нормального маховика	772	1301	2710	2772	3885	5648	2772	1250	1861	
г) утяжелённого маховика	807	1402	2990	3500	5330	—	3500	1467	2193	
д) наиболее тяжёлый отгружаемый узел	11000	12388	16000	16130	18950	20000	16130	20000	19000	
е) котла без выдвинутой системы труб	3320	4113	4930	8454	13702	17612	8454	8115	12932	
ж) с выдвинутой системой труб	1226	1514	2285	3910	6250	7692	3910	3910	6250	
з) дымовой камеры	803	880	1056	1440	1600	2124	1440	1586	1600	
и) перегревателя	745	1023	1364	2090	3075	3742	2090	1692	3075	
к) цилиндров	848	1300	1455	1978	3189	3884	1978	594	710	
л) валовой подставки	857	1118	1640	1745	2350	2800	1745	2000	2781	
м) колёчатого вала	897	1337	1503	2150	3050	5465	2150	1715	2914	
н) мокровоздушного насоса	346	449	652	1030	2100	2382	1030	227	232	
о) подогревателя	244	265	336	388	388	607	388	227	227	
п) параллелей	—	—	1171	1698	1800	2665	1698	—	—	
Основные размеры (фиг. 48) в мм:										
А	5625	6105	6874	7050	7840	8620	7050	7127	7959	
Б	1345	1400	1756	1767	2000	2000	1767	1727	2000	
В	2838	3090	3445	3775	4215	4770	3775	3570	3965	
Г	1988	2090	2320	2575	2915	3270	2575	2570	2965	
Д	758	800	900	1025	1188	1320	1025	1025	1185	
Е	2280	2565	3195	3180	4480	4728	3180	3085	3723	
Ж	1700	2000	2250	2400	2600	3000	2400	2000	2000	
З	230	280	350	450	500	640	450	320	380	
Примечание. Монтажные проёмы локомотивов всех марок СК, кроме СК-5 и СК-6, определяются по высоте котла с установленной на нём машиной. Для марок СК-5 и СК-6 учитывается только высота котла (с сухопарником по СК-5), так как у этих марок локомотивов машина при отправке с завода снимается.										
Основные размеры внутренних удлиненных топков (фиг. 49) в мм:										
А	—	—	—	1390	1656	1674	1390	1390	1658	
Б	—	—	—	497	603	700	497	497	603	

Марка локомотива	Типы локомотивов									
	СК-1	СК-2	СК-3	СК-4	СК-5	СК-6	СТК-6	СТ-4	СТ-5	
В	—	—	—	2160	2620	2770	2160	2160	2620	
Г	754	2080	2177	2500	2980	3500	2500	2500	2980	
Д	1170	848	948	1150	1400	1500	1150	1150	1400	
Е	—	1390	1414	1740	—	—	1740	1740	1965	
Генераторы низкого напряжения завода «Электросила»:										
тип	С-116-8	С-126-8	С-137-8	С-147-10	С-186-32	С-147-10	С-147-10	С-137-8	С-147-10	
мощность в кВа	105	150	240	300	410	300	300	240	300	
напряжение в в	400/230	400/230	400/230	400/230	400/230	400/230	400/230	400/230	400/230	
число оборотов в минуту	750	750	750	600	188	600	600	750	600	
диаметр шкива в мм	650	710	630	800	—	800	800	650	890	
Генераторы высокого напряжения завода «Электросила»:										
тип	С-С25-8	—	—	С-148-8	С-194-32	С-196-32	С-148-8	—	С-148-8	
мощность в кВа	110	—	—	320	410	600	320	—	320	
напряжение в в	3150	—	—	6300	6300	6300	6300	—	6300	
число оборотов в минуту	750	—	—	750	188	167	750	—	750	
диаметр шкива в мм	—	—	—	670	—	—	670	—	—	
Генераторы низкого напряжения завода ХЭМЗ:										
тип	—	МС-336-6/8	МС-338-5/10	—	—	—	—	МС-338-5/10	—	
мощность в кВа	—	145	210	—	—	—	—	210	—	
напряжение в в	—	400, 525	400, 525	—	—	—	—	400, 525	—	
число оборотов в минуту	—	750	600	—	—	—	—	600	—	
Генераторы высокого напряжения завода ХЭМЗ:										
тип	МС-336-5/8	МС-336-7/8	МС-338-5/10	—	—	—	—	МС-338-5/10	—	
мощность в кВа	110	155	210	—	—	—	—	210	—	
напряжение в в	3150	3150	3150	—	—	—	—	3150	—	
число оборотов в минуту	750	750	600	—	—	—	—	600	—	

Примечание: 1. Локомотивы СК-1, СК-2, СК-3, СК-4, СК-5, СК-6, СТ-4, СТ-5 изготовлялись Людиновским заводом до 1941 г. В настоящее время они изготовляются Сыранским заводом. 2. Локомотивы СТК-4 имеют отбор пара при давлении $P_{отб} = 1,5 \div 3,0$ атм.

Таблица 19

Основные данные локомотивов марки П (передвижных) Людиновского завода
(машина одноцилиндровая; работа на выхлоп; пар перегретый; локомотивы типа П выпускаются на колёсах и на подставках для стационарных установок)

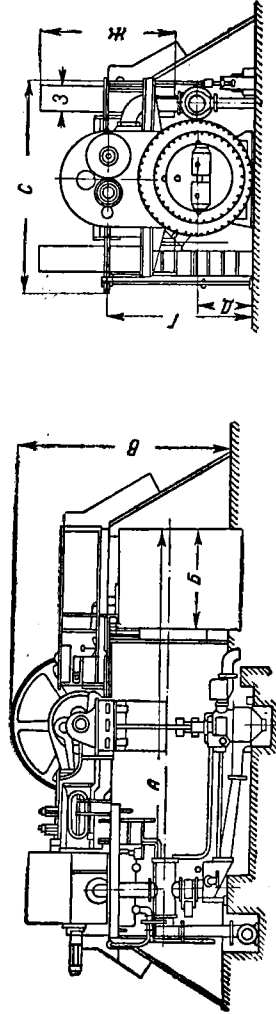
Показатели	Типы локомотивов	
	П-1	П-3
Мощность в э. л. с.:		
а) нормальная	30,5	60
б) максимально-продолжительная	38	75
в) максимально-кратковременная	45	90
Число оборотов при максимально-длительной нагрузке	300	280
Число маховиков в шт.	1	1
Диаметр маховика в мм	1260	1600
Ширина маховика в мм	180	250
	1	1
Степень неравномерности хода	100	100
Диаметр цилиндра в мм	160	210
Ход поршня в м	0,27	0,34
Поверхность нагрева котла в м ²	10,8	21,7
Поверхность нагрева подогревателя в м ²	5,1	10,0
Площадь колосниковой решётки при внутренней топке в м ²	0,56	0,88
Расход угля с $Q_H^p = 7000$ ккал/кг на 1 э. л. с.-час в кг	1,3	1,24
Расход дров с $Q_H^p = 3000$ ккал/кг на 1 э. л. с.-час в кг	3,3	2,9
Расход пара в кг на 1 э. л. с.-час	9,5	8,5
Расход машинного масла на локомотив в кг/час	0,12	0,3
Расход цилиндрического масла на локомотив в кг/час	0,08	0,1
Давление пара в котле в атм	12	12
Температура перегретого пара в град.	300—320	300—320
Температура воды при выходе из подогревателя в град.	80	80
Вес локомотива в т:		
брутто	5,5	7,65
нетто	5,35	7,5
Вес котла в т	2,7	4,1
Вес пароперегревателя в т	0,16	0,27
Вес цилиндров в т	0,15	0,235
Вес подставки под вал в т	0,21	0,38
Вес коленчатого вала в т	0,28	0,42
Вес маховика в т	0,34	0,57
Вес подогревателя в кг	34	59
Генераторы:		
Завод-изготовитель	ХЭМЗ	«Электросила»
Тип	ТГЩ-1000/27, 5	СГ-116-8
Мощность в ква	27,5	105
Напряжение в в	400/230	400/230
Число оборотов в минуту	1000	750
Диаметр шкива в мм	360	600
Генераторы:		
Завод-изготовитель	«Вольта»	«Вольта»
Тип	СГ-501/6	СГ-602-6
Мощность в ква	30	60
Напряжение в в	230/133	400—230
Число оборотов в минуту	1000	1000
Диаметр шкива в мм	360	450

Таблица 20

Марка машины	Мощность в в.л.с.			Число оборотов в минуту	Рабочее давление в котле	Температура перегретого пара в град.	Поверхность нагрева котла в м ²	Поверхность нагрева пара в м ²	Расход топлива на 1 в.л.с. в кг/час Q_p = $\frac{Q}{7000}$	Расход пара на 1 в.л.с.-час в кг	Степень неравномерности	Вид топлива	Общий вес локомотива в кг	Тип генератора
	нормальная	максимально продолжительная	максимально кратковременная											
4ЛП-20*	20	25	30	300	13	300	8,05	2,9	4	9,5	1/50	Солома	3200	СТ-15-6
ЛП-38**	30	38	45	350	13	300	10,6	4,0	4,35	8,5	1/100	Дрова	3600	СТ-35-6
ЛП-75**	60	75	90	350	13	300	18,5	6,9	3,11	8,2	1/100	То же	5800	СТ-60-6

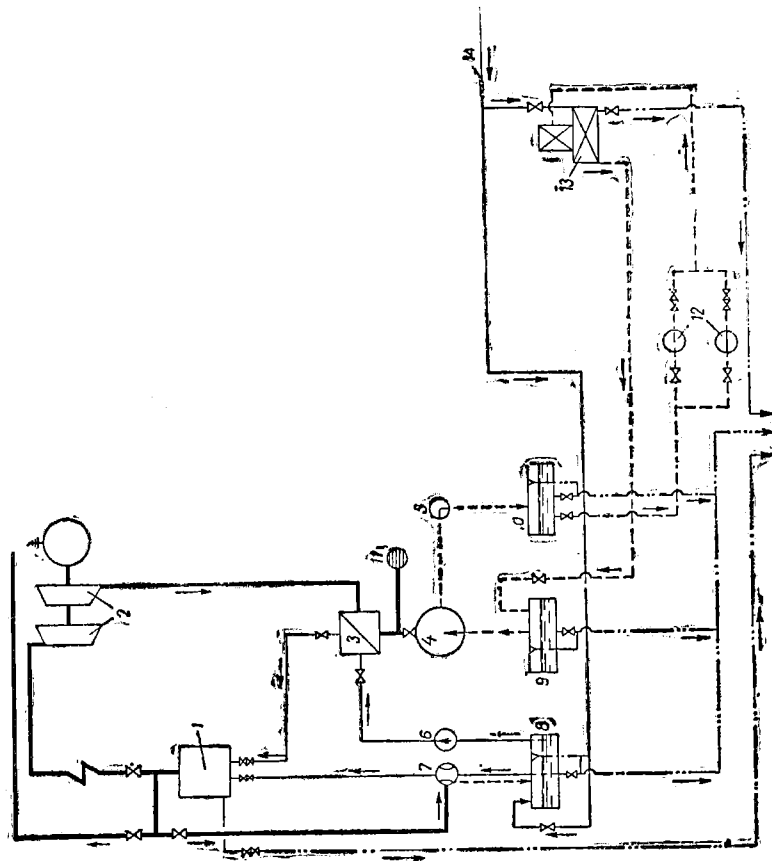
* В настоящее время взамен 4ЛП-20 разработан усовершенствованный тип П-24-(4ЛП-20).

** Локомотивы ЛП-38 и ЛП-75 изготовлялись только до 1941 г.



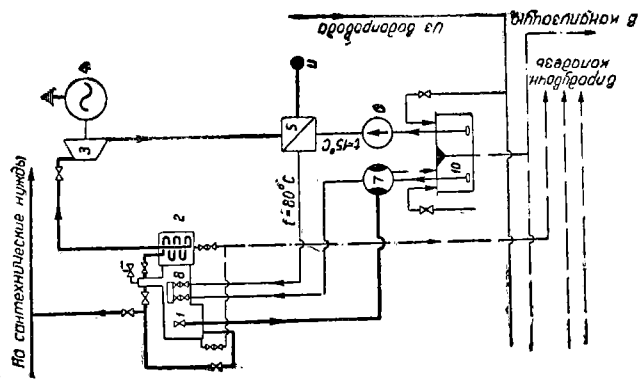
Фиг. 48. Габаритные размеры локомотивов типа СК, СТК и СТ.

Фиг. 49. Основные размеры внутренних удлиненных топков локомотивов типа СК, СТК и СТ.



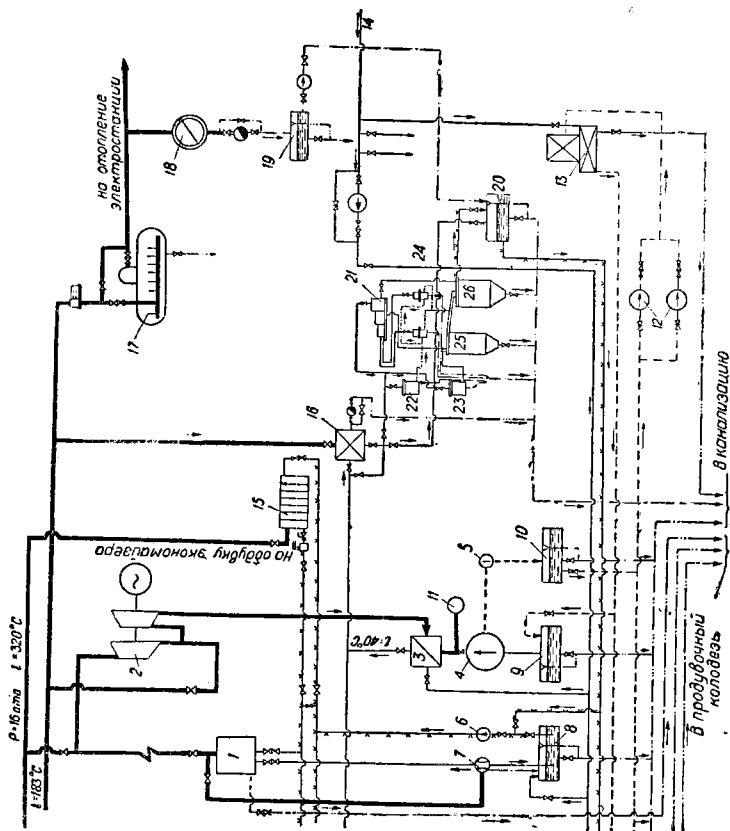
Фиг. 50. Тепловая схема установки с локомотивом СК:

1 — котёл; 2 — машина 350 л. с.; 3 — подогреватель питательной воды; 4 — конденсатор; 5 — микровоздушный насос; 6 — плунжерный питательный насос; 7 — инжектор; 8 — бак питательной воды; 9 — бак охлаждающей воды; 10 — бак горячей воды (сливной); 11 — выхлоп; 12 — циркуляционные насосы; 13 — градирня; 14 — подвод воды из водопровода.



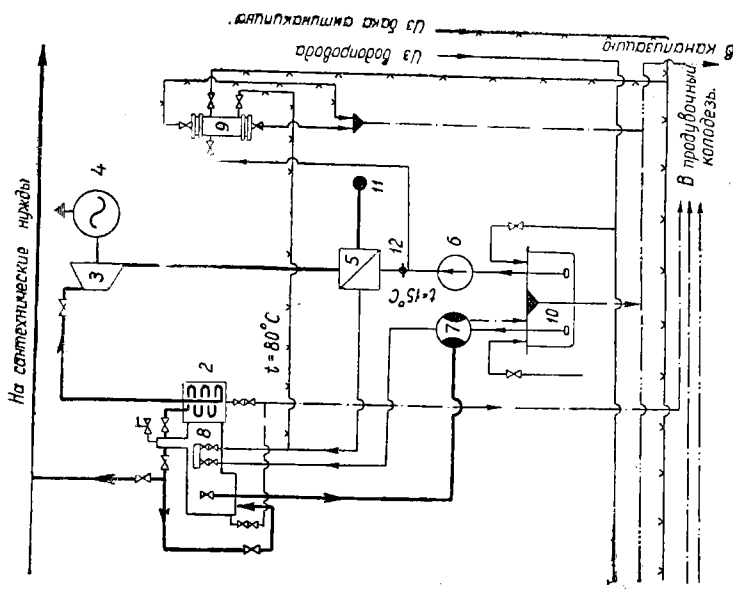
Фиг. 51. Тепловая схема установки с локомотивами типа П без водоочистки

1 — котёл; 2 — пароперегреватель; 3 — паровая машина; 4 — генератор; 5 — подогреватель; 6 — плунжерный питательный насос; 7 — инжектор; 8 — питательная коробка; 10 — питательный бак; 11 — выхлоп в атмосферу.



Фиг. 52. Тепловая схема установки с локомотивами типа СТК и СК:

1 — котёл; 2 — машина локомотива СТК или СК-5(500 л. с.); 3 — подогреватель питательной воды; 4 — конденсатор; 5 — микровоздушный насос; 6 — питательный насос; 7 — инжектор; 8 — бак питательной воды; 9 — бак охлаждающей воды; 10 — бак горячей воды (сливной); 11 — инжектор; 12 — бак циркуляционные насосы; 13 — градирня; 14 — вода из воздухопровода; 15 — центральный вольный аккумулятор; 16 — центральный водоподогреватель питательной воды; 17 — паровой аккумулятор; 18 — потребитель пара; 19 — бак и насос для конденсата (у потребителей); 20 — общий питательный бак; 21 — распределитель раствора соды; 22 — бак содового раствора; 23 — бак неостывшего молока; 24 — вывеситель раствора соды; 25 — сатуратор; 26 — отстойник.

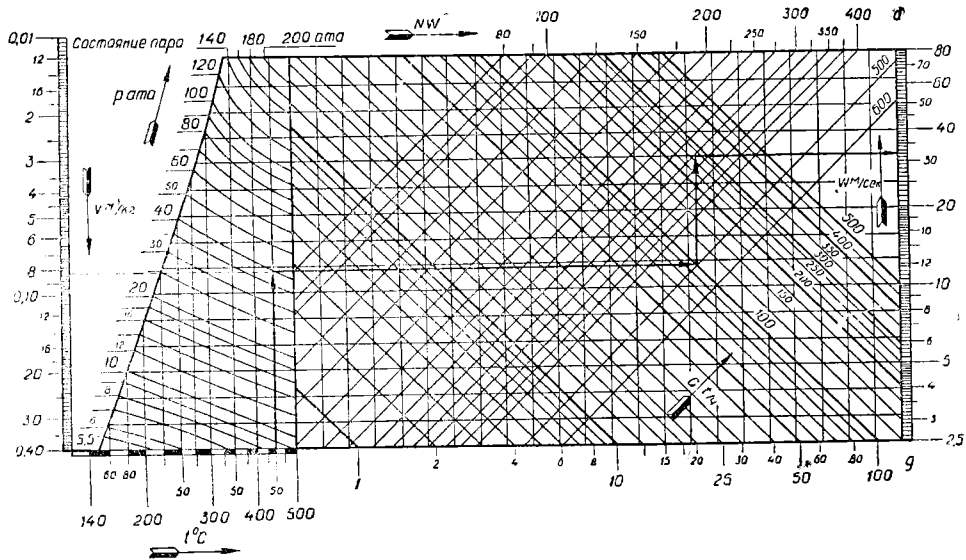


Фиг. 53. Тепловая схема установки с локомотивами типа II:

1 — котёл; 2 — пароперегреватель; 3 — паровая машина; 4 — генератор; 5 — водоподогреватель; 6 — плунжерный питательный насос; 7 — инжектор; 8 — питательная коробка; 9 — дозатор антикапильный; 10 — питательный бак; 11 — выхлоп в атмосферу; 12 — шланг дозатора.

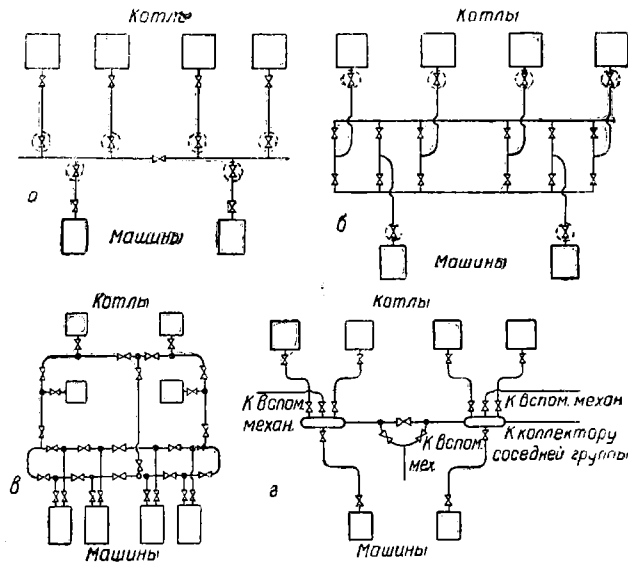
49. ХАРАКТЕРИСТИКА ТРУБОПРОВОДОВ

Главный паропровод перегретого пара. Паропровод перегретого пара является одним из самых важных и ответственных элементов установки. Этот



Фиг. 54. Номограмма для определения скорости пара или диаметра паропровода.

паропровод соединяет основные агрегаты установки (котлы и машины) и служит для подачи перегретого пара. Принимаемые скорости пара в этих паропроводах колеблются в пределах от 30 до 60 м/сек. Применяемые трубы выполняются бесшовными, соединение труб — фланцевое или сварное встык. Фланцы паропроводов перегретого пара соединяются при помощи точёных нарезанных с обеих сторон шпилек с гайками.



Фиг. 55. Схемы паропроводов.

Определение скорости пара или диаметра паропровода ведётся по номограмме (фиг. 54). Стрелки на номограмме показывают направление, следуя которому можно определить скорость пара.

Пример: $d = 100 \text{ м/час}$, $p_1 = 39 \text{ атм}$, $t = 450^\circ\text{С}$, $V = 0,082 \text{ м}^3/\text{кг}$, скорость пара $W = 32 \text{ м/сек}$.

Схема главного паропровода зависит от числа и расположения котлов и машин, а также от их мощности и условий работы.

На фиг. 55,а показана схема одинарного паропровода, которая допускает получение пара от любого котла. Преимуществом схемы является простота устройства при малых затратах и небольших тепловых потерях. Недостатком схемы является малая надёжность и выход из строя части установки при неисправностях задвижек и ответвлений.

На фиг. 55,б дана схема двойного паропровода, а на фиг. 55,в изображена схема кольцевого паропровода. Такие паропроводы надёжны в работе, однако первоначальная стоимость, затраты на ремонт и тепловые потери возрастают примерно в два раза против двойного паропровода.

На фиг. 55,г показана схема паропровода с перемычкой. Достоинствами этой схемы является простота, экономичность и надёжность.

Главные паропроводы обычно выполняются в виде двух основных магистралей, проходящих вдоль стен между котельной и машинным залом. К этим магистралям присоединяются паропроводы от каждого котла и ответвления к машинам, насосам и пр. Между неподвижными опорами паропровода устанавливаются компенсаторы.

Паропровод обязательно монтируется с уклоном в сторону движения пара. В самых низких местах паропровода устанавливаются водоотделители и конденсационные горшки.

Схема дренажного трубопровода показана на фиг. 56.

Ответвления труб к котлам и машинам выполняются эластичными с радиусом кривизны, равным 4—6 диаметрам трубы. В целях уменьшения сопротивления в магистрали устанавливаются задвижки (вместо вентилей).

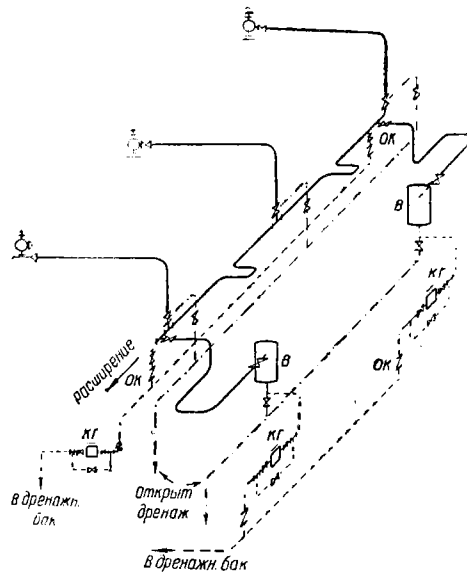
На паропроводах в удобных для измерения местах устанавливаются термометры, паромеры и манометры. При экстренных отключениях котлов паропроводы снабжаются быстро запирающимися или автоматически действующими клапанами.

Паропровод покрывается слоем изоляции, обеспечивающей температуру поверхности изоляции не выше 45° . На фланцах устанавливаются изоляционные кожухи.

Паропроводы насыщенного пара. Паропроводами насыщенного пара обычно являются магистрали, подающие пар на собственные нужды станции. Для редуцирования пара обычно в конце магистрали устанавливается редуцирующий клапан, понижающий давление пара до величины, необходимой для собственных нужд.

Паропроводы отборного пара. Паропроводы отборного пара разделяются на две группы: 1) трубопроводы отборного пара от машин на промышленные цели с давлением от 3 до 12 атм; 2) трубопроводы отборного пара низкого давления от 1,2 до 2,2 атм. Паропроводы второй группы допускается выполнять сварными.

Выхлопные паропроводы. К этой группе паропроводов относятся: 1) выхлопные паропроводы от машин; 2) выхлопные паропроводы от насосов;

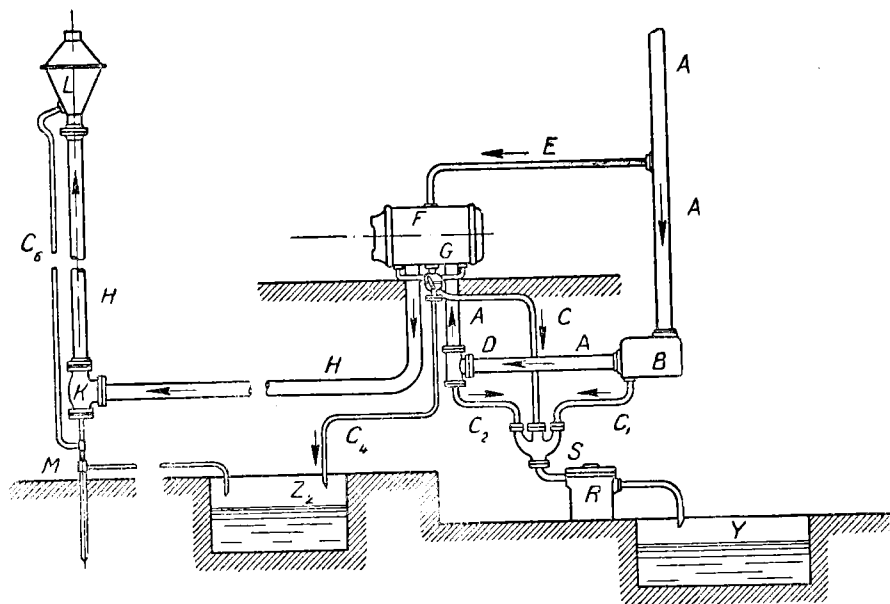


Фиг. 56. Схема дренажного трубопровода: В — водоотделитель; КГ — конденсационный горшок; ОК — обратный клапан.

3) выхлопные паропроводы от предохранительных клапанов паропроводов и котлов.

Первые две группы трубопроводов являются паропроводами низкого давления. Паропроводы третьей группы являются более ответственными, так как давление в них близко к давлению в системе.

Трубопроводы для воды. Питательные трубопроводы современной установки предназначены для питательной воды, обычно забираемой из системы подогревателей с температурой воды 80—90° и давлением от 20 до 45 *атм*.



Фиг. 57. Расположение труб одноцилиндровой машины без конденсации.

Затем воду пропускают через подогреватели высокого давления и при температуре 140—160° подают к котлам. Для котлов с более высоким давлением пара давление нагнетания питательной воды соответственно повышается. У каждого питательного насоса и котла устанавливаются обратные клапаны. При наличии поршневого насоса на питательной линии устанавливается предохранительный клапан.

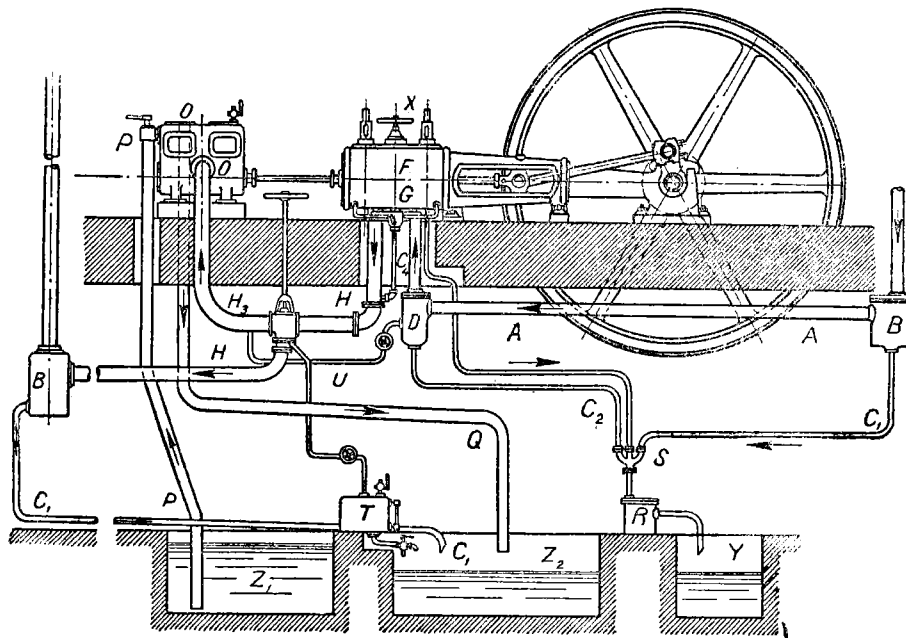
В наиболее высоких точках трубопровода устанавливаются так называемые воздушники для выпуска воздуха, а в самых низких местах устанавливаются вентили для спуска воды из водопровода. На каждом агрегате устанавливаются водомеры, термометры и манометры.

На фиг. 57 показано схематическое расположение труб одноцилиндровой машины без конденсации, на фиг. 58 — расположение труб одноцилиндровой машины с конденсацией и на фиг. 59 — расположение труб машины двойного расширения с конденсацией.

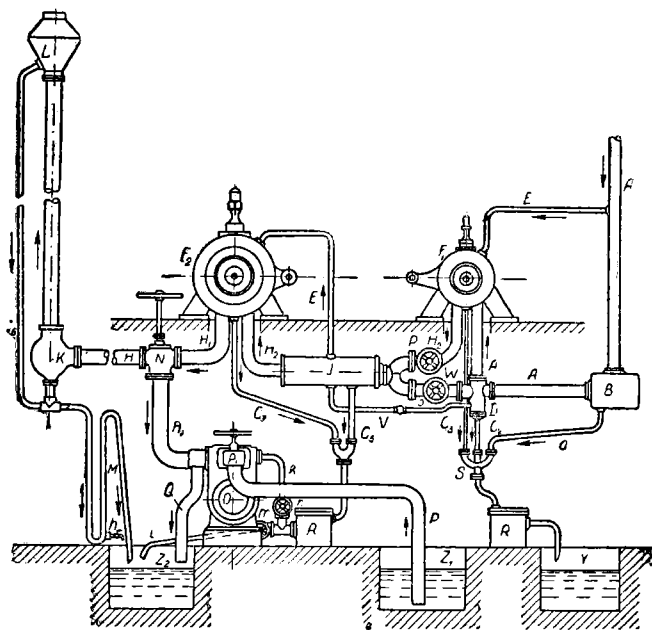
На фиг. 57, 58, 59 приняты следующие обозначения:

A — труба, подводящая свежий пар; *B* — водоотделитель или конденсационный горшок; *C* — водоотводящие трубы; *C*₁ — труба для отвода воды из конденсационного горшка *B*; *C*₂ — труба для отвода воды из трубчатого колена с водяным резервуаром *D*; *C*₃ — труба для отвода воды из паровой рубашки; *C*₄ — труба для отвода воды из парового цилиндра; *C*₅ — труба для отвода воды из ресивера *I*; *C*₆ — труба для отвода воды из парового колокола; *D* — трубчатое колено с водяным резервуаром; *E* — паровая труба для подвода пара к паровой рубашке; *F* — паровой цилиндр; *F*₁ — цилиндр высокого давления; *F*₂ — цилиндр низкого давления; *G* — аппарат для

удаления воды из цилиндра; H — паровыпускная труба; H_1 — паропроводная труба, идущая к клапану N ; H_2 — паровая труба с ресивером I между цилиндром высокого и цилиндром низкого давления; H_3 — труба, идущая от клапана N к конденсатору; I — ресивер; K — тройник с водоотделителем;



Фиг. 58. Расположение труб одноцилиндровой машины с конденсацией.



Фиг. 59. Расположение труб машины двойного расширения с конденсацией.

L — паровой колокол, улавливающий воду; M — сифон или изогнутая трубка для удаления воды из колокола L ; N — клапан на паровой трубе между цилиндрами высокого и низкого давления; O — конденсатор; P — труба, подводящая холодную воду, с краном; Q — труба для отвода излишней воды;

R —конденсационный горшок; S — резервуар, собирающий конденсационную воду; T — конденсационный горшок для труб, идущих из вакуума; U — вспомогательная труба для выпуска воздуха из конденсатора; V — нагревательная трубка для цилиндра низкого давления; W — вспомогательная паровая труба; X — паровыпускной клапан; Y — канал питательной воды; Z_1 — канал для воды, нагнетаемой в конденсатор; Z_2 — канал для отвода воды в канализационные трубы.

50. ОСНОВНЫЕ УКАЗАНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ

Сдача машины после ревизии. Сдача машины в эксплуатацию после ревизии должна оформляться соответствующими актами и содержать:

1. Дефектную ведомость состояния частей машины до ревизии.
2. Описание и объём произведённых работ при ревизии.
3. Перечень недоделок и рекомендации по последующим ремонтным работам и ревизии с указанием общих мероприятий по лучшему использованию располагаемой мощности машины.
4. Заполнение формуляра: а) зазоров между поршнями и крышками; б) зазоров между поршнями и цилиндрами; в) данных парораспределения; г) данных установленных зазоров в подшипниках; д) данных укладки вала; е) данных сборки шатунно-поршневой группы.

Комиссия по приёмке должна проверить машину и установить: а) готовность агрегата к длительно-надёжной и безаварийной работе; б) качество проведённых работ; в) при необходимости основания к изменению режима эксплуатации машины.

Общие указания

1. Каждая машина должна иметь табличку, на которой должны быть указаны: номер, год выпуска, завод-изготовитель и параметры машины.
2. Насосы и прочее вспомогательное оборудование также должны иметь соответствующую табличку с порядковыми номерами.
3. Машина с кольцевой смазкой на видных местах должна иметь установленные маслоуказательные стёкла.
4. При капельной смазке маслёнки должны быть установлены в удобном и безопасном для обслуживания месте.
5. Для связи со щитом управления и подвальным конденсационным помещением следует установить телефонную связь.
6. Паровая машина должна быть снабжена следующей контрольно-измерительной аппаратурой: а) манометрами для острого пара, противодействия и для отбора; б) манометрами на напорной циркуляционной магистрали у каждого насоса; в) мановакуумметром в горловине конденсатора; г) водометром на напорной линии конденсата; д) термометрами на линии конденсата, на входе охлаждающей воды в конденсатор и выходе из него; е) указателем уровня воды в баках питательной воды.

В машинах с противодействием приборы, указанные в пунктах б, в, г, д, исключаются.

Желательно иметь регистрирующие приборы, записывающие: а) давление острого пара; б) температуру острого пара; в) температуру пара, идущего на производство; г) расход пара.

7. Для каждой паровой машины должны быть установлены предельные параметры давлений (P_{\max} , P_{\min} и $P_{e.n}$ — высшего противодействия), параметров температур по тепловой схеме и пр.

8. Каждая установка должна иметь «Инструкцию дежурному машинисту».

9. На рабочих местах обслуживающего персонала должны быть вывешены тепловые схемы установки.

10. Машинист, помощник машиниста и смазочник должны обязательно сдать техминимум по обслуживанию паровой машины, вспомогательного оборудования и по технике безопасности, после чего они могут быть допущены к работе.

Пуск, уход и остановка паровой машины

Пуск машины. При пуске необходимо руководствоваться следующим:

1. Перед пуском тщательно проверить все ответственные крепления: шатунных головок, крейцкопфа, штока, маховика, парораспределения и регулирования.

2. Произвести заправку маслом всех подшипников, лубрикаторов и смазать необходимые детали.

3. Убрать от машины все посторонние предметы и инструмент.

4. Открыть продувочные и дренажные краны и проверить их действие.

5. Если машина работает с отбором на конденсацию, то вентиль отбора должен быть закрыт, а вентиль у конденсатора переведён на атмосферу. При поверхностном конденсаторе подготовить к включению циркуляционный и мокровоздушный насосы.

6. Прогреть машину в течение 0,5—1 часа. Конец прогрева контролируется по выходу сухого пара из продувочных кранов. Прогрев следует производить при положении кривошипа в мёртвой точке с тем, чтобы избежать произвольного проворачивания машины.

7. После окончания прогрева поставить машину в пусковое положение, при котором кривошип смещается от мёртвой точки на 40—45°, что обеспечивает достаточное открытие паровпускных окон.

8. Паровую машину нужно пускать без нагрузки. Пуск машины производить по графику либо по разрешению начальника силовой станции.

9. Перед пуском открыть все маслёнки, после чего даётся дежурным машинистам сигнал о пуске.

10. Пуск осуществляется медленным открытием пускового вентиля. Пуская машину, необходимо прислушиваться к её ходу. Машина в хорошем состоянии должна работать без стуков и резкого шума.

11. При половинном числе оборотов (при работе машины на конденсатор смещения) клапан необходимо переключить с атмосферы на конденсацию и по приборам проверить работу конденсатора.

12. При нормальном числе оборотов закрыть продувочные краны.

13. Паровая машина без нагрузки должна проработать 15—20 мин., после чего нужно постепенно увеличивать нагрузку. Конденсационные горшки закрывают по истечении 10 мин. после включения 10% нагрузки.

14. Во время работы должна вестись суточная ведомость работы машины, где отмечается нагрузка, параметры, данные о температурах и пр.

Уход за машиной во время работы. При работе машины нужно руководствоваться следующим:

1. Увеличивать нагрузку можно только в пределах допускаемой мощности.

2. Помнить, что важным является контроль за тепловым состоянием трущихся частей паровой машины. В случае ненормального нагрева частей машины машинист обязан немедленно принять необходимые меры к его устранению. При невозможности устранить ненормальности собственными средствами необходимо срочно вызвать начальника станции для решения вопроса о мероприятиях, обеспечивающих нормальную работу машины, или для определения необходимости в немедленной остановке.

3. По мере опораживания маслёнок своевременно заполнять их маслом.

4. Рабочие места у машины и саму машину содержать в чистоте.

5. Наблюдать за поведением машины в работе и за исправностью работы вспомогательных механизмов.

6. Периодически удалять конденсат из цилиндров машины.

7. Определять места и причины отдельных нарушений в работе механизма и заносить их в журнал ремонта.

Остановка машины. Остановка машины производится в такой последовательности:

1. За несколько минут до остановки машины даётся предупредительный сигнал, по которому выключаются обслуживаемые паровой машиной механизмы.

2. После снятия нагрузки ремень переводится на холостой шкив, или прекращается возбуждение генератора.
3. Открываются продувочные краны цилиндров, ресивера, паросборочных коробок для продувки конденсата.
4. Двухопорный клапан конденсатора переключается на выпуск в атмосферу.
5. При смешивающем конденсаторе закрывается вентиль охлаждающей воды, при поверхностной конденсации останавливаются воздушный и водяной насосы.
6. Постепенным закрытием пускового вентиля прекращается доступ свежего пара в машину.
7. Прекращается подача смазки.
8. После остановки машины необходимо произвести тщательный наружный осмотр трущихся частей машины, с проверкой температуры нагрева деталей и узлов, и прочности крепления ответственных соединений.
9. Все части машины должны быть аккуратно вытерты и машина тщательно проверена по главнейшим узлам: креплениям крейцкопфа, штока, шатуна, эксцентрика, кулачным шайбам и пр.
10. В журнал записываются все необходимые данные по состоянию машины, обнаруженные ненормальности, расход пара и эксплуатационных материалов.

Неисправности при работе машины

Чрезмерное увеличение числа оборотов машины. При признаках чрезмерного увеличения числа оборотов машины необходимо быстро закрыть вентиль впуска пара и после остановки выяснить причину разноса и устранить дефекты. Нужно помнить, что чрезмерная затяжка пружин регулятора может привести к разносу машины, а слабая — к уменьшению числа оборотов, а следовательно, и мощности машины.

Чрезмерный нагрев подшипников. Чрезмерный нагрев подшипников ведёт к подплавке или выплавке заливки вкладыша. При признаках чрезмерного нагрева подшипников необходимо усилить подачу смазки и разгрузить машину. Допустимой максимальной температурой нагрева частей следует считать 60° .

Перегрев штока. Нагрев штока поршня происходит из-за перекосаgrundбухсы, и из-за чрезмерной затяжки сальника. Снижение температуры штока достигается ослаблением затяжки сальника и обильной поливкой мест нагрева цилиндрическим маслом.

Перегрев эксцентриков. Перегрев эксцентриков наблюдается при перекосе или ослаблении хомута и недостаточной смазке.

Гидравлический удар. Недостаточное удаление конденсата из цилиндров машины сопровождается характерными стуками и может привести к образованию гидравлических ударов с разрывом крышек, поршней, изгибам штоков и пр. Нужно учитывать, что в некоторых случаях вода может забрасываться в цилиндр из конденсатора при неправильной установке пароводящего трубопровода и попадать в цилиндр через продувочные краны при ненадёжном отводе воды из дренажной линии.

Потеря вакуума. Потеря вакуума во время работы является большей частью следствием подсоса воздуха в местах уплотнений, либо недостаточного отсоса воздуха мокровоздушным насосом. При недостаточном охлаждении конденсата может также наблюдаться потеря вакуума.

Подсос воздуха обнаруживается при помощи зажжённой свечи, поднесённой к уплотнению. Неудовлетворительная работа насоса в большинстве случаев объясняется неисправностями резиновых клапанов. Перегрев конденсатора обычно происходит из-за несвоевременного пуска насосов. При такого рода неисправностях надлежит принимать соответствующие меры в зависимости от установленных причин.

Стук в машине. Стук в машине при её работе происходит при ослаблении соединений, подплавке подшипников, при разработке вкладышей, шарниров и пр.

Места стуков определяются ощупыванием рукой предполагаемых мест возможного стука. В ряде случаев место стука может быть безошибочно определено с помощью масла, обильно подаваемого к проверяемым деталям и узлам. Увеличенный слой смазки создаёт упругую подушку, значительно ослабляющую стук.

Указания по консервации паровых машин. Если машина останавливается на консервацию, то необходимо тщательно смазать все трущиеся части, а также все обработанные поверхности шатуна, ползуна, параллелей и др. Паро- и водопроводы отсоединяются от машины. Паропровод к паровой машине желательно периодически, во избежание появления коррозии, вентилировать при помощи вестовой трубы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жирицкий Г. С., Паровые машины, Госэнергоиздат, 1951.
 2. Швецов П. Д., Ремонт, ревизия и эксплуатация паровых двигателей, Машгиз, 1950.
 3. Носков С. М., Кисельов М. А., Локомотив в сельском хозяйстве, Держсельгоспвидав УРСР, 1947.
 4. Тареев В. М., Матвеев Г. А., Григорьев С. Н., Теплотехника, Трансжелдориздат, 1951.
-

ГЛАВА VI
ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

51. СТАНДАРТЫ НА ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ И ТИПЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН

По характеру использования паровые турбины можно разделить на конденсационные, целью которых является только выработка электроэнергии, и теплофикационные, в которых наряду с выработкой электроэнергии осуществляется отдача тепла при повышенной (обычно 70—170°) температуре. К разряду теплофикационных относятся турбины с регулируемым отбором пара и турбины с регулируемым противодавлением. Отбор (противодавление) называют регулируемым, если обеспечена возможность поддержания постоянства давления пара в отборе (при противодавлении — за турбиной). Допускается перестановка регулируемого давления в пределах, оговоренных стандартом.

Таблица 1
Характеристика конденсационных паровых турбин
и турбин с регулируемым отбором пара
(По ГОСТ 3618-47)

Тип турбины	Номинальная мощность в квт	Номинальные значения отбора пара в т/час			
		отопительного (пределы от 1,2 до 2,5 ата)	производственного		
			при 5 ата	при 10 ата	
			(пределы от 4 до 6 ата)	(пределы от 8 до 13 ата)	
1. При начальных параметрах пара перед турбиной 35 ата и 435°					
а) конденсационные турбины					
АК-1,5	1500	—	—	—	
АК-2,5	2500	—	—	—	
АК-4	4000	—	—	—	
АК-6	6000	—	—	—	
АК-12	12000	—	—	—	
б) турбины с регулируемым отбором пара					
АП-0,75	750	—	7	—	
АТ-1,5	1500	9	—	—	
АП-1,5	1500	—	12	—	
АТ-2,5	2500	14	—	—	
АП-2,5	2500	—	18	—	
АТ-4	4000	22	—	—	
АП-4	4000	—	25	—	
АТ-6	6000	35	—	—	
АП-6	6000	—	40	—	
АТ-12	12000	65	—	—	
АПТ-12	12000	40	—	50	
2. При начальных параметрах пара перед турбиной 90 ата и 480°С					
ВПТ-12	12000	30	—	40	

В настоящее время действуют государственные общесоюзные стандарты на стационарные паровые турбины: ГОСТ 3618-47, действие которого распространяется на конденсационные турбины и на турбины с регулируемым отбором пара, и ГОСТ 3678-47 на турбины с противодавлением. Для турбин малой и средней мощности ГОСТ предусмотрена следующая шкала мощностей: 750, 1500, 2500, 4000, 6000 и 12000 квт.

Эти значения соответствуют номинальным мощностям (понимаются максимально-длительные мощности N_n), которые должны быть развиты как при конденсационном режиме, так и при любом значении регулируемого отбора вплоть до номинального. В стандарте оговорено, что у турбин с регулируемым отбором пара должно быть обеспечено развитие (при уменьшенном отборе) максимальной мощности, превышающей номинальную на 20%

(см. стр. 297). Числа оборотов турбин не фиксированы, для генераторов * при всех мощностях допустимо 3000 об/мин., а при мощностях 750, 1500, 2500 *квт* также и 1000 об/мин.

Сводка важнейших характеристик конденсационных турбин и турбин с регулируемым отбором пара средней и малой мощности, предусмотренных ГОСТ 3618-47, приведена в табл. 1.

Под значениями отборов понимается отдача пара на покрытие внешних тепловых нагрузок, т. е. без учёта дополнительного расхода пара на подогрев питательной воды. При расходе пара, равном 80% максимального его значения **, температура питательной воды указана 215° для турбин типа ВПТ-12, 150° или выше для турбин типа АПТ-12, 150° для остальных турбин. Для всех турбин рекомендована температура охлаждающей воды 20°, для турбин мощностью 12000 *квт* также и 15°.

Общепринято характеризовать типы турбин обозначениями, приведёнными в табл. 1 и 2. Первая буква соответствует начальным параметрам пара (буква В при высоком начальном давлении, буква А при средних его значениях, буква М при «мятом» паре давлением 1—2 *ата*). Вторая буква характеризует производственную направленность турбины, а именно: буква К соответствует конденсационным турбинам, буква Р — турбинам с регулируемым противодавлением, буквы П и Т — турбинам с регулируемым отбором пара, соответственно производственным или отопительным. Соединение букв ПТ характеризует турбины с двумя регулируемы отборами пара (производственным и отопительным), а букв ПР — турбины с регулируемым отбором и противодавлением. За буквенной частью обозначения идёт выраженная в тысячах киловатт номинальная мощность (её выделяют знаками тире), а за нею номер конструкции данного типа в порядке разработки их на заводе.

Характеристики предусмотренных ГОСТ 3678-47 паровых турбин с регулируемым противодавлением приведены в табл. 2.

Предусмотренные ГОСТ пределы перестановки противодавления характеризуются следующими цифрами:

Противодавление (номинальное)	3 <i>ата</i>	допустима перестановка от	2	до	4 <i>ата</i>
»	6	»	»	»	7
»	11	»	»	»	13
»	15	»	»	»	17
»	18	»	»	»	21
»	31	»	»	»	29
					33

Перечень турбин средней и малой мощности, выпускавшихся союзной промышленностью до 1941 г., приведён в табл. 3.

Таблица 2

Характеристика паровых турбин с противодавлением (По ГОСТ 3678-47)

Тип турбины	Номинальная мощность в <i>квт</i>	Стандартные номинальные противодавления в <i>ата</i>			
		3	6	11	15
1. При начальных параметрах пара перед турбиной 15 <i>ата</i> и 350°					
АР-0,75	750	3	6		
АР-1,5	1500	3	6		
АР-2,5	2500	3	6		
2. При начальных параметрах пара перед турбиной 35 <i>ата</i> и 435°					
АР-0,75	750	3	6		
АР-1,5	1500	3	6	11	15
АР-2,5	2500	3	6	11	15
АР-4	4000	3	6	11	15
АР-6	6000	3	6	11	15
3. При начальных параметрах пара перед турбиной 90 <i>ата</i> и 500°					
ВР-6	6000	31			
ВР-12	12000	11	18	31	

* Генераторы изготавливаются в соответствии с ГОСТ 533-51.

** Обычно этот режим называется экономическим или расчётным, так как на него ведётся расчёт турбины, и поэтому при нём турбина работает наиболее экономично.

Таблица 3

Обозначение турбины		Номинальная мощность в <i>квт</i>	Число оборотов в минуту	Начальные параметры пара		Давление регулируемого отбора в <i>атм</i>	Номинальный отбор пара в <i>т/час</i>	Завод-изготовитель	Расход пара турбиной при максимальном режиме в <i>т/час</i>
новое	старое			давление в <i>атм</i>	температура в град.				
1. Конденсационные турбины									
АК-3	ОК-30	3000	3000	16	350	—	—	Кировский	18,0
АК-3,5	ОК-30	3500	3000	18	350	—	—	»	21,0
АК-4	СН-26	4000	5000*	16	350	—	—	»	21,6
АК-12	ТН-65	12000	3000	29	400	—	—	»	58,0
МК-6-1	МК-65	6000	3000	1,2	110—130	—	—	ЛМЗ	93,6
МК-6-2	МК-66	6000	3000	1,8	116	—	—	»	93,6
2. Турбины с регулируемым отбором пара									
АП-2,5	CR-20	2500	5000* 20	20	350	5±1	20	НЗЛ	31,0
АП-4	CR-26	4000	5000* 29	29	400	5±1	25	»	39,0
АП-6	CR-46	6000	3000 29	29	400	5±1	35	»	55,0
АП-6	ОКО-60	6000	3000 29	29	400	6±1	35	»	55,0
АТ-12 **	ОКО-120	12000	3000 29	29	400	1,2—2,5	60	Кировский	90,0
3. Турбины с регулируемым отбором и противодействием пара									
АПР-12 ***	П-165	12000	3000	26	375	6	50	ЛМЗ	112,0
АПР-12 ****	ОП-175	12000	3000	29	400	11 *****	120	»	175,0

Турбины мощностью менее 750 *квт* как самостоятельные агрегаты на электростанциях не используются и находят применение лишь как приводы вспомогательного оборудования (питательные насосы и др.).

Обычно паровые турбины размещают на высоте от 3,5 до 8 м над уровнем земли. Ниже турбин располагают конденсаторы и вспомогательные насосы. Такие турбины называют подвальными. При небольшой мощности турбины могут выполняться и бесподвальными, т. е. с размещением турбины на одном уровне со вспомогательными насосами. Наша промышленность уже приступила к организации выпуска всех типо-размеров паровых турбин малой и средней мощности, предусмотренных ГОСТ 3618-47 и 3678-47.

52. ОПИСАНИЕ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ И ЕЁ ВАЖНЕЙШИХ ДЕТАЛЕЙ

Конструкция паровых турбин

У паровых турбин бывают роторы дискового или барабанного типа. При дисковом роторе (фиг. 1) между рабочими дисками, несущими венцы рабочих лопаток, размещены диафрагмы, в которых закреплены венцы направляющих лопаток. Барабанный ротор (фиг. 2) имеет вид цилиндра или усеченного конуса (часто ступенчатого), на наружной поверхности которого размещены венцы рабочих лопаток, венцы же направляющих лопаток закреплены непосредственно в корпусе турбины или в обоймах. Часто на стороне паровпуска барабан переходит в дископодобную конструкцию. Из-за неравенства давлений на уступах барабана и по обе стороны рабочих венцов на роторе иногда возникает

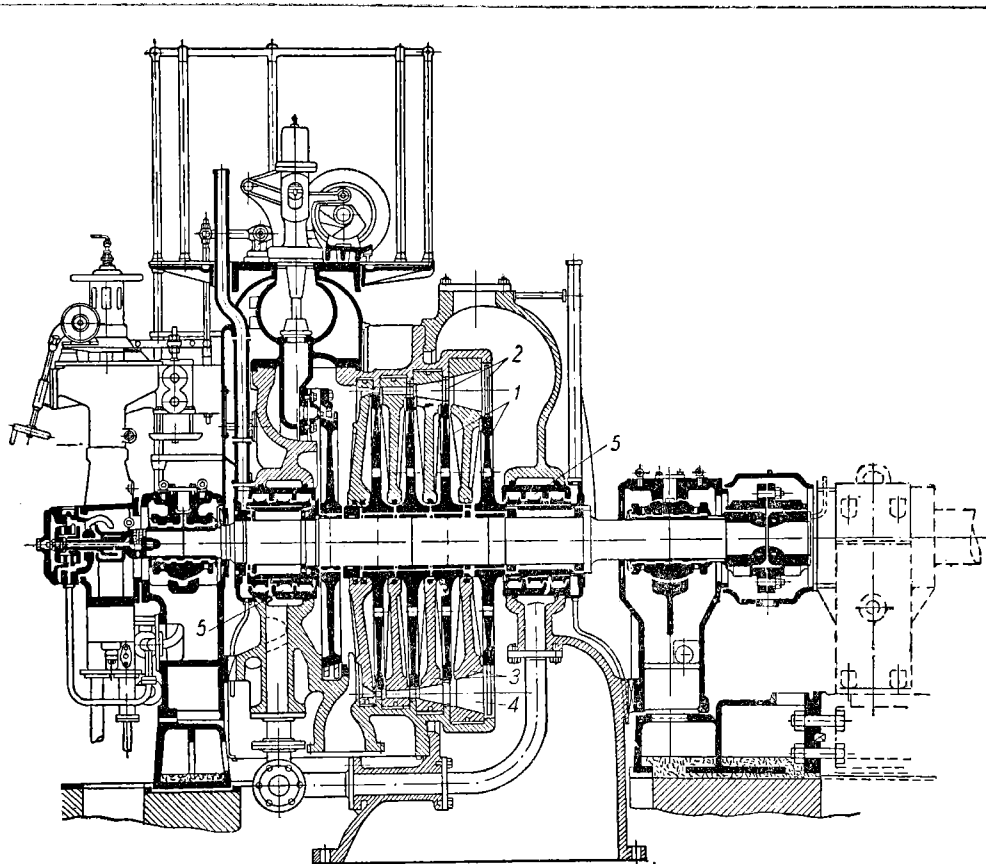
* Генератор работает при 1000 об/мин.

** Есть вариант АП-12 (ОКО-124) с давлением отбора 3,5—4 *атм*.

*** Регулируемое противодействие 0,7—1,2 *атм*.

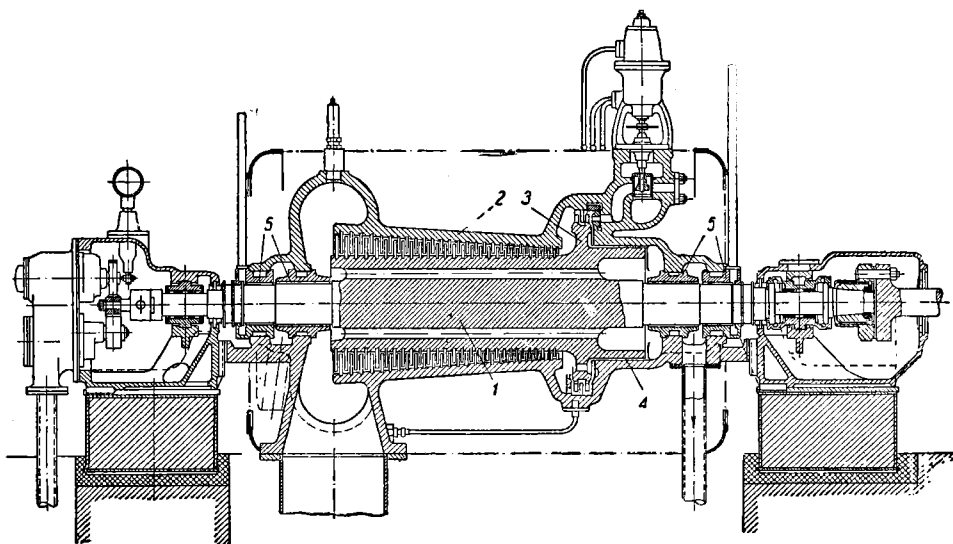
**** Регулируемое противодействие 0,9—1,3 *атм*.

***** Выпускался вариант с давлением отбора 16 *атм*.



Фиг. 1. Паровая турбина Кировского завода типа АК-3,5 (ОК-30) мощностью 3500 *квт* при 3000 об/мин.:

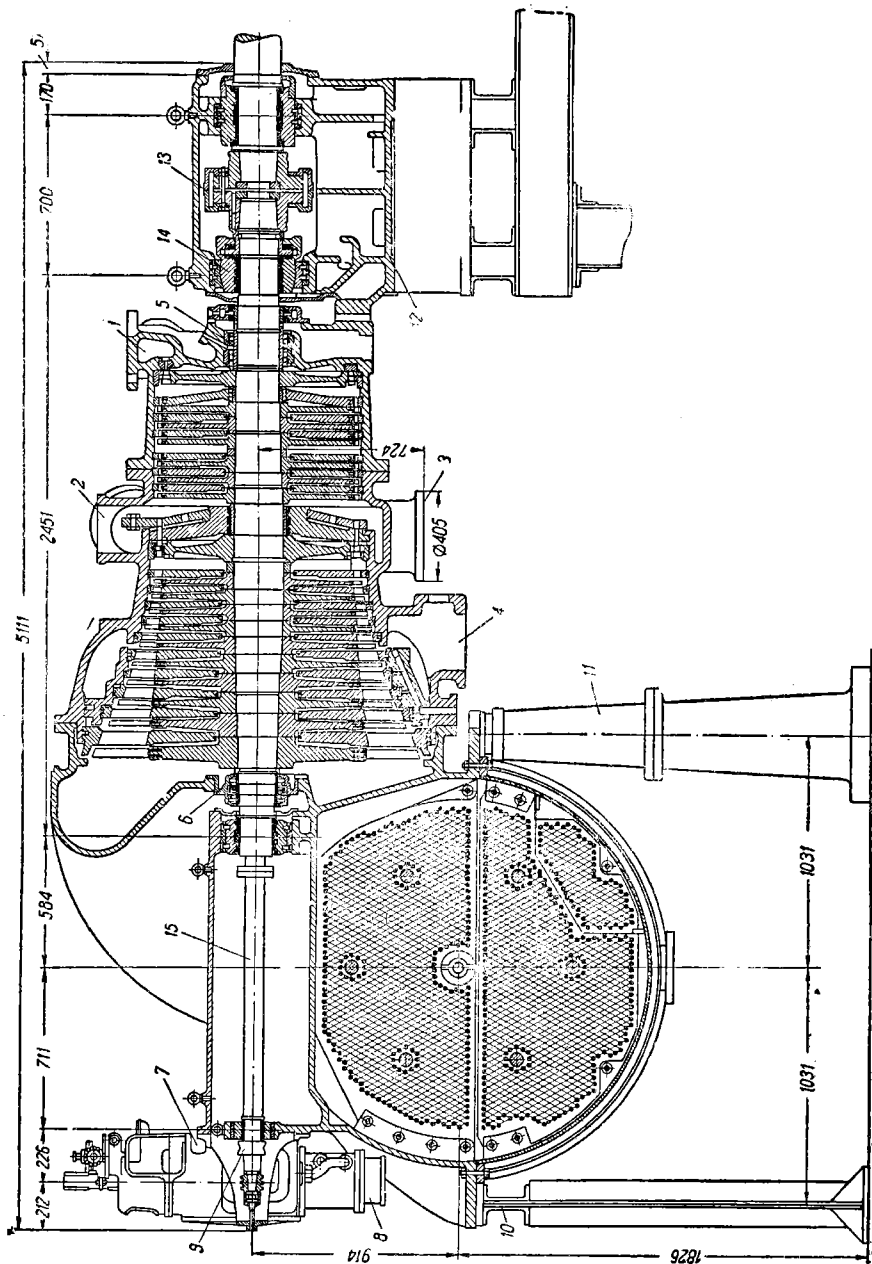
1 — рабочие диски; 2 — венцы рабочих лопаток; 3 — диафрагмы;
4 — венцы направляющих лопаток; 5 — концевые лабиринтовые уплотнения.



Фиг. 2. Паровая турбина с ротором барабанного типа:

1 — ротор; 2 — корпус; 3 — диск; 4 — разгрузочный поршень; 5 — концевые лабиринтовые уплотнения.

значительное осевое усилие, стремящееся сдвинуть ротор в сторону движения пара в направлении оси турбины. Для уравнивания этого усилия иногда применяют разгрузочный поршень, на который действует такое же, но противоположно направленное усилие. Для уменьшения утечки пара через щель

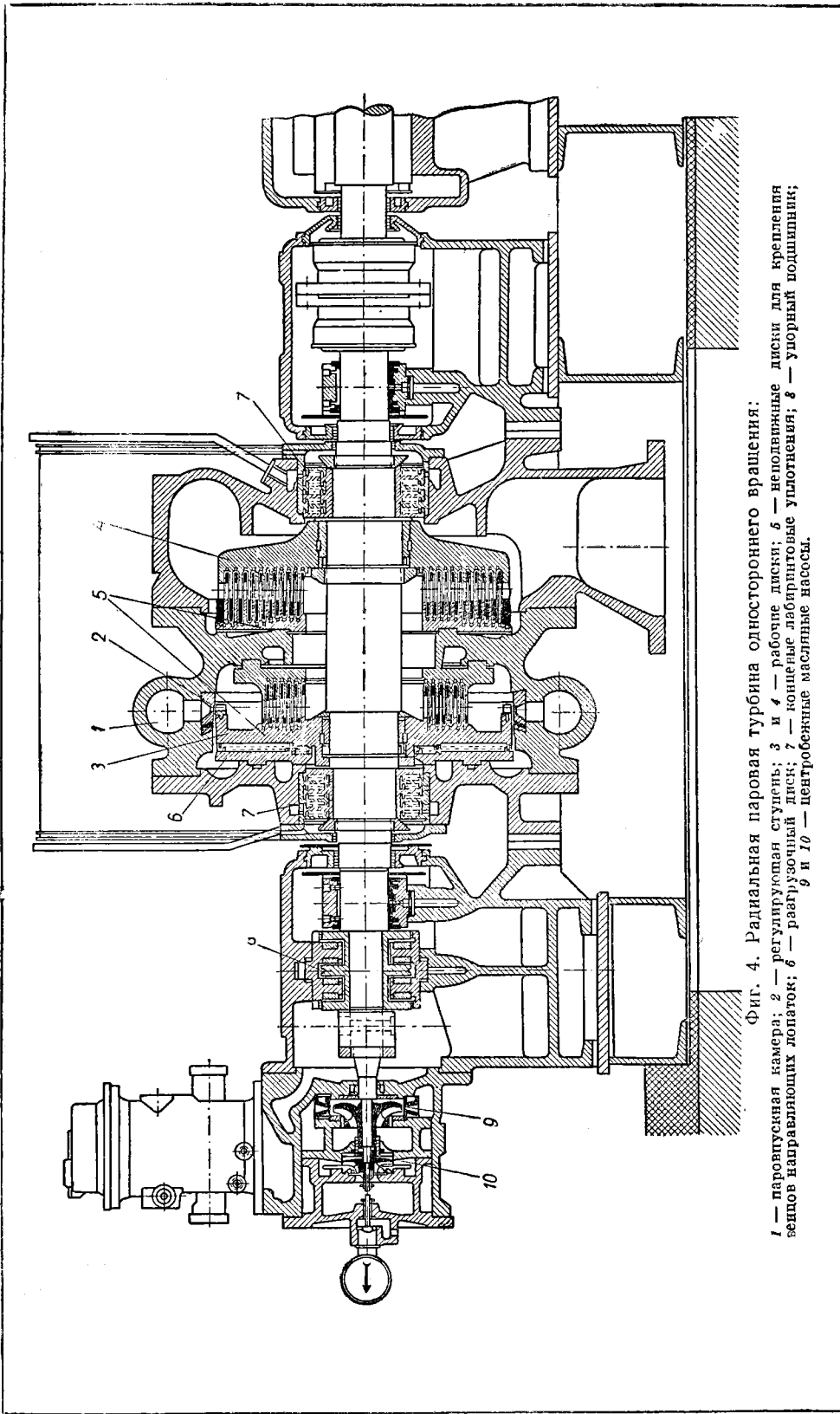


Фиг. 3. Паровая турбина Невского завода имени Ленина типа АП-6 (ОКО-60) мощностью 6000 квт при 3000 об/мин. с регулируемым отбором пара при 6 атм.

1 — паровпускная камера; 2 и 3 — камера и патрубок регулируемого отбора пара; 4 — регулируемый отбор пара для реверсирования (подогрев питательной воды); 5 и 6 — концевые уплотнения; лабиринтовое; 7 — регулятор; 8 — корпус главного масляного насоса; 9 — предохранительный выключатель; 10, 11 и 12 — опоры; 13 — эластичная муфта; 14 — опорно-турбинный подшипник; 15 — вспомогательный вал к регулятору.

между разгрузочным поршнем и корпусом наружная поверхность разгрузочного поршня снабжается лабиринтовым уплотнением (см. стр. 273), подобные же уплотнения размещают и в местах выхода вала из корпуса турбины для уменьшения протечки пара через щель между корпусом и валом.

На фиг. 1, 2 и 3 показаны турбины осевого типа. В этих турбинах пар перемещается в направлении, параллельном оси вращения. В современной технике наиболее широко применяются паровые турбины осевого типа с дисковыми

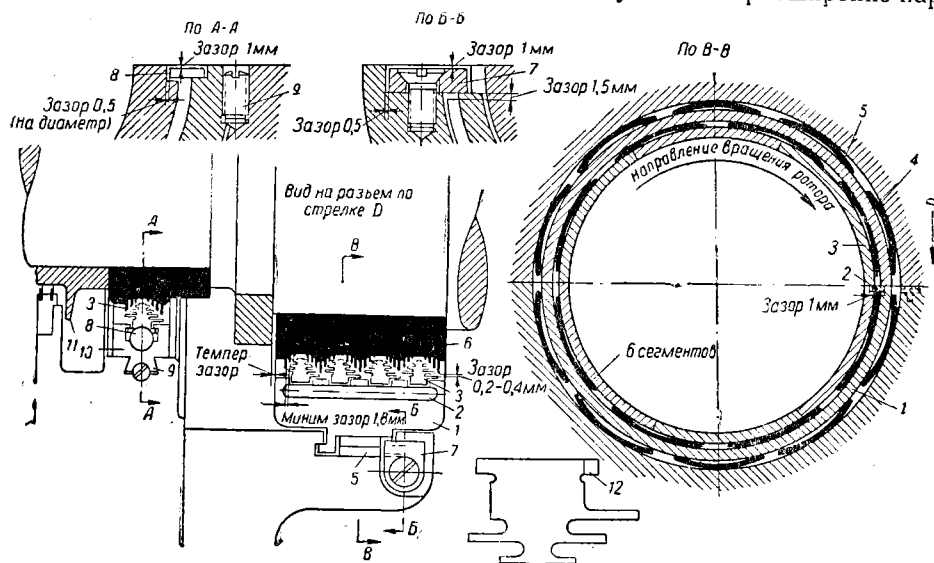


роторами. На фиг. 1 показана турбина типа АК-3,5, на фиг. 3 — турбина типа АП-6.

Иногда встречаются турбины радиального типа, у которых поток пара направлен перпендикулярно оси вращения, т. е. радиально. В турбинах одно-стороннего вращения (фиг. 4) пар движется вначале от периферии к центру, и затем в обратном направлении (иногда дополняется ещё одним или двумя направляющих (закреплённых в неподвижных дисках, связанных с корпусом), а затем — рабочих лопаток (закреплённых на вращающихся дисках). На свободной торцевой стороне диска 3 размещены лабиринтовые уплотнения, благодаря чему уменьшается осевое усилие, стремящееся сдвинуть ротор вправо. В турбинах двустороннего вращения (фиг. 5) венцы направляющих лопаток отсутствуют, а применяются два независимых ротора, соединённых каждый со своим генератором и вращающихся во взаимно-противоположных направлениях. Пар, двигаясь от оси вращения к периферии, проходит по очереди сначала через венцы, прикреплённый к одному, а затем — к другому диску. Для уравнивания осевых усилий, возникающих на рабочих дисках, применены разгрузочные диски, снабжённые лабиринтовыми уплотнениями.

Концевые уплотнения. Диафрагмы

Лабиринтовые уплотнения, применяемые в различных элементах паровых турбин, состоят из ряда последовательно расположенных камер с узкими щелями между ними (фиг. 6). В них происходит ступенчатое расширение пара,



Фиг. 6. Детали концевого лабиринтового уплотнения:

1 — обойма; 2 — стопорная пластинка; 3 — уплотнительные кольца; 4 — и 5 — пружинящие пластины; 6 — уплотнительная втулка на валу; 7 — стопорная планка; 8 и 9 — стопорная шайба и винт; 10 — обойма наружного кольца; 11 — царькащитное кольцо; 12 — вырезы на стороне цилиндра для пропуска пара в полость между кольцом и обоймой.

причём скорость, которую пар приобретает в каждой из щелей, теряется в следующей за нею камере. Из-за сравнительно большого числа последовательно включённых щелей скорости в них получаются небольшие; тем самым ограничивается и количество теряемого через лабиринтовое уплотнение пара. Формы уплотнений бывают различные; типичные конструкции приведены на фиг. 7, а в табл. 4 приведены рекомендуемые значения зазоров в уплотнениях.

С внешней стороны концевого уплотнения на вал насаживается парозащитное кольцо 11 (фиг. 6), не допускающее задувания пара в подшипник.

Таблица 4

Допустимые величины зазоров уплотнений

Типы уплотнений	Допустимые зазоры в мм		
	радиаль- ные <i>p</i>	осевые (минимально)	
		<i>a</i>	<i>b</i>
Концевые уплотнения:			
Тип I	0,25—0,40	1,7	1,0
Тип II и III	0,25—0,40	3,0	2,0
Тип IV, стороны ч.в.д.	0,20—0,40	1,7	1,0
Тип IV, стороны ч.н.д.	0,20—0,40	3,0	2,0
Уплотнения разгрузочного поршня	—	—	0,15—0,25
Водяное уплотнение	0,20—0,30	2,0	2,5
Уплотнения диафрагм ч. в. д.:			
с пружинными уплотнениями	0,25—0,40	—	—
с жёсткими уплотнениями .	0,30—0,40	—	—
Уплотнения диафрагм ч. н. д.:			
с пружинными уплотнениями	0,30—0,50	—	—
с жёсткими уплотнениями .	0,40—0,60	—	—

Примечание. Ротор должен быть сдвинут: при замере осевых зазоров концевых уплотнений в направлении движения пара, уплотнений разгрузочных поршней — против хода пара в турбине.

При угольных уплотнениях щели образуются между валом и сжимаемыми пружинками угольно-графитовыми кольцами. Осевой зазор *a* между угольным

Таблица 5

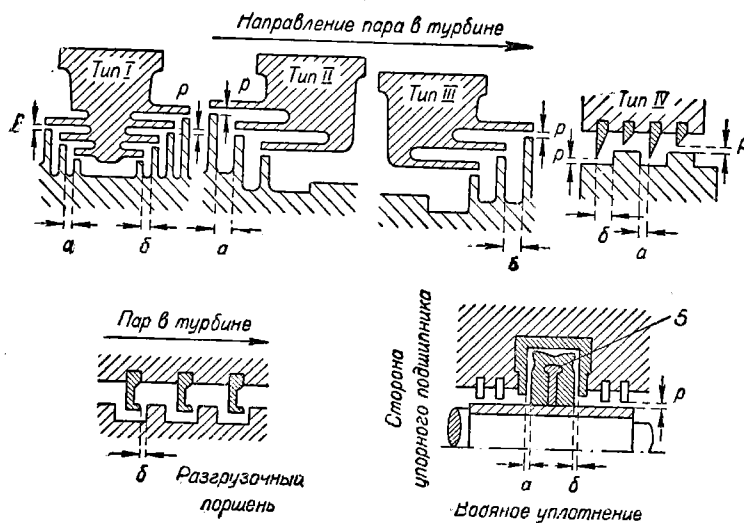
Допустимые радиальные зазоры между угольным кольцом и валом турбины

Диаметр втулки уплотнения в мм	Допустимые радиальные зазоры (на диаметр) в мм					
	Уплотнение высокого давления		Уплотнение низкого давления			
			конденсационной турбины		турбины с противодавлением	
	сторона турбины	сторона подшипника	сторона турбины	сторона подшипника	сторона турбины	сторона подшипника
50	0,15	0,05	0,10	0,00	0,10	0,05
100	0,30	0,10	0,20	0,05	0,25	0,10
150	0,45	0,15	0,30	0,05	0,35	0,15
200	0,60	0,20	0,40	0,05	0,50	0,20
250	0,75	0,25	0,50	0,10	0,60	0,25
300	0,90	0,30	0,60	0,10	0,75	0,30
350	1,05	0,35	0,70	0,10	0,85	0,35
400	1,20	0,40	0,80	0,15	1,00	0,40

кольцом и смежной обоймой выдерживается не менее 0,15 мм. Радиальные зазоры между угольным кольцом и валом делают постепенно нарастающими от указанных в табл. 5 минимальных значений (в крайнем кольце со стороны подшипника) до максимальных (в крайнем кольце со стороны турбины).

На стороне выхлопного патрубка, который всегда находится под вакуумом, лабиринтовое уплотнение выполняется двусторонним, т. е. пар с небольшим давлением подводится в среднюю камеру и выходит из неё через группу лабиринтов наружу, а через другую в выхлопной патрубок.

В периоде пуска и при малых нагрузках даже первые ступени турбины находятся под вакуумом, в эти моменты необходимо обеспечить защиту от подсоса воздуха и через концевое уплотнение на стороне впуска пара. Для этого в среднюю камеру его подводят пар подобно тому, как это было описано для уплотнения на стороне выхлопа.



Фиг. 7. Зазоры в уплотнениях паровых турбин:
I, II, III, и IV — разные типы уплотнительных колец.

Иногда применяются водяные уплотнения (чаще со стороны выхлопа), в которых (фиг. 7) к полости, окружающей кольцо 5, подводится вода из бачка, размещённого на 5 м выше оси турбины. Сделанные на боковых поверхностях кольца лопасти отбрасывают воду к наружной стороне полости, где и образуется водяное кольцо, не пропускающее ни пара, ни воздуха. При водяных уплотнениях уменьшаются потери пара, но зато возрастают механические потери. Зазоры водяных уплотнений приведены в табл. 4.

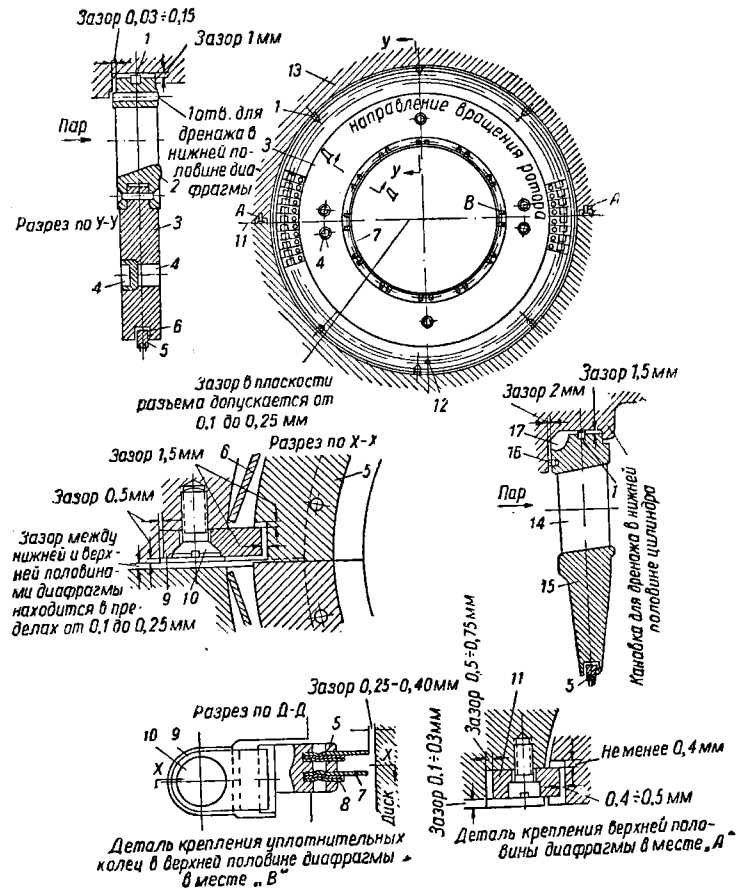
Диафрагмы (фиг. 8), служащие для закрепления направляющих лопаток, имеют горизонтальный разъём, каждая из половинок диафрагмы устанавливается в соответствующей части турбины (непосредственно в корпусе или в обойме) с помощью радиальных и осевых штифтов. Диафрагмы, работающие в области высоких температур, изготавливают стальными, направляющие лопатки закрепляются в них с помощью заклёпок, сварки и пр. Для области низких давлений обычно применяют литые чугунные диафрагмы. В этом случае изогнутые лопатки из листовой стали закладываются в форму при литье. Диафрагмы закладываются в корпус или в обойму не плотно, а обязательно со следующим осевым зазором:

- Диафрагма без осевого штифта стальная — зазор 0,05 — 0,15 мм
- Диафрагма без осевого штифта чугунная — зазор 0,10 — 0,20 мм
- Диафрагма с осевым штифтом, зазор между этим штифтом и стенкой 0,10 мм

В диафрагмах закрепляются уплотнения, снижающие утечку пара через зазор между диафрагмой и валом. Допустимые значения зазоров в уплотнениях диафрагмы приведены в табл. 4. Для того чтобы верхняя половина диафрагмы не могла выпасть при поднимании соответствующей части корпуса, её закрепляют с помощью шайб 11.

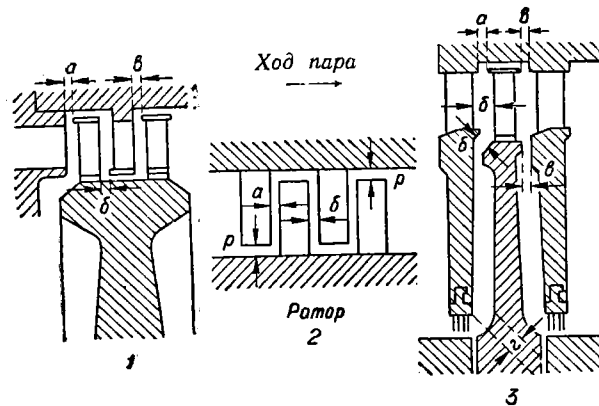
Ротор паровой турбины

Ротор турбины состоит из элементов, жёстко связанных между собой. Диски либо вытачиваются заодно с валом, либо же насаживаются на него нагорячо, лопатки закрепляются в диске с помощью хвостов различной формы, по вершинам лопатки связываются приклёпанными и припаянными к ним



Фиг. 8. Диафрагмы:

1—радиальные установочные штифты; 2—фрезерованные направляющие лопатки в стальной диафрагме; 3—пазы для подъема половинок диафрагмы; 4—пазы для подъема половинок диафрагмы; 5—пружинящие пластинки; 6—кольцо лабиринтового уплотнения; 7—пружинящие пластинки; 8—пластинки и прокладки; 9—стойкорные планки для колец; 10 и 11—винты и шайбы, крепящие верхнюю половину диафрагмы в верхней половине корпуса; 12—дренажное отверстие; 13—корпус турбины; 14—штампованные направляющие лопатки, залитые в чугунной диафрагме; 15—осевые установочные штифты; 16—канавка для отвода конденсата.



Фиг. 9. Зазоры в проточной части турбины:
1 — двухвенечная ступень; 2 — реактивные ступени;
3 — одновенечная ступень.

Таблица 6

Величина допустимых зазоров

Наименование зазоров	Допустимые биения и максимальные зазоры в мм
Зазоры	
Между ступицами дисков	0,10—0,20
Между концевым диском и гайкой (кольцом), крепящим этот диск на валу	0,10—0,30
Между крепящей гайкой и втулками упорного диска, червяка, распорной (суммарно на консольном конце ротора)	0,20—0,50
Перед упорным диском	0,10
Допустимые радиальные биения	
На шейке вала	0,03
На втулке угольного уплотнения	0,05
На втулке лабиринтового уплотнения	0,10
На муфте жёсткой	0,03
На муфте полужёсткой	0,05
На валу (при снятых дисках) длиной до 2 м (3000 об/мин.)	0,04
На валу (при снятых дисках) длиной свыше 2 м (3000 об/мин.)	0,06
Допустимые торцевые биения (в направлении оси турбины)	
На упорном диске (по диаметру 300 мм)	0,02
На жёсткой муфте (по диаметру 400 мм)	0,02
На полужёсткой муфте (по диаметру 400 мм)	0,04

Таблица 7

Допустимые зазоры в проточной части турбины

	Допустимые зазоры в мм				
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>e</i> *	<i>g</i> *	<i>p</i>
Двухвенечный диск	1,3—3,0	2,5—4,0	1,7	—	—
Одновенечные диски:					
в первых ступенях	1,3—2,0	1,5—2,5	3,5	4,5	—
в последних ступенях	1,5—3,0	2,5—3,5	7,0	8,0	—
Реактивные ступени при длине лопатки:					
до 60 мм	—	—	—	—	0,7—1,8
70—80 мм	—	—	—	—	0,8—2,0
90—100 »	—	—	—	—	1,2—2,0
110—140 »	—	—	—	—	1,4—3,5
150—200 »	—	—	—	—	1,6—4,0
больше 200 мм	—	—	—	—	не менее
В первых ** реактивных ступенях не менее	1,5	2,2	—	—	2,0

бандажами и пр. При сборке турбины нужно исключить опасность задевания вращающихся частей за неподвижные, поэтому при вращении ротор должен иметь самые минимальные биения. Величины допустимых биений приведены в табл. 6, где указаны также и необходимые зазоры между отдельными частями ротора. Конусность на шейках вала не должна превышать 0,02 мм на 100 мм длины шейки.

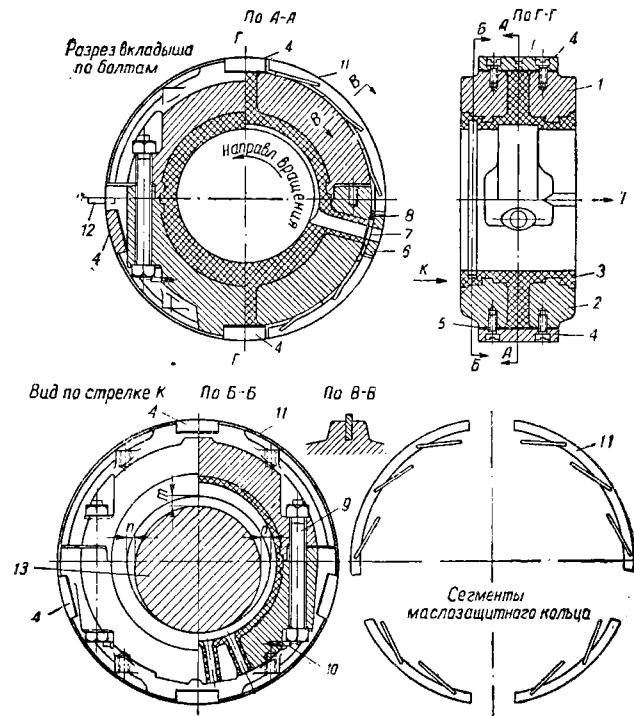
* В столбцах *e* и *g* приведены минимально-допустимые зазоры.** В последующих ступенях зазоры *b* должны возрастать по мере удаления от упорного подшипника.

В табл. 7 приведены допустимые зазоры в проточной части турбины (фиг. 9). При проверке зазоров ротор должен быть сдвинут по ходу пара; замер зазоров производится в плоскости горизонтального разъёма, замер радиальных зазоров — также в нижней и верхней частях корпуса турбины.

Для каждого турбинного ротора можно подсчитать частоту собственных колебаний, соответствующее число оборотов называют критическим. Никогда не допускают совпадения рабочего числа оборотов ротора с критическим, так как при этом возникли бы сильные общие вибрации турбины и работа её оказалась бы опасной. Если рабочее число оборотов меньше критического, ротор называют жёстким, если же рабочее число оборотов превышает критическое, ротор называют гибким. При гибком роторе, пуская турбину, нужно быстро проходить через критическое число оборотов.

Подшипники. Направляющие шпонки

Ротор турбины покоится на опорных подшипниках (фиг. 10). Основной целью конструирования подшипников является обеспечение образования тонкого, суживающегося в направлении вращения ротора, клиновидного слоя масла



Фиг. 10. Вкладыш опорного подшипника:

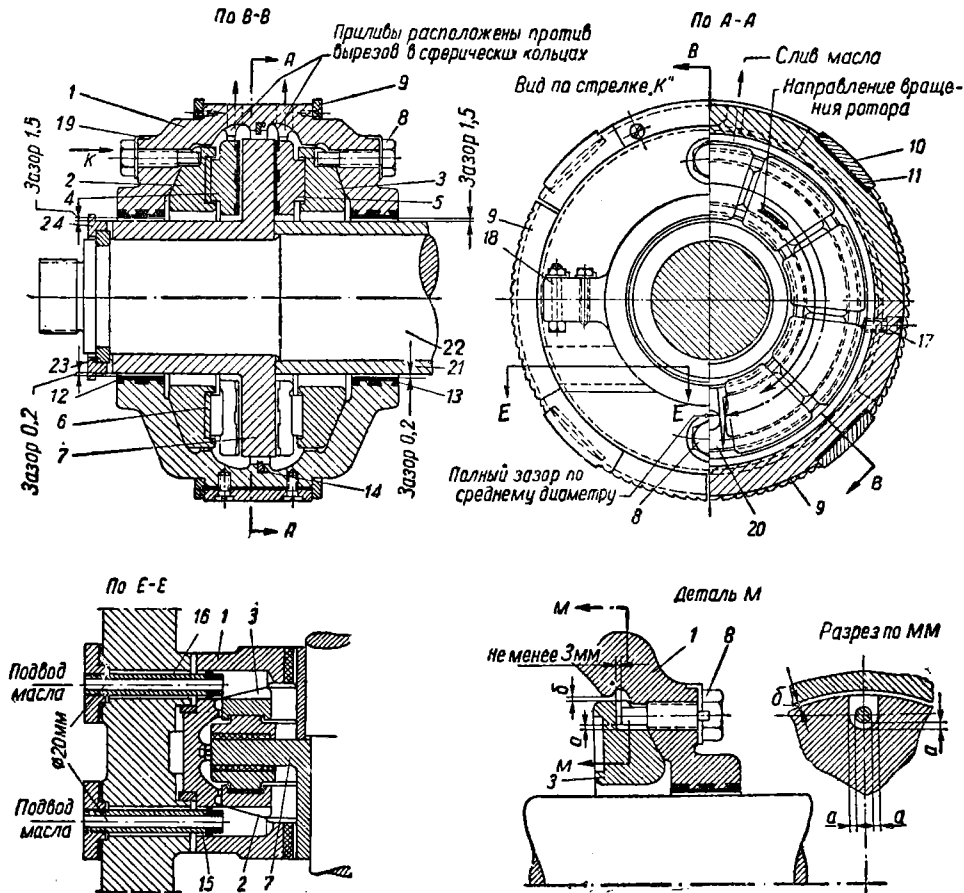
1 и 2 — верхняя и нижняя половины вкладыша; 3 — баббитовая заливка; 4 и 6 — опорные полушны; 5 и 8 — прокладки под опорными подушками; 7 — подпор масла; 9 — соединительные болты; 10 — стопорные винты; 11 — сегменты маслосащитного кольца; 12 — стопорная планка; 13 — шейка вала; т и п — верхний и боковые зазоры; по стрелке Т масло вытекает для смазки эластичной муфты.

между вращающейся и неподвижной поверхностями. Поэтому вкладыш впритирку пригоняется по валу по всей длине только в нижней части (по дуге 60°), в остальной же части окружности между валом и вкладышем обеспечивается зазор. Клиновидный слой масла возникает благодаря тому, что при быстром вращении вал как бы слегка всплывает в масле и сам гонит масло под себя тонкой плёнкой. В табл. 8 приведены значения допустимых зазоров в опорных подшипниках как при обычной расточке их, так и при расточке с прокладками,

Таблица 8

Допустимые зазоры в опорных подшипниках

Диаметр шейки вала в мм	Допустимые зазоры во вкладышах опорных подшипников в мм			
	верхний зазор при расточке		боковой зазор при расточке	
	без прокладок	с прокладками	без прокладок	с прокладками
50	0,15—0,25	0,10—0,15	0,10—0,15	0,15—0,20
100	0,20—0,30	0,10—0,15	0,10—0,20	0,20—0,25
150	0,30—0,40	0,20—0,25	0,15—0,25	0,30—0,40
200	0,40—0,55	0,20—0,30	0,20—0,30	0,35—0,45
250	0,50—0,65	0,25—0,35	0,25—0,35	0,45—0,55
300	0,60—0,75	0,30—0,45	0,30—0,40	0,55—0,62
350	0,70—0,85	0,35—0,50	0,35—0,45	0,62—0,70

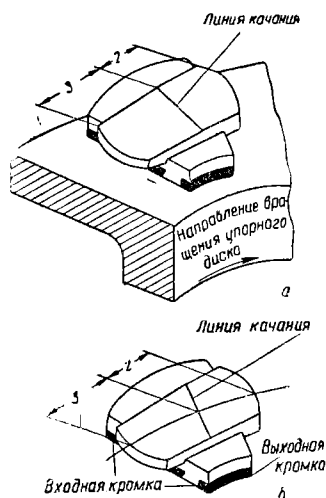


Фиг. 11. Упорный подшипник:

1 — вкладыш; 2 и 3 — сферические опорные кольца; 4 и 5 — упорные колодки; 6 — установочное кольцо; 7 — упорный диск ротора; 8 — стопорные болты; 9 — установочные кольца; 10 — опорные полушки; 11 — прокладки; 12 и 13 — баббитовая заливка; 14 — уплотнительное кольцо; 15 и 16 — маслоподводящие трубки; 17 — стопорный винт; 18 — установочные болты; 19 — шайбы; 20 — стопорные пластины; 21 — распорная втулка; 22 — вал турбины; 23 — разрезное установочное кольцо; 24 — зажимающее кольцо.

которые закладываются между верхней и нижней половинками вкладыша только при расточке, при сборке же подшипника их вынимают. В результате боковые зазоры немного превышают верхние и нижние, что облегчает образование клиновидного слоя масла.

Вкладыш соприкасается с корпусом подшипника по наружным поверхностям опорных подушек. Под этими подушками со стороны вкладыша заложены прокладки, перекадывая которые из-под нижней подушки под верхнюю (или наоборот) или из-под одной боковой подушки под другую, можно немного переместить ротор вниз (или вверх) или в стороны. Чтобы избежать ослабления в закреплении вкладышей при нагреве крышки корпуса подшипника во время работы, крышки ставят с натягом в 0,05—0,15 мм. Для защиты от вытекания масла из корпуса подшипника на валу делают кольцевой заостренный выступ,



Фиг. 12. Колодки упорного подшипника:
а — прежний тип; б — новый тип.

отбрасывающий масло, и, кроме того, маслозащитные устройства типа лабиринтовых уплотнений. В последних радиальный зазор между заостренной кромкой уплотнения и валом должен быть равен 0,10—0,15 мм.

От перемещений в осевом направлении ротор удерживается упорным подшипником (фиг. 11). С каждой стороны упорного диска расположены упорные колодки. Клиновидный масляный слой между каждой из колодок и упорным диском создается благодаря тому, что с задней (противоположной диску) стороны колодка опирается по линии качания (фиг. 12), около которой она может поворачиваться так, что слой масла приобретает необходимую форму суживающегося в направлении вращения клина.

Для образования клиновидного слоя в упорном подшипнике должен быть выдержан зазор 0,25—0,50 мм между упорным кольцом и колодками, называемый осевым разбегом ротора. Радиальный зазор *б* между опорными кольцами 2 и 3 и корпусом должен быть не менее 2 мм, зазор *а* в опорных кольцах вокруг стопорного болта *8* — не меньше 2—3 мм.

Полный зазор по среднему диаметру упорных колодок берется 2—3 мм на все колодки.

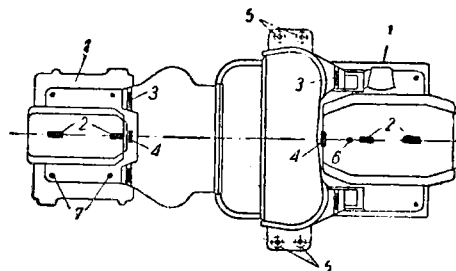
Иногда упорный подшипник объединяют с опорным. В этих случаях часто применяют вкладыш со сферической наружной поверхностью. Его зажимают с натягом 0,02—0,04 мм.

В турбинах старых конструкций применялись гребенчатые упорные подшипники, в которых упорное усилие воспринимается рядом кольцевых выступов на валу, непосредственно (без колодок) опирающихся на соответствующие выступы втулки. Осевой разбег ротора в таком подшипнике берется равным 0,20—0,50 мм. Толщина слоя баббита как на опорных колодках обычного упорного подшипника, так и на выступах втулки гребенчатого подшипника не должна превышать 1,5 мм.

При соединении корпуса турбины со ступьями подшипников и с фундаментом необходимо обеспечить свободу тепловых расширений во всех направлениях относительно заранее выбранной мёртвой точки*, называемой иногда фиксунктом. Обычно выбирают её в зоне выхлопного патрубка (точка *б* на фиг. 13). Передняя часть цилиндра опирается лапами на стул переднего подшипника, связь с которым обеспечивается с помощью поперечных шпонок,

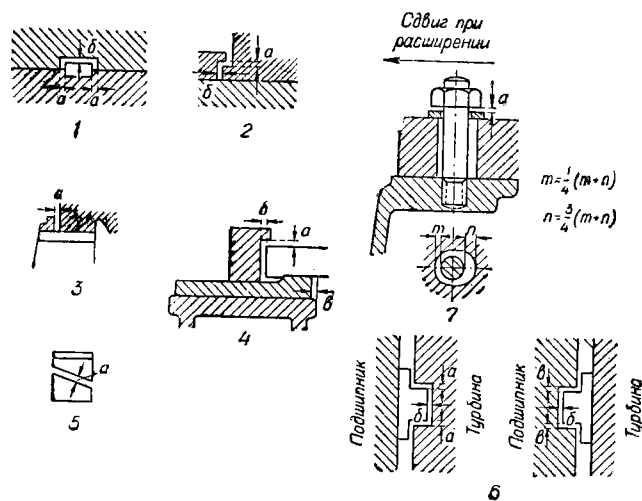
* Так называют ту точку турбины, положение которой в пространстве не меняется при температурных расширениях турбины.

которые жёстко соединяют лапы цилиндра со стулом подшипника в направлении оси турбины, но допускают свободное перемещение лап в поперечном направлении. В осевом направлении стул переднего подшипника скользит по продольным шпонкам, не допускающим смещений оси расточки цилиндра в стороны. Кроме того, предусматриваются и вертикальные шпонки, по которым происходит расширение нагретых частей в вертикальном направлении, но которые фиксируют ось турбины в вертикальной плоскости. У шпонок необходимо предусмотреть зазоры, показанные на фиг. 14; допустимые значения этих зазоров приведены в табл. 9. Для контроля смещений ротора и корпуса в разных направлениях рекомендуется установить специальные указатели.



Фиг. 13. Размещение направляющих шпонок в одноцилиндровой турбине:

1 — фундаментные рамы; 2 — продольные шпонки; 3 — поперечные шпонки; 4 — вертикальные шпонки; 5 — пружинные амортизаторы; 6 — мёртвая точка; 7 — крепящие болты.



Фиг. 14. Зазоры в направляющих шпонках:

1 — продольные шпонки; 2 — боковые шпонки корпусов подшипников; 3 — угловые шпонки; 4 — поперечные шпонки; 5 — диагональные шпонки; 6 — вертикальные шпонки; 7 — стопорные болты.

Таблица 9
Допустимые величины зазоров шпонок

	Допустимые зазоры в мм		
	а	б	в
Продольные шпонки . . .	(0,04—0,06)	0,50	—
Вертикальные шпонки . . .	(0,03—0,05)	1,50	(0,05—0,07)
Поперечные шпонки . . .	0,05—0,07	1,00	0,05—0,08
Боковые шпонки	0,05—0,06	1,00	—
Угловые шпонки	0,05—0,15	—	—
Диагональные шпонки . . .	0,06—0,08	—	—
Стопорные болты	0,04—0,05	—	—

В скобках приведены суммарные (взятые по обе стороны) зазоры. Зазор б должен превышать указанные в таблице значения.

53. ЦЕНТРОВКА ПАРОВЫХ ТУРБИН

При монтаже и ремонте паровой турбины необходимо обеспечить плавность осевой линии соединяемых роторов, а также совпадение оси расточки корпуса с осью ротора. Достигается это с помощью центровки, при которой обычно учитывается прогиб ротора под действием силы тяжести. Центровка по уровню сводится к правильной установке нижних половинок корпуса и ступней подшипников относительно горизонтальной плоскости. Обычно исходят из горизонтальности шейки ротора в заднем подшипнике и тогда корпус должен быть установлен с уклоном в сторону заднего подшипника, соответствующим прогибу ротора. Иногда ось расточки корпуса устанавливается горизонтально, в этом случае на обоих подшипниках шейки должны иметь одинаковый уклон в направлении к середине корпуса. Контроль уклонов ведётся уровнем с микрометрической головкой Георазведки с делением 0,1 мм на 1 м. При центровке по уровню допуск при замере вдоль оси турбины должен быть не свыше 0,2 деления, при поперечных замерах (стремятся к горизонтальности)—не свыше трёх делений уровня.

При центровке по струне производится замер расстояния от струны (струна предварительно натягивается по оси турбины) до боковых сторон расточки корпуса под уплотнения. Замеры производятся микрометрическим штихмассом, целью является совпадение правого и левого замеров с допуском 0,05—0,1 мм. При центровке по расточкам уплотнений (ротор уже уложен в подшипниках) с помощью штихмасса или специального приспособления и щупа в расточках корпуса для уплотнений производится замер боковых и нижнего зазоров между расточкой и валом. Целью замера является совпадение боковых замеров с допуском 0,1 мм, нижний зазор должен совпадать со средне-арифметическим боковых зазоров с допуском $\pm 0,15$ мм.

Заключительным этапом является центровка по муфтам, при которой на одну из полумуфт надевают специальные скобы, между концами которых и паружной поверхностью другой полумуфты в осевом и в радиальном направлениях остаётся зазор 0,4—0,6 мм. Оба эти зазора замеряют как при исходном положении, так и при одновременном повороте обоих валов на 90, 180 и 270°. Результат центровки считается удовлетворительным, если расхождение замеренных зазоров не превышает таких цифр*.

	Радиальный зазор в мм	Осевой зазор на диаметре 400 мм в мм
жёсткие муфты	0,04	0,03
полужёсткие муфты	0,08	0,05
гибкие муфты	0,10	0,06

При центровке по расточкам уплотнений и по муфтам ротор перемещают, перекадывая прокладки под опорными подушками вкладышей подшипников (см. стр. 280).

Таблица 10

Число оборотов в минуту	Амплитуда вибрации в мм, не свыше				
	отлично	хорошо	удовлетворительно	неудовлетворительно	недопустимо
1000	до 0,05	до 0,07	до 0,12	до 0,18	свыше 0,18
1500	» 0,04	» 0,06	» 0,10	» 0,16	» 0,16
2000	» 0,03	» 0,06	» 0,10	» 0,14	» 0,14
2500	» 0,025	» 0,05	» 0,09	» 0,12	» 0,12
3000	» 0,02	» 0,04	» 0,06	» 0,10	» 0,10
4000	» 0,015	» 0,03	» 0,05	» 0,08	» 0,08
5000	» 0,01	» 0,02	» 0,04	» 0,06	» 0,06

* В зависимости от конструкции турбины все допуски при центровке могут немного отличаться от приведённых цифр.

Для обеспечения спокойного хода турбины ротор её должен быть тщательно выбалансирован статически (при однодисковой конструкции) или динамически. Важнейшим показателем качества монтажа или ремонта турбины и других вращающихся механизмов является общая их вибрация, замеряемая на подшипниках и оцениваемая по данным табл. 10.

54. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ В ПАРОВОЙ ТУРБИНЕ

Ступень

За исключением турбин особенно малой мощности современные стационарные паровые турбины выполняются многоступенчатыми. Турбинная ступень нормально состоит из двух венцов — направляющего, в котором возрастает скорость истечения пара за счёт его расширения, и рабочего, в котором движение струи пара создаёт усилие, приводящее турбину во вращение. В активной ступени расширение происходит только на направляющем венце. Если, кроме того, пар расширяется ещё и на рабочем венце, считают, что ступень обладает реактивностью. В этом случае для вращения ротора используется также реактивное действие струи пара, вытекающей из рабочего венца.

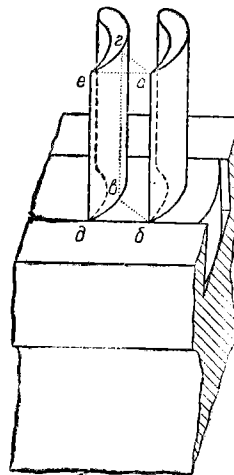
Степенью реактивности называется отношение

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_0},$$

где h_{02} и h_0 — адиабатические теплопадения, соответствующие расширению пара на рабочем венце и на ступени в целом.

Степень реактивности меняется при изменениях режима.

Обычно ступень, у которой как направляющий, так и рабочий венцы набраны из лопаток одинакового профиля, называют реактивной*. У такой ступени при расчётном режиме степень реактивности близка к половине. Применяются также ступени с меньшей или большей реактивностью. Каналы венцов турбинной ступени, в которых происходит расширение пара, имеют форму криволинейного** сопла (фиг. 15), ограниченного лопатками и постепенно суживающегося*** от входного сечения к выходному сечению $ab\gamma$. Это последнее обычно является наименьшим и часто называется горловым. Расчёт венца сводится к подбору такого выходного сечения, при котором обеспечивается необходимое расширение пара.



Фиг. 15. Схема канала рабочего венца паровой турбины.

Расчёт направляющих венцов и сопел

Лопатки набираются по окружности венца. Называя степень парциальности ϵ отношение длины дуги, занятой соплами, к полной длине средней (взятой по середине высоты лопаток) окружности, скорость пара в выходном сечении можно выразить уравнением****

$$c_1 = \frac{k_1 G v_1}{\epsilon \pi d_1 l_1 \sin \alpha_1}, \quad (1)$$

* Реактивной называют также любую ступень, если при расчётном режиме она работает со значительной реактивностью.

** Имеется в виду криволинейность оси канала.

*** О расширяющихся соплах см. стр. 286.

**** В заводских расчётах исходят не из геометрического угла α_1 , а из эффективного угла $\alpha_{1\text{эф}}$, причём

$$\sin \alpha_{1\text{эф}} = \frac{\sin \alpha_1}{k_1}.$$

где G — расход пара в кг/сек;
 v_1 — удельный объём пара в конце расширения в м³/кг;
 α_1 — угол наклона струи пара, выходящего из канала, к направлению вращения;
 l_1 и d_1 — выходная высота лопаток и средний (взятый по середине высоты лопаток) диаметр в м;
 $k_1 = 1,05-1,15$ — коэффициент сужения, учитывающий толщину выходных кромок лопаток.

При заданной скорости пара по уравнению (1) можно найти высоту лопатки l_1 или степень парциальности ϵ .

Связь между скоростью пара и адиабатическим теплопадением определяется уравнением

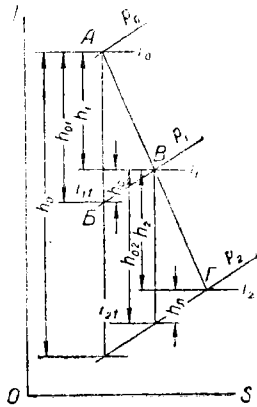
$$h_{01} = \left(\frac{c_1}{91,5\varphi} \right)^2 - \left(\frac{c_{ax}}{91,5} \right)^2 \text{ ккал/кг}, \quad (2)$$

где $h_{01} = i_0 - i_{1c}$ — разность теплосодержаний i_0 в начале (при давлении перед венцом p_0) и i_{1c} в конце (при давлении за венцом p_1) адиабатического расширения пара, изображаемого в IS -диаграмме вертикалью AB (фиг. 16);

c_{ax} — скорость пара при входе на венец в м/сек;

c_1 — скорость пара в выходном сечении в м/сек;

$\varphi = 0,95-0,97$ — коэффициент скорости, учитывающий потери при истечении.



Фиг. 16. Процесс расширения пара в ступени паровой турбины.

Потеря энергии (изменение теплосодержания пара за счёт потерь) определяется зависимостью

$$h_e = i_1 - i_{1c} = (1 - \varphi^2) \left[h_{01} + \left(\frac{c_{ax}}{91,5} \right)^2 \right] \text{ ккал/кг}. \quad (3)$$

Использованное теплопадение h_1 определяется по уравнению

$$h_1 = h_{01} - h_e = i_0 - i_1 = \left(\frac{c_1}{91,5} \right)^2 - \left(\frac{c_{ax}}{91,5} \right)^2. \quad (4)$$

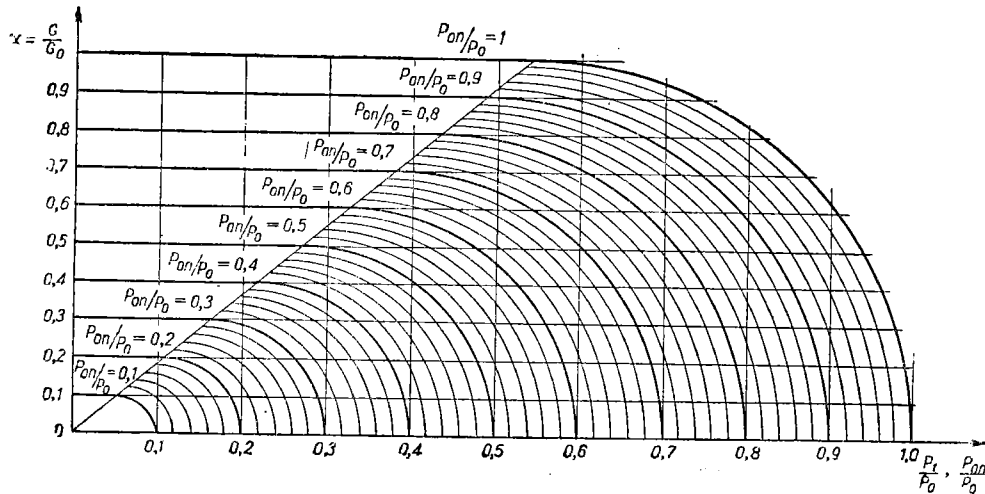
При расчёте ступени прежде всего по IS -диаграмме находят адиабатическое теплопадение при расширении от начального состояния пара (точка A , фиг. 16) до давления p_1 . Для этого определяют теплосодержание i_{1c} пара, соответствующее точке B пересечения вертикали, опущенной из точки A , с линией давления p_1 . Затем, зная скорость c_{ax} , определяют скорость пара c_1 по уравнению, полученному преобразованием уравнения (2),

$$c_1 = 91,5\varphi \sqrt{h_{01} + \left(\frac{c_{ax}}{91,5} \right)^2}, \quad (2a)$$

подсчитывают h_e по уравнению (3) и находят точку B (фиг. 16) состояния пара в конце расширения (для этого h_e откладывают вверх от точки B). После этого определяют степень парциальности или высоту лопатки и переходят к расчёту следующего по ходу пара венца.

При расчётах каждого из турбинных венцов или отдельных сопел удобно пользоваться диаграммой проф. А. В. Щегляева (фиг. 17). Известно, что расход пара через венец возрастает по мере уменьшения отношения $\frac{p_1}{p_0}$, где p_1 и p_0 — давление за венцом и перед ним. Максимальный расход пара через венец достигается при $p_1 \leq p_{кр}$, причём $p_{кр} = \beta_{кр} p_0$, где $\beta_{кр}$ равно 0,546 для перегретого пара и 0,577 для сухого насыщенного пара. Максимальный расход

пара возрастает при увеличении отношения $\frac{p_{0,n}}{p_0}$, где $p_{0,n}$ и p_0 — давления пара перед венцом при режимах, рассматриваемом и принятом за исходный. Дополнительно обозначается $\alpha = \frac{G}{G_0}$ — отношение расхода пара при рассматриваемом режиме к максимально возможному расходу пара при том же начальном давлении p_0 . Диаграмма Щегляева позволяет найти любую из величин $\frac{p_1}{p_0}$, $\frac{p_{0,n}}{p_0}$, $\frac{G}{G_0}$, если заданы две другие.



Фиг. 17. Диаграмма переменных режимов сопла проф. А. В. Щегляева.

Например, пусть известно, что при начальном давлении $p_0 = 10 \text{ атм}$ максимальный расход пара через венец $G_0 = 3 \text{ кг/сек}$. Нужно найти расход пара при $p_{0,n} = 8 \text{ атм}$, т. е. при $\frac{p_{0,n}}{p_0} = 0,8$ и при $\frac{p_1}{p_0} = 0,6$.

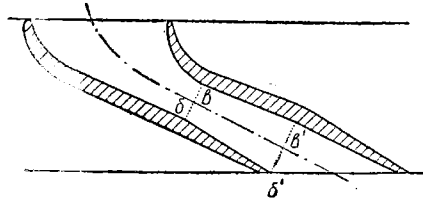
Для решения нужно в диаграмме от точки на оси абсцисс 0,6 подняться по вертикали до дуги круга, около которой написано $\frac{p_{0,n}}{p_0} = 0,8$. Переходя из точки пересечения на ось ординат, читаем $\frac{G}{G_0} = 0,71$. Следовательно, при новом режиме расход пара будет равен $G = 0,71 \cdot 3 = 2,13 \text{ кг/сек}$.

Если бы нужно было найти новое давление за венцом p_1 при заданных $\frac{p_{0,n}}{p_0}$ и α (например, $\frac{p_{0,n}}{p_0} = 0,6$ и $\alpha = 0,4$), то следовало бы от точки 0,4 на оси ординат идти по горизонтали до пересечения с дугой круга, около которой написано $\frac{p_{0,n}}{p_0} = 0,6$. Опуская из точки пересечения вертикаль на ось абсцисс, получаем $\frac{p_1}{p_0} = 0,528$. Следовательно, новое $p_1 = 0,528 \cdot 10 = 5,28 \text{ атм}$.

Чтобы найти новое начальное давление p_0 при заданных α и $\frac{p_1}{p_0}$ (например, $\alpha = 0,6$ и $\frac{p_1}{p_0} = 0,7$), нужно по горизонтали идти от точки 0,6 на оси ординат и по вертикали от точки 0,7 на оси абсцисс. Пересечение этих линий приходится на дугу круга, которой соответствует $\frac{p_{0,n}}{p_0} = 0,82$. Поэтому $p_{0,n} = 0,82 \cdot 10 = 8,2 \text{ атм}$.

Сверхкритические скорости

Известно, что в горловом сечении канала скорость пара не может быть больше критической, соответствующей расширению до критического давления $p_{кр} = \beta_{кр} p_0$. Переход от критической скорости к сверхкритической возможен только за горловым сечением, причём в этой части канала поперечные сечения должны постепенно возрастать. Поэтому при работе сопла со сверхкритическими скоростями ему иногда придают форму расширяющегося канала (фиг. 18). В этом случае за горловым сечением идёт постепенно расширяющийся участок (переход от $bв$ к $b'в'$). Чаще и при сверхкритических скоростях применяют суживающиеся сопла, но используют возможность дополнительного расширения пара в косом срезе канала за счёт



Фиг. 18. Расширяющееся сопло.

увеличения сечений при повороте струи между сечениями $abвг$ и $abде$ (фиг. 15). Угол δ_1 поворота струи может быть определён по формуле

$$\sin(\alpha_1 + \delta_1) = \frac{c_2 v_1}{v_2 c_1} \sin \alpha_1, \quad (5)$$

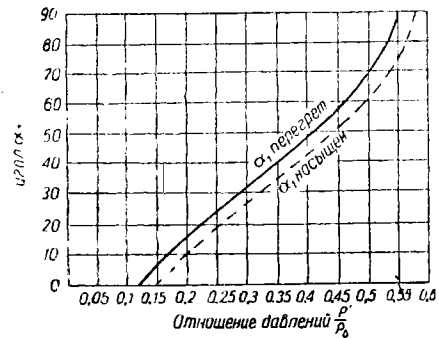
где c_2 и v_2 — скорость и удельный объём пара в горловом сечении канала, т. е. при критическом давлении;

c_1 и v_1 — скорость и удельный объём пара в выходном сечении канала, т. е. в конце расширения.

Дополнительное расширение пара в косом срезе канала возможно только до некоторого предельного давления, которое можно найти по фиг. 19.

Например, при давлении перед соплами $p_0 = 8 \text{ ата}$, $\alpha = 20^\circ$ и работе на перегретом паре по фиг. 19 находим, что минимальное $\frac{p}{p_0} = 0,225$, т. е. самое низкое давление, до которого ещё может происходить расширение в косом срезе сопла, равно $0,225 \cdot 8 = 1,8 \text{ ата}$.

При сверхкритических скоростях по уравнениям (1) — (2) отдельно рассчитывают горловое и выходное сечения (при расширяющемся канале) или рассчитывают горловое сечение и по уравнению (5) определяют угол отклонения струи в косом срезе, предполагая при этом, что критическая скорость достигается в горловом сечении. При скоростях меньших или равных критической расчётом определяют только горловое сечение, которое в этом случае совпадает с выходным.



Фиг. 19. Предельные степени расширения струи пара в косом срезе канала ступени паровой турбины.

Расчёт рабочего венца

Все вышеприведённые уравнения представлены в форме, применяемой для направляющих (неподвижных) венцов или сопел. Для рабочих венцов действительны аналогичные уравнения, с заменой угла α_1 через β_2 и абсолютных скоростей c_{ax} и c_1 пара через относительные w_1 и w_2 , взаимно связанные построением треугольников* скоростей (фиг. 20). Строят их для входа пара на

* Входной треугольник — левый, выходной — правый. Скорость c_2 выхода пара из рассматриваемой ступени является скоростью входа c_{ax} пара в следующую ступень.

рабочий венец и выхода из венца, вначале геометрически (с учётом направления) вычитая из абсолютной скорости истечения пара из сопла c_1 окружную скорость u , а затем геометрически складывая относительную скорость выхода пара из рабочего венца w_2 с окружной скоростью u . Подсчёт окружной скорости производится по формуле

$$u = \frac{\pi d n}{60} \text{ м/сек}, \quad (6)$$

где d — диаметр средней окружности в m ;
 n — число оборотов в минуту.

При расчёте рабочего венца коэффициент скорости обозначают не φ а ψ , причём $\psi = 0,85 - 0,95$.

После такой замены расчётные уравнения принимают следующий вид (индексы 2 соответствуют выходному сечению рабочего венца): скорость истечения пара из рабочего венца (относительная) *

$$w_2 = \frac{k_2 G v_2}{\varepsilon \pi d_2 l_2 \sin \beta_2}, \quad (7)$$

также

$$w_2 = 91,5 \psi \sqrt{h_{02} + \left(\frac{w_1}{91,5}\right)^2}. \quad (8)$$

Адиабатическое теплопадение на рабочем венце $h_{02} = i_1 - i_{2t}$ равно

$$h_{02} = \left(\frac{w_2}{91,5 \psi}\right)^2 - \left(\frac{w_1}{91,5}\right)^2 \text{ ккал/кг}. \quad (9)$$

Потеря энергии на рабочем венце

$$h_a = i_2 - i_{2t} = (1 - \psi^2) \left[h_{02} + \left(\frac{w_1}{91,5}\right)^2 \right] \text{ ккал/кг}. \quad (10)$$

Использованное на рабочем венце теплопадение

$$h_2 = h_{02} - h_a = i_1 - i_2 = \left(\frac{w_2}{91,5}\right)^2 - \left(\frac{w_1}{91,5}\right)^2. \quad (11)$$

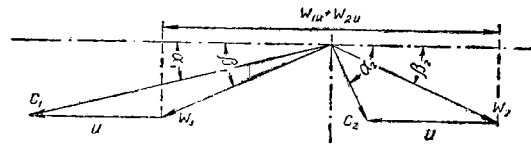
В уравнениях (8) — (10) вместо h_{02} можно писать ρh_0 , где h_0 — адиабатическое теплопадение всей ступени (см. фиг. 16).

При конструировании турбины процесс в рабочем венце строится в IS -диаграмме подобно тому, как это было описано для направляющего венца (см. стр. 284).

Порядок проверочного расчёта

При проверке имеющейся турбины прежде всего задаются состоянием пара при выходе из рабочего венца последней ступени (точка Γ , фиг. 16) и по уравнению (7) находят скорость w_2 . Затем подбирают подходящее значение h_{02} (или ρ), по уравнению (8) определяют скорость w_1 , по уравнению (10) находят h_a и производят построение процесса в IS -диаграмме. Этим определяется состояние пара при выходе из направляющего венца последней ступени, исходя из которого по уравнению (1) подсчитывается скорость пара c_1 . Её же определяют и построением треугольников скоростей. Оба значения c_1 должны быть одинаковыми. При несовпадении производится пересчёт для нового значения h_{02} . Когда найдено значение c_1 , аналогичным путём производится расчёт и построение

* В заводских расчётах исходят не из геометрического угла β_2 , а из эффективного угла $\beta_{2эф}$, причём $\sin \beta_{2эф} = \frac{\sin \beta_2}{k_2}$.



Фиг. 20. Треугольники скоростей одновенечной ступени.

ние процесса в направляющем венце, при этом задаются скоростью входа пара в ступень $c_{вх}$. Если в каком-либо венце скорость пара превышает критическую, расчёт усложняется, так как дополнительно приходится определять состояние пара в горловом сечении и отклонение струи в косом срезе по уравнению (5) для направляющего венца или для рабочего венца по такому уравнению

$$\sin(\beta_2 + \delta_2) = \frac{w_{2u'}}{v_2 \omega_2} \sin \beta_2. \quad (12)$$

После завершения расчёта последней ступени переходят к расчёту предпоследней и т. д.

Мощность ступени. Отношение $\frac{u}{c_1}$ и $\frac{u}{c_0}$

Мощность, развиваемая турбинной ступенью, может быть определена графически с помощью треугольников скоростей, так как мощность, развиваемая паром на венце ступени, пропорциональна геометрической сумме $\Sigma(w_{1u} + w_{2u})$ проекций относительных скоростей пара на направление вращения* и определяется уравнением

$$N_{ол} = \frac{G u \Sigma(w_{1u} + w_{2u})}{1000} \text{ квт.} \quad (13)$$

Использованное на венце ступени теплопадение, отнесённое к 1 кг протекающего пара, будет

$$h_{01} = \frac{u \Sigma(w_{1u} + w_{2u})}{4188} \text{ ккал/кг.} \quad (13a)$$

К. п. д. ступени возрастает с уменьшением выходных углов. Практически принимают $\alpha_1 = 14 - 20^\circ$ (в последних ступенях и выше). Обычно в активной ступени $\beta_2 = \beta_1 - (3 - 6^\circ)$, в реактивной $\beta_2 = \alpha_1$.

Известно, что эффективность ступени зависит от отношения окружной скорости u к скорости пара c_1 , причём, если учитываются только потери на венце, оптимальные отношения равны:

$$\text{для реактивной ступени } \frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1,$$

$$\text{для активной ступени } \frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}.$$

Чтобы уменьшить число ступеней, иногда некоторые из них выполняются двухвенечными. Схема такой ступени и соответствующих ей треугольников скоростей приведена на фиг. 21. Наивыгоднейшее отношение скоростей для Z-венечной ступени, включающей Z ступеней скорости, равно

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2z}.$$

В частности при двухвенечной ступени наивыгоднейшее

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{4}.$$

Таким образом, применение ступеней скорости позволяет снизить наивыгоднейшее $\frac{u}{c_1}$, т. е. при неизменных диаметрах увеличить теплопадения, приходящиеся на каждую из ступеней, и соответственно уменьшить их число. Однако при этом снижается и эффективность.

Кроме потерь на венце (в направляющем и рабочем каналах, выходная) в ступени есть и другие потери (утечки пара через зазоры, трение дисков об пар,

* Эта сумма может быть определена аналитически. Знак Σ нужен только при ступенях скорости.

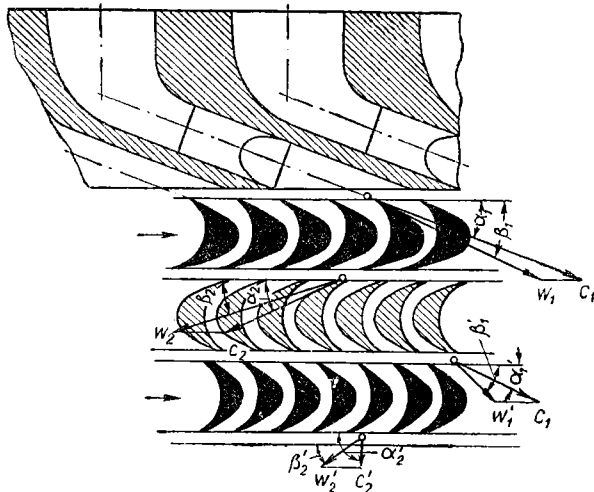
вентиляционные, от влажности пара и др.), подсчитываемые по особым формулам. Учитывающее все эти потери внутреннее теплопадение

$$h_i = h_0 - \Sigma h,$$

где Σh — сумма всех потерь ступени, характеризует внутреннюю мощность ступени. Её можно подсчитать по формуле

$$N_i^{cm} = \frac{D h_i}{860} \text{ квт}, \quad (14)$$

где D — часовой расход пара через ступень в кг/час.



Фиг. 21. Схема облапачивания и треугольники скоростей двухвенечной ступени.

Если учесть перечисленные выше потери ступени, т. е. исходить из внутреннего теплопадения, то оптимальные отношения $\frac{u}{c_1}$ оказываются более низкими, чем приведённые выше.

В заводской практике аналогичные зависимости выражают в несколько иной форме, исходя из отношения $\frac{u}{c_0}$, где c_0 — условная скорость, соответствующая адиабатическому теплопадению всей ступени и подсчитываемая по формуле $c_0 = 91,5 \sqrt{h_0}$.

В ступенях паровой турбины при расчётном режиме отношения $\frac{u}{c_0}$ чаще всего лежат в таких пределах:

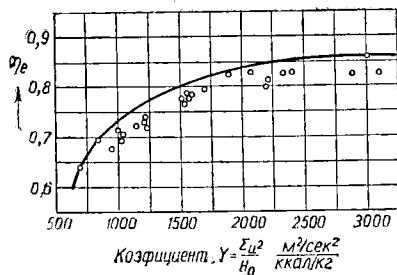
реактивная	ступень	...	0,65—0,50 и ниже
активная	»	...	0,48—0,40 »
двухвенечная	»	...	0,30—0,20 »
трёхвенечная	»	...	0,17—0,12 »

В турбинах небольшой мощности значения $\frac{u}{c_0}$ лежат ближе к нижнему, в более крупных турбинах — к верхнему пределу. Зная окружные скорости отдельных венцов и исходя из вышеприведённых значений отношения скоростей, можно грубо оценить разбивку общего теплопадения между ступенями при расчётном режиме.

Внутренняя мощность турбины. Коэффициент Y

При конструировании турбин проточную часть проектируют так, чтобы в возможно большем числе ступеней выходная скорость (c_2 , фиг. 20) использовалась в следующей ступени (потерю выходной скорости допускают только

в местах отборов и изменения парциальности). Кроме того, при переходе от отдельных ступеней к турбине в целом необходимо учитывать частичное использование в последующих ступенях энергии потерь предыдущих ступеней. Благодаря этому, если H_0 — адиабатическое теплопадение всей турбины, а Σh_0 — сумма адиабатических теплопадений отдельных ступеней, то $H_0 =$



Фиг. 22. Зависимость относительно-эффективного к. п. д. паровой турбины от коэффициента Y .

$= (1 + \alpha) \Sigma h_0$, где α — коэффициент возврата тепла (обычно $\alpha = 0,03 - 0,05$). С другой стороны, есть и дополнительные потери, свойственные турбине в целом, а именно: потеря давления между паровпускным клапаном и сопловой коробкой, обычно принимаемая равной 5—10% начального давления; потеря давления между последней ступенью и конденсатором (в конденсационных турбинах 0,005—0,01 *атм*); потери пара на утечку через разгрузочные поршни и концевые уплотнения и т. д. Если из суммы внутренних мощностей всех ступеней турбины вычесть мощность этих потерь, то будет получена внутренняя мощность N_i всей турбины.

Подобно тому как эффективность ступени характеризуется отношением $\frac{u}{c_0}$, эффективность турбины можно характеризовать коэффициентом $Y = \frac{\Sigma u^2}{H_0}$. Зависимость относительно-эффективного к. п. д. η_e турбины (см. стр. 291) от Y приведена на фиг. 22. Связанное с уменьшением Y снижение η_e , а значит и эффективности турбины, происходит в результате уменьшения либо числа ступеней, либо их диаметров. В обоих случаях стоимость турбины уменьшается. В турбинах малой мощности значения Y берут меньше, чем в турбинах средней и большой мощности.

55. КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Эффективная и электрическая мощности

Внутренняя мощность турбины N_i частично расходуется на покрытие механических потерь ΔN_m (привод регулятора и масляного насоса, трение в подшипниках и пр.). Поэтому мощность, развиваемая турбиной на муфте, или эффективная мощность N_e определяется по формуле

$$N_e = N_i - \Delta N_m = N_i \eta_m, \quad (15)$$

где η_m — механический к. п. д. турбины.

Механические потери ΔN_m практически не зависят от нагрузки. Обычно они равны 1—2% номинальной мощности N_n турбины (3—5% при мощности турбины менее 6000 *квт*).

Эффективная мощность турбины N_e частично расходуется на покрытие потерь в генераторе ΔN_g , зависящих от относительной нагрузки генератора. Для произвольной электрической мощности N_g потери в генераторе можно приближенно подсчитать по формуле

$$\Delta N_g = 0,5 \left[1 + \left(\frac{N_g}{N_n} \right)^2 \right] \Delta N_{e,n}, \quad (16)$$

где N_n и $\Delta N_{e,n}$ — номинальная мощность турбогенератора и соответствующие ей потери в генераторе.

Мощность на зажимах генератора N_g определяется уравнениями

$$N_g = N_e - \Delta N_g = N_e \eta_e = N_i \eta_m \eta_e, \quad (17)$$

где η_e — к. п. д. генератора.

При номинальной (полной) мощности генератора N_n на потери в нём $\Delta N_{g,n}$ расходуется 3,5—5% N_n (5—7% при мощности генератора менее 6000 *квт*).

Абсолютные и электрические к. п. д.

Характеризующие эффективность работы турбины коэффициенты полезного действия (к. п. д.) разделяются на относительные (получаемая мощность или работа отнесена к развиваемой при расширении без потерь, т. е. при адиабатическом расширении пара) и абсолютные (получаемая мощность или работа отнесена к затрате тепла на образование свежего пара). Наиболее общими, охватывающими всю турбогенераторную установку, являются: относительно-электрический к. п. д.

$$\eta_{o,э} = \frac{860 N_g}{D_0 H_{o,пр}}, \quad (18)$$

абсолютный электрический к. п. д. или просто электрический к. п. д.

$$\eta_g = \frac{860 N_g}{D_0(i_0 - q_{num})}, \quad (19)$$

где D_0 — расход пара на турбину *кг/час*, i_0 и q_{num} — теплосодержания свежего пара и питательной воды *ккал/кг*, $H_{o,пр}$ — приведённое* адиабатическое теплопадение *ккал/кг*; N_g — мощность на зажимах генератора *квт*.

Если в уравнения (18) и (19) вместо N_g подставить эффективную мощность N_e , то будут получены эффективные к. п. д. — относительный $\eta_{o,e}$ и абсолютный η_e . При аналогичной подстановке вместо N_g внутренней мощности N_i будут получены внутренние к. п. д. — относительный $\eta_{o,i}$ и абсолютный η_i .

Средние значения** к. п. д. механического η_m , генератора η_e и относительно-электрического $\eta_{o,э}$ приведены в табл. 11 (см. стр. 294).

Между различными к. п. д. существуют нижеследующие взаимозависимости

$$\begin{aligned} \eta_i &= \eta_{o,i} \eta_m; \\ \eta_e &= \eta_{o,e} \eta_m; \quad \eta_{o,e} = \eta_{o,i} \eta_m; \quad \eta_e = \eta_{o,i} \eta_m \eta_m; \\ \eta_{o,э} &= \eta_{o,э} \eta_m; \quad \eta_{o,э} = \eta_{o,e} \eta_e; \quad \eta_g = \eta_{o,э} \eta_e \eta_m. \end{aligned} \quad (20)$$

Входящий в эти уравнения термический к. п. д. выражается так:

$$\eta_m = \frac{H_{o,пр}}{i_0 - q_{num}}. \quad (21)$$

Удельные расходы пара и тепла

Для оценки эффективности машинного зала или турбинной установки иногда исходят не из к. п. д., а из удельного расхода пара d или тепла C . Удельный расход пара представляет собой отношение суммарного расхода пара D_0 на турбину за некоторый период времени (например, час, месяц, год) к выработке электроэнергии \mathcal{E} за тот же период времени, т. е.

$$d = \frac{D_0}{\mathcal{E}} \text{ кг/квт-час}. \quad (22)$$

* О приведённом теплопадении подробнее см. главу III, стр. 174. Если турбина работает без отборов пара для регенеративного подогрева питательной воды, здесь и ниже вместо $H_{o,пр}$ нужно подставлять адиабатическое теплопадение в турбине H_0 , определяемое по IS -диаграмме обычным путём.

** Ориентировочные цифры для довоенных турбин

Кроме того, удельный расход пара может быть подсчитан и по таким уравнениям:

$$d = \frac{D_0}{N_s}; \quad d = \frac{860}{H_{o. пр} \eta_{o. i} \eta_m \eta_e}. \quad (22a)$$

Удельный расход пара как показатель недостаточно объективен, т. к. в нём не учитывается эффективность теплового цикла. Значительно лучше характеризует эффективность турбинной установки удельный расход тепла

$$C = \frac{D_0}{\mathcal{E}} (i_0 - q_{num}) \text{ ккал/квтч}, \quad (23)$$

который можно подсчитывать и по таким уравнениям:

$$C = \frac{D_0(i_0 - q_{num})}{N_s}; \quad C = \frac{860 (i_0 - q_{num})}{H_{o. пр} \eta_{o. i} \eta_m \eta_e}. \quad (23a)$$

Оценка эффективности будет полноценной, если в уравнения (22) и (23) подставлять не выработанную, а отпущенную электроэнергию (для подсчёта её нужно вычесть из выработанной электроэнергии ту часть, которая расходуется на собственные нужды, т. е. на привод насосов и пр.).

Известно, что удельный расход тепла является величиной, обратной электрическому к. п. д. η_e (абсолютному), с которым он связан зависимостью

$$C = \frac{860}{\eta_e} \text{ ккал/квтч}.$$

Эффективность установки тем выше, чем меньше удельный расход тепла и чем выше абсолютный электрический к. п. д.

56. РАБОТА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМАХ

Конденсационные турбины и турбины с противодавлением

Работа турбины при переменных режимах в основном характеризуется зависимостью расхода пара D *т/час* от мощности N_s *квт* (диаграмма режимов* или DN -диаграмма) и зависимостью давлений пара в ступенях от расхода пара (pD -диаграмма). При конденсационной турбине pD -диаграмма имеет вид пучка прямых линий (фиг. 23), т. е. давление перед любой из ступеней при произвольном режиме равно

$$p = \frac{D}{D_{расч}} p_{расч}, \quad (24)$$

где p — давление перед ступенью при расходе пара через неё D *т/час*.

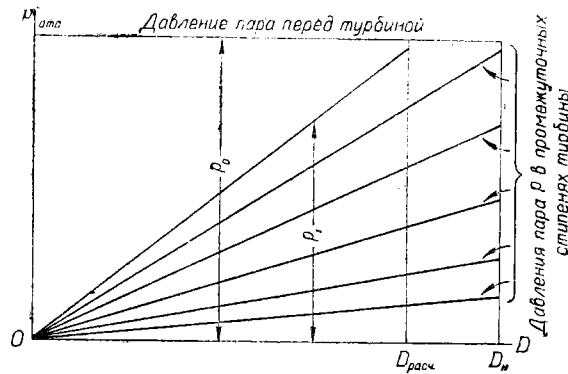
$p_{расч}$ — давление пара перед той же ступенью при расчётом (т. е. принятом за исходный) расходе пара через неё $D_{расч}$ *т/час*.

Давление p_0 подводимого к турбине пара примерно постоянно, снижение его от p_0 до p_1 (давление перед первой** ступенью) происходит либо в дроссельном клапане (при дроссельном регулировании), либо в регулирующей ступени (при сопловом регулировании). При дроссельном регулировании под воздействием системы регулирования степень открытия клапана поддерживается такой, чтобы при необходимом по условиям электронагрузки расходе пара падение давления в клапане равнялось разности давлений p_0 и p_1 , при том же расходе пара. Примерно то же самое происходит при сопловом регулировании в регулирующей ступени, с той разницей, что в ней паровпускные сопла выделены в отдельные сопловые коробки и подвод пара к каждой из этих

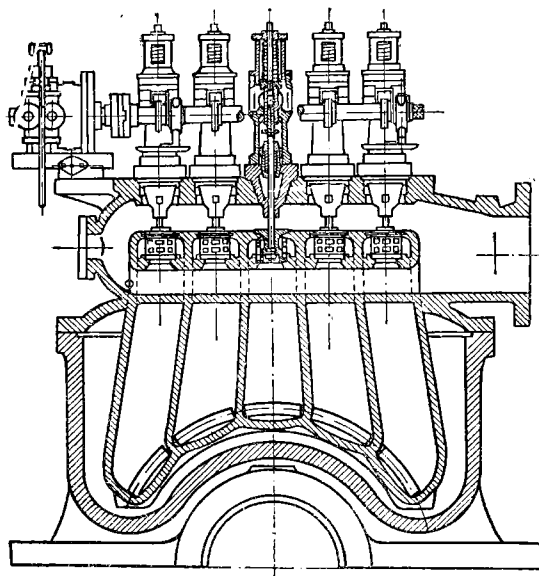
* Иногда диаграмму режимов строят в виде зависимости Q от N_s , где $Q = D_0 (i_0 - q_{num})$ — расход тепла на получение впускаемого в турбину пара. По характеру QN -диаграмма сходна с DN -диаграммой.

** Не считая регулирующей ступени.

коробок управляется отдельным клапаном (фиг. 24). По мере увеличения нагрузки клапаны открываются по очереди, причём каждый следующий клапан начинает открываться только тогда, когда предыдущий почти полностью открыт. Сущность обводного регулирования (фиг. 25) заключается в том, что при повышенных нагрузках приоткрывается клапан Π и часть свежего пара начинает поступать не в первую, а в одну из последующих ступеней. Без обводного регулирования максимальный расход пара через турбину достигается тогда, когда давление p_1 перед первой ступенью станет близким к давлению p_0 перед турбиной (на фиг. 23 расход $D_{расч}$); при обводном регулировании, поскольку пар впускается и в последующую ступень, расход пара может превысить $D_{расч}$. Часто обводное регулирование применяется для перегрузки турбины сверх расчётного (экономического) расхода пара.



Фиг. 23. pD -диаграмма конденсационной турбины.



Фиг. 24. Регулирующие клапаны и сопловые коробки при сопловом регулировании.

участкам слева от этих точек, как так при этом экономичность работы турбины будет выше, чем при работе на участках, примыкающих к точкам Γ справа.

Расход пара при отсутствии нагрузки называют расходом холостого хода турбины и обозначают D_x (на фиг. 26 так обозначен расход холостого хода при сопловом регулировании).

Коэффициентом холостого хода называют* отношение $x = \frac{D_x}{D_n}$; ориентировоч-

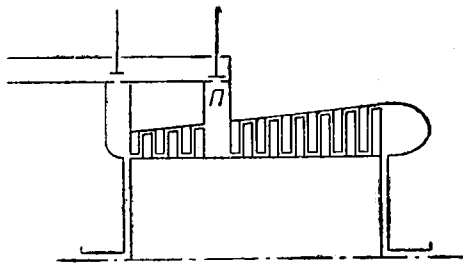
* Иногда берут отношение D_x к расходу пара $D_{расч}$ при расчётном режиме.

Диаграммы режимов конденсационных турбин выглядят так, как это показано на фиг. 26, где линия $\Gamma_3\Gamma_4$ изображает DN -диаграмму турбины с дроссельным, а сплошная линия $\Gamma_5\Gamma_1\Gamma_2\Gamma_3\Gamma_4\Gamma_5$ — турбины с сопловым регулированием. При недогрузках расходы пара при дроссельном регулировании больше, чем при сопловом, т. е. это последнее выгоднее. При сопловом регулировании линия пилообразная, каждый зубец соответствует участку открытия одного из клапанов. Наиболее экономичны режимы, при которых все включённые клапаны полностью открыты (в точке Γ_1 — один клапан, в точке Γ_2 — два клапана и т. д.). Рекомендуется работать на режимах, соответствующих точкам Γ или

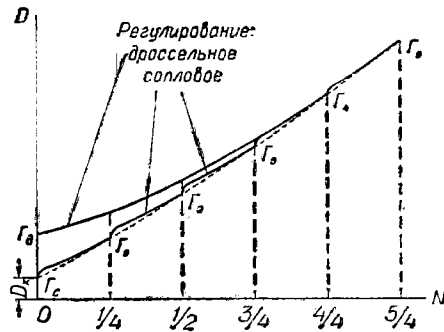
Таблица 11

Ориентировочные значения к.п.д. и коэффициентов холостого хода

Мощность в <i>квт</i>	750	1000	1500	2500	4000	6000	12000
Механический к.п.д. * в %							
от	92,0	94,0	96,0	96,5	97,0	97,0	97,5
до	96,0	97,0	98,0	98,0	98,5	98,5	99,0
К.п.д. генератора ** в%	93,1	93,6	94,3	94,8	95,5	96,1	96,8
Относительно-электрический к.п.д. в %							
от	57,0	63,0	68,0	72,0	73,5	75,5	78,0
до	61,0	67,0	72,5	77,0	77,5	78,0	81,0
Коэффициенты холостого хода x *** в %							
1. При начальных параметрах пара 20 <i>ата</i> и 350°C:							
за турбиной 0,04 <i>ата</i>	11	10	9	9	8	7	—
за турбиной **** 1,2 <i>ата</i>	24	20	18	16	15	13	—
за турбиной **** 5 <i>ата</i>	40	35	32	30	25	22	—
2. При начальных параметрах пара 35 <i>ата</i> и 435°C:							
за турбиной 0,04 <i>ата</i>	10	9	8	8	7	7	6
за турбиной **** 1,2 <i>ата</i>	18	16	16	15	13	12	11
за турбиной **** 7 <i>ата</i>	32	28	27	25	22	20	18
3. При начальных параметрах пара 90 <i>ата</i> и 480°C:							
за турбиной 0,04 <i>ата</i>	—	—	—	—	—	—	6
за турбиной **** 1,2 <i>ата</i>	—	—	—	—	—	10	9
за турбиной **** 13 <i>ата</i>	—	—	—	—	16	15	14



Фиг. 25. Схема обводного регулирования.

Фиг. 26. Диаграммы режимов (*DN*-диаграммы) паровой турбины при разных системах регулирования.

ные значения его для турбин, работающих при разных параметрах пара, приведены в табл. 11.

Если известны коэффициент холостого хода и удельный расход пара d_a при полной нагрузке N_n , то расход пара на турбину при произвольной нагрузке N_s может быть подсчитан по уравнению мощности

$$D = x d_s N_n + (1 - x) d_a N_s \text{ кг/час.} \quad (25)$$

Для того чтобы охарактеризовать эффективность работы турбины при различных режимах, вместо *DN*-диаграммы строят зависимость удельных

* При номинальной мощности турбины.

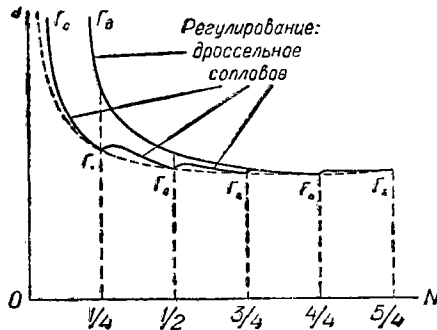
** При полной нагрузке, напряжении 6300 *в* и $\cos\varphi = 0,8$.

*** Ориентировочные значения для довоенных турбин.

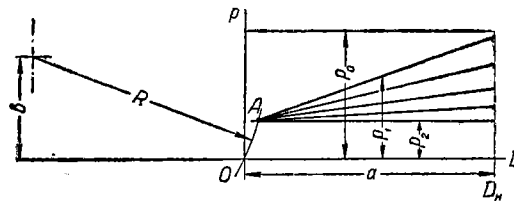
**** Или за ч. в. д. В последнем случае x относится только к ч. в. д. турбины.

расходов пара d_0 от мощности N , т. е. dN -диаграмму*. Такие зависимости для конденсационных турбин приведены на фиг. 27, где линия $\Gamma_0 \Gamma_4$ изображает dN -диаграмму турбины с дроссельным регулированием, а сплошная линия $\Gamma_0 \Gamma_1 \Gamma_2 \Gamma_3 \Gamma_4 \Gamma_5$ — турбины с сопловым регулированием. Минимальное значение d_0 соответствует так называемой расчётной или экономической мощности $N_{расч}$, на которую ведётся расчёт турбины.

Обычно эта мощность составляет 80% номинальной.



Фиг. 27. Зависимость удельных расходов пара от нагрузки (dN -диаграмма).



Фиг. 28. pD -диаграмма паровой турбины с противодавлением или ч. в. д. турбины с регулируемым отбором пара.

В турбине с регулируемым противодавлением поддерживается постоянство давления за турбиной p_2 . В этом случае давление перед произвольной ступенью турбины можно определить по формуле

$$p = \sqrt{\left(\frac{D}{D_{расч}}\right)^2 (p_{расч}^2 - p_{2расч}^2) + p_2^2}, \quad (26)$$

где p — давление перед ступенью, соответствующее расходу пара D и противодавлению p_2 ;

$p_{расч}$, $D_{расч}$ и $p_{2расч}$ — те же величины, но при расчётном (принятом за исходный) режиме.

Эту зависимость приближённо можно изобразить в pD -диаграмме так, как это показано** на фиг. 28. Диаграмма режимов турбины с противодавлением выглядит так же, как и конденсационной турбины, но у турбины с противодавлением коэффициент холостого хода больше, а линия расхода пара проходит более полого, чем у конденсационной турбины.

Турбины с регулируемыми отборами пара

При турбинах с регулируемым отбором пара в расположенной за отбором части низкого давления (ч. н. д.) турбины устраивается такая же система регулирования, как и при впуске свежего пара в турбину. Поддержание постоянства давления отбора $p_{отб}$ с помощью регулятора давления обеспечивается тем, что разность между давлением $p_{отб}$ в отборе и давлением перед первой*** ступенью ч. н. д. срабатывает либо в дроссельном клапане (выполняемом иногда в виде поворотной заслонки или поворотной диафрагмы), либо в регулирующей ступени ч. н. д. Лучше строить pD -диаграммы турбин с отбором пара раздельно для ч. в. д. и для ч. н. д. Построение диаграммы для ч. в. д. выполняется так же, как и для турбин с противодавлением, а для ч. н. д. — как для

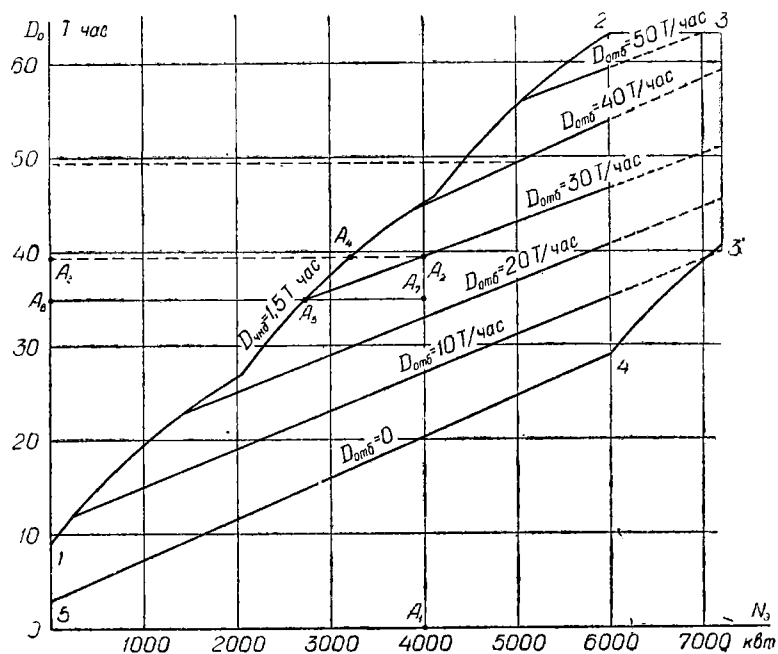
* Вместо неё иногда строят CN -диаграмму, где C — удельный расход тепла в ккал/квт-час . По характеру CN -диаграмма сходна с dN -диаграммой, но точнее отображает эффективность турбины, чем dN -диаграмма.

** Дуга окружности, проводимой радиусом R , должна проходить через начало координат O . При дроссельном регулировании $b = p_0$; $R = 1,46 a$, при сопловом регулировании $b = 0,8 p_0 R = a$. Пучок прямых проводится из точки A пересечения дуги и линии p_2 .

*** Не считая регулирующей ступени ч. н. д.

конденсационной турбины. При пользовании такими диаграммами нужно исходить из расхода пара через соответствующую часть турбины.

• Диаграмма режимов турбины с отбором пара показана на фиг. 29, где приведена DN -диаграмма турбины АП-6 (спроектированной недавно Невским заводом имени Ленина). Если заданы электронагрузка и расход отдаваемого тепловым потребителям пара, то по DN -диаграмме можно узнать общий расход пара на турбину. Например, при электронагрузке 4000 квт и отборе



Фиг. 29. Диаграмма режимов (DN -диаграмма) паровой турбины с одним регулируемым отбором пара (типа АП-6).

30 $m/час$ пара * нужно от точки A_1 на горизонтальной оси пойти вверх до пересечения в точке A_2 с линией, на которой написано 30 $m/час$, а затем от точки A_2 влево, чтобы на вертикальной оси прочесть в точке A_3 значение общего расхода пара на турбину—39 $m/час$.

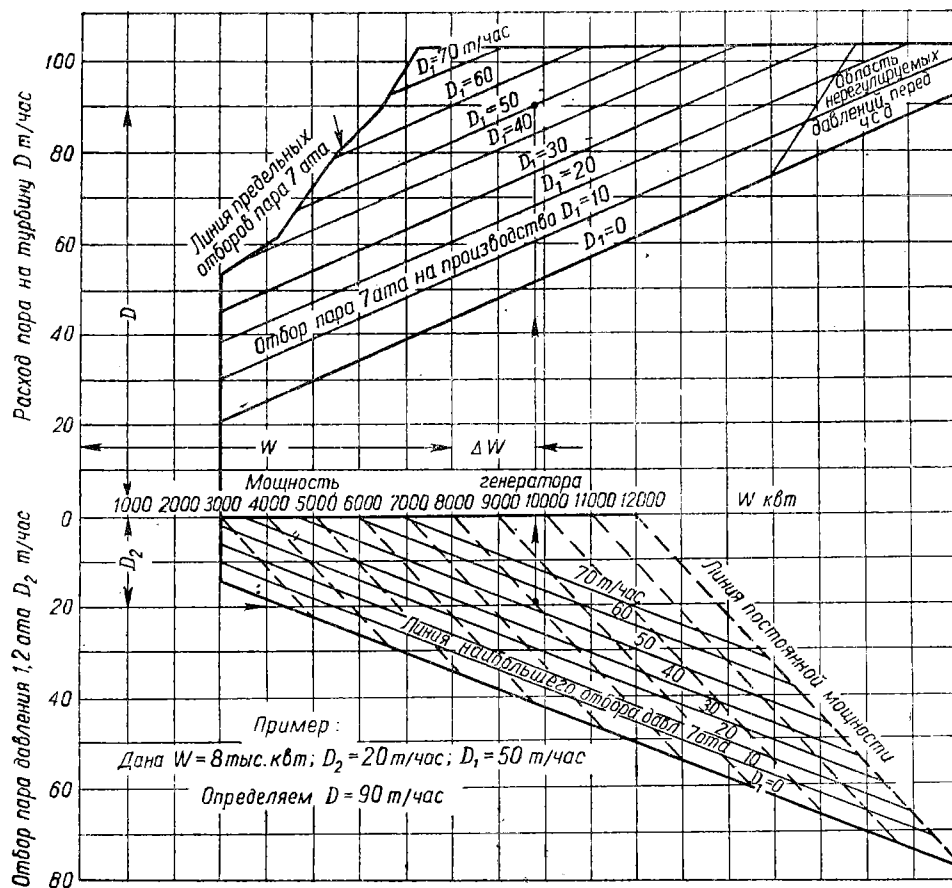
По этой же диаграмме можно делать и другие подсчёты. Так, в рассмотренном примере точка A_4 делит мощность турбины на части, вырабатываемую в ч. в. д. турбины (отрезок A_3A_4 , в рассмотренном примере 3150 квт) и вырабатываемую в ч. н. д. турбины (отрезок A_2A_4 , в примере 850 квт). Кроме того, опускаясь по линии постоянного отбора из точки A_2 в точку A_5 , можно получить разбивку мощности турбины на части, вырабатываемую паром отбора ** (отрезок A_5A_6 , в примере 2670 квт) и вырабатываемую конденсационным потоком пара (отрезок A_5A_7 , в примере 1330 квт). Из диаграммы можно также по заданному расходу пара на турбину (например 49,5 $m/час$, нужно провести горизонталь через соответствующую точку на оси ординат) и заданной мощности (например 5000 квт, нужно провести вертикаль через соответствующую точку на оси абсцисс) определить расход отбираемого пара (по значению, написанному над линией постоянного отбора пара, проходящей через точку пересечения проведенных горизонтали и вертикали, он равен 40 $m/час$).

В современных советских паровых турбинах при номинальной мощности можно осуществлять любой отбор пара вплоть до номинального и рабочее

* На диаграмме режимов показывают расходы пара отбора $D_{отб}$, соответствующие только отдаче пара тепловым потребителям (т. е. без учёта дополнительного расхода пара отбора на регенеративный подогрев питательной воды).

** Вместе с минимально-допустимым пропуском пара в конденсатор.

поле диаграммы режимов ограничивается линиями 1—2 и 4—5. Линия 1—2 соответствует режимам, при которых почти весь проходящий через турбину пар (за исключением минимально-необходимого пропуска через ч. н. д. турбины) отдаётся тепловым потребителям. Такие режимы называются теплофикационными. Это наиболее выгодные режимы работы турбины с отбором пара. По мере перехода от линии 1—2 к линии 4—5 режимы становятся всё менее выгодными. Линия 4—5 соответствует конденсационным режимам, при которых пар тепловым потребителям совершенно не отдаётся.



Фиг. 30. DN -диаграмма паровой турбины с двумя регулируемым отборами пара.

Максимальную мощность N_{\max} , которая по ГОСТ на 20% превышает номинальную мощность N_n , турбина с отбором пара развивает тогда, когда загружена как ч. в. д., так и ч. н. д. Этим режимам на DN -диаграмме соответствует линия 3—3'. При режимах, соответствующих точкам на линии 2—3, полностью загружена ч. в. д.; при режимах, соответствующих точкам на линии 3'—4, полностью загружена ч. н. д. турбины. Из фиг. 29 видно, что максимальная мощность турбины может быть достигнута только при меньших, чем номинальное, значениях отбора пара, так как ему соответствует только точка 2.

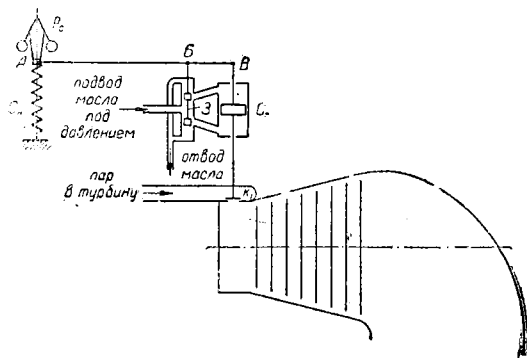
При турбине с двумя регулируемым отборами пара наиболее удобно применять DN -диаграмму в форме, показанной на фиг. 30, где приведена диаграмма для турбины АПТ-12. Если пар из отопительного отбора не расходуется, т. е. $D_2 = 0$, пользуются только верхней (лежащей выше линии, на которой нанесена шкала мощностей) частью диаграммы точно так же, как и DN -диаграммой турбины с одним регулируемым отбором пара. При наличии отопительного отбора прежде всего находят в нижнем поле точку, соответствующую

щую заданным мощности и отопительному отбору пара. Для этого ищут пересечение горизонтальной линии, соответствующей заданному D_2 , и пунктирной наклонной линии, соответствующей заданной мощности. Затем переходят в верхнюю часть диаграммы, проводя из полученной точки вертикаль до пересечения её с линией, которой соответствует заданное значение производственного отбора пара D_1 . Переходя из полученной точки на ось ординат, получают на ней значение общего расхода пара на турбину D *т/час*. На фиг. 30 приведён пример определения расхода пара на турбину при $D_2 = 20$ *т/час*, $D_1 = 50$ *т/час* и мощности 8000 *квт*. В соответствии с диаграммой расход пара на турбину $D = 90$ *т/час*. Нанесённая в нижней части диаграммы сетка сплошных линий ограничивает зону возможных режимов. Отопительные отборы осуществимы только при таких расходах, у которых точка в нижней части диаграммы лежит не ниже сплошной линии, над которой написано заданное значение производственного отбора пара. Так, в примере, приведённом на фиг. 30, отопительные отборы, лежащие ниже сплошной линии, над которой написано 50 *т/час*, невозможны.

57. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Конденсационные турбины

По существующим нормам частота переменного тока (а с ней и число оборотов турбогенератора) должна поддерживаться постоянной*. В паровых турбинах эта задача выполняется автоматически, с помощью специальной системы регулирования.



Фиг. 31. Система непрямого регулирования конденсационной паровой турбины.

На фиг. 31 приведена обычная схема механической системы скоростного регулирования, в которой регулятор P_c действует на паровпускной клапан K_1 непосредственно, а через вспомогательное устройство, называемое сервомоторным.

При изменении электрической нагрузки нарушается равенство между мощностью N_g , развиваемой турбиной на муфте генератора, и мощностью,

потребляемой генератором $\frac{N_g}{\eta_g}$, под влиянием чего число оборотов турбогенератора начинает изменяться. Например, при увеличении электрической нагрузки число оборотов регулятора скорости P_c начнут сходить, а муфта его A понижаться. При этом рычаг AB повернётся вокруг точки B , а золотник $З$ опустится вниз, впуская масло под поршень сервомотора C_m и выпуская масло из пространства над поршнем. Под действием давления масла поршень сервомотора поднимется вверх, одновременно открывая паровпускной клапан турбины K_1 .

Добавочное действие регулирования, называемое обратной связью, заключается в том, что при подъёме поршня сервомотора рычаг AB повернётся вокруг оси A и золотник $З$ будет подниматься до тех пор, пока выступы золотника не перекроют отверстий каналов, соединяющихся с пространствами над и под поршнем сервомотора, после чего перемещение рычага системы регулирования прекращается. При понижении электрической нагрузки процесс регулирования идёт в обратном направлении.

* Нормы допускают весьма незначительные отклонения, не свыше $\pm 1\%$, а при регистрирующем частотере не свыше $\pm 0,4\%$.

При вышеописанном действии регулирования каждой степени открытия паровпускного клапана (т. е. каждой нагрузке) соответствует определённое положение муфты регулятора (т. е. число оборотов). Зависимость числа оборотов турбины от нагрузки называется статической характеристикой регулирования (линии AB на фиг. 32).

Степенью нечувствительности системы регулирования называется отношение

$$\varepsilon = \frac{\Delta n}{n},$$

где Δn — наибольшее изменение числа оборотов, которое из-за трения и других сопротивлений ещё не может привести в действие систему регулирования.

У паровых турбин ε не должно превышать 0,5%.

Степенью неравномерности системы регулирования называется отношение

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_{cp}} = 2 \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2}, \quad (27)$$

где n_1 , n_2 , n_{cp} — наибольшее, наименьшее и среднее числа оборотов турбины.

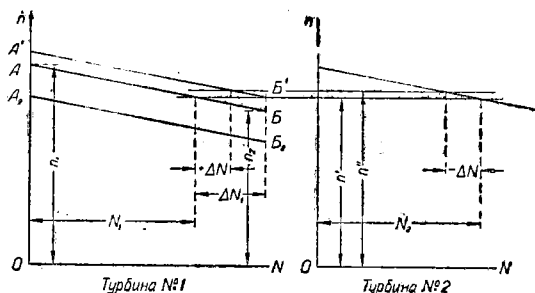
Обычно у паровых турбин $\delta = 4 - 6\%$.

Для того чтобы при работе турбины число оборотов её не выходило из предусмотренных нормами более узких пределов (см. стр. 298), система регулирования дополняется специальным устройством, называемым синхронизатором. Синхронизаторы выполняют различным способом, например так, как показано на фиг. 31, где с изменением натяжения пружины синхронизатора S_n меняется усилие на муфте регулятора. При увеличенном натяжении пружины синхронизатора прежнему числу оборотов соответствует более низкое положение муфты

A регулятора, большее открытие клапана K_1 и повышенная нагрузка, т. е. при этом статическая характеристика регулирования поднимается вверх, переходя, например, из положения AB в положение $A'B'$; ослабление натяга пружины синхронизатора переводит статическую характеристику в более низкое положение A_2B_2 . Устанавливая синхронизатор в промежуточных положениях, можно при заданном (среднем) числе оборотов работать с любой нагрузкой.

В тех случаях, когда генераторы турбин работают параллельно на общую электросеть, все они вращаются с одинаковой частотой. При увеличении электрической нагрузки как частота, так и число оборотов всех генераторов одновременно понижаются, а при уменьшении электрической нагрузки — повышаются.

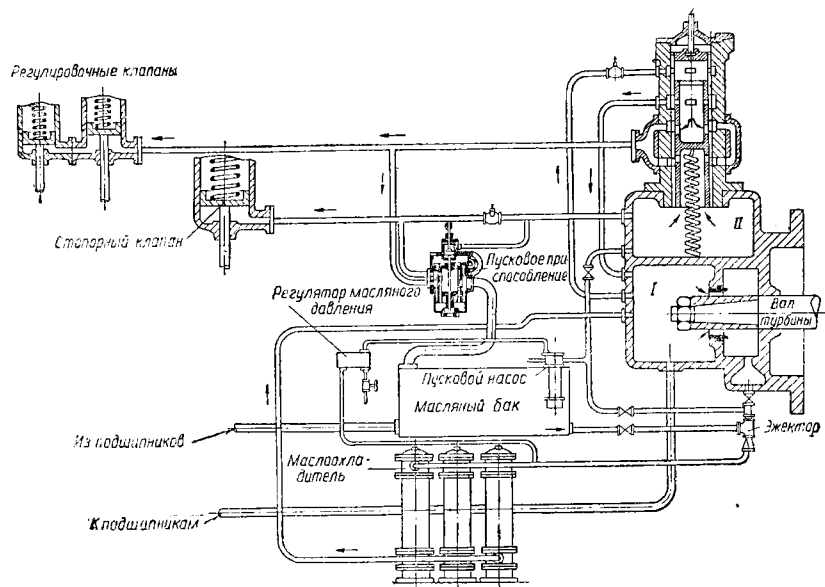
С помощью синхронизатора можно при неизменной электрической нагрузке системы перераспределять нагрузку между турбинами или менять частоту. Например, для того чтобы увеличить нагрузку турбины № 1 (фиг. 32), нужно увеличить открытие её паровпускных клапанов, для чего достаточно увеличить натяжение пружины синхронизатора. Связанное с этим перемещение статической характеристики регулирования турбины № 1 из положения AB в положение $A'B'$ при неизменном числе оборотов привело бы к увеличению мощности её на ΔN_1 . Поскольку нагрузка системы остаётся неизменной, число оборотов повысится от n' до такого n'' , при котором увеличение нагрузки турбины № 1 на $+\Delta N$ будет равно уменьшению нагрузки турбины № 2



Фиг. 32. Статические характеристики регулирования двух турбин.

на ΔN , т. е. при неизменной общей электрической нагрузке мощность турбины № 1 возрастает. Одновременно повысится частота. Прикрытие с помощью синхронизатора паровпускных клапанов одной из турбин ведёт к разгрузке этой турбины и к понижению частоты во всей системе.

Принципиальная сущность действия других систем регулирования сходна с вышеописанной, однако чаще их делают не с рычажными, а с гидравлическими связями. Примером может служить схема гидродинамического регулирования (фиг. 33), применявшаяся на довоенных турбинах Кировского завода. Функции регулятора здесь выполняет лопастной насос (импеллер) 1, напор которого меняется с изменением числа оборотов и масло из которого подаётся в камеру II.

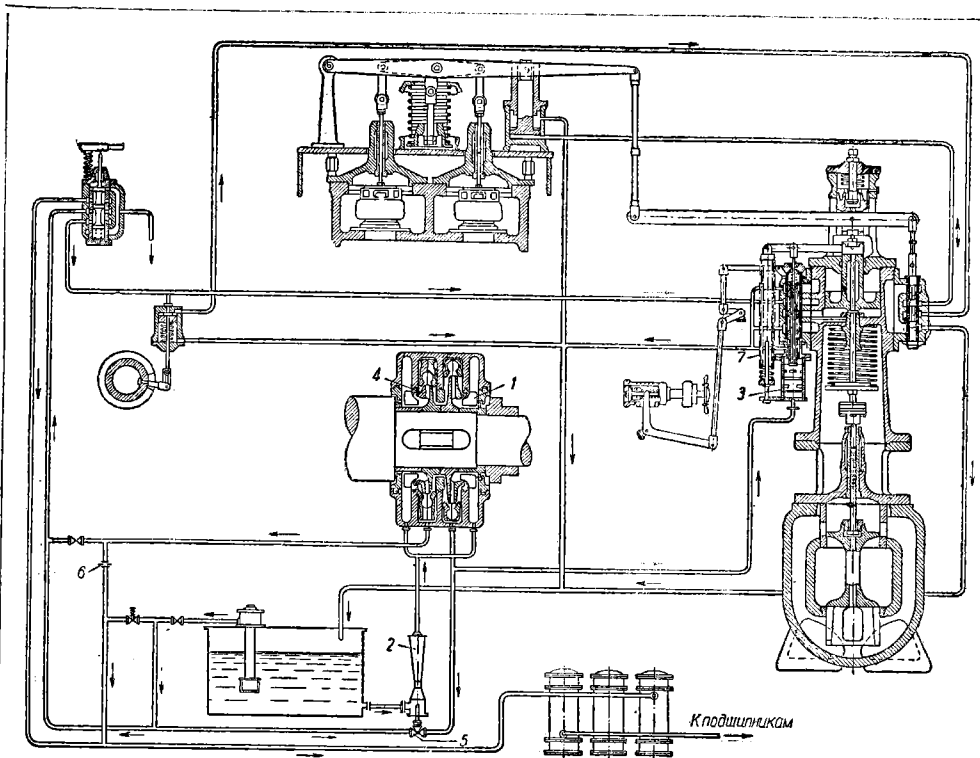


Фиг. 33. Схема гидродинамического регулирования Кировского завода.

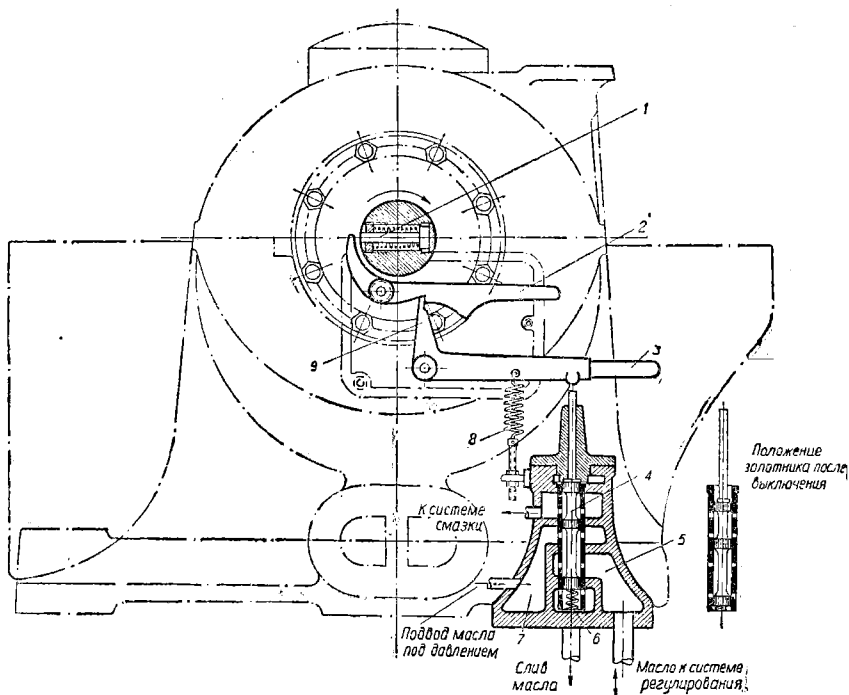
Расположенный над камерой золотник при установившемся режиме находится в равновесии под действием одинаковых сил давления масла в камере II и растяжения пружины. Масло непрерывно протекает через нижние окна золотника в верхнюю полость, попадая в неё через отверстия (показанные на чертеже стрелками изнутри золотника), а затем через верхние окна сливается в камеру I. Регулирующие клапаны находятся под давлением, которое определяется сопротивлением первого и второго рядов окон золотника. При уменьшении электрической нагрузки число оборотов повышается, одновременно увеличивается давление в камере II, золотник поднимается, прикрывая первый и приоткрывая второй ряд окон, вследствие чего давление под регулирующими клапанами понижается и окна прикрываются. При увеличении электрической нагрузки процесс регулирования идёт в обратном направлении.

Другая система гидродинамического регулирования (ВТИ) показана на фиг. 34. Здесь регулятором является центробежный насос 1, давление которого меняется пропорционально квадрату числа оборотов турбины. При увеличении электрической нагрузки число оборотов снижается и понижается давление масла, подаваемого насосом 1, вследствие чего поршень 3 пойдёт вниз, перемещая связанный с ним золотник, что, в свою очередь, вызывает поднятие поршня сервомотора и открытие клапана. Одновременно приходит в действие и обратная связь, устанавливающая золотник в среднем положении.

Обязательным защитным устройством для турбин всех типов является предохранительный выключатель (его называют также автоматом безопасности), закрывающий паровпускные клапаны при чрезмерном (превышающем рабочее на 10%) числе оборотов. Схема такого регулятора в выполнении



Фиг. 34. Схема гидродинамического регулирования ВТИ.



Фиг. 35. Предохранительный выключатель ЛМЗ имени Сталина.

Таблица 12

Принимаемые значения зазоров в системе регулирования

	Допустимые зазоры в мм
Червячная пара привода регулятора:	
разбег в зацеплении (зазор между зубцами по средней окружности)	0,25—1,00
радиальный зазор между головкой зуба и впадиной	0,80—1,80
Золотник системы регулирования:	
зазор (на диаметр) между поршнями золотника и втулкой	0,05—0,10
перекрытие окон втулки	0,10—0,20
Поворотный сервомотор:	
радиальный зазор между торцом поворотного поршня и корпусом	0,10—0,20
Поршневой сервомотор:	
радиальный зазор (на диаметр) между поршнем и корпусом при диаметре поршня 100—150 мм	0,10—0,15
то же 175—200 мм	0,15—0,20
» » 225—275 »	0,20—0,25
» » 300 »	0,25—0,30
радиальный зазор (на диаметр) между штоком поршня и втулкой при диаметре штока до 10 мм	0,05—0,10
то же до 20 мм	0,05—0,15
то же до 30 мм	0,07—0,20
то же до 40 мм	0,10—0,25
Дроссельный клапан:	
радиальный зазор (на диаметр) между клапаном и седлом при диаметре клапана до 100 мм	0,15—0,20
то же до 150 мм	0,20—0,30
» » до 200 »	0,25—0,40
» » до 250 »	0,30—0,50
радиальный зазор (на диаметр) между штоком клапана и втулкой при диаметре штока до 10 мм	0,10—0,12
то же до 20 мм	0,15—0,20
» » до 30 »	0,25—0,30
» » до 40 »	0,30—0,40
вертикальный (в направлении оси клапана) зазор в холодном состоянии между нижней кромкой двухседельного клапана и седлом при высоте клапана 75 мм	0,04
то же 100 мм	0,05
» » 125 »	0,05
» » 150 »	0,08
» » 200 »	0,10
» » 250 »	0,13

ЛМЗ имени Сталина приведена на фиг. 35. Импульсом является смещение пальца 1. Пока число оборотов не превышает допустимого, сжатая пружина удерживает палец внутри вала. Действию пружины противостоит центробежная сила, возникающая из-за несовпадения центра тяжести пальца с осью вращения вала. Центробежная сила пальца преодолевает силу сжатия пружины только тогда, когда число оборотов перейдет допустимый предел. При дальнейшем увеличении числа оборотов палец выходит из вала, закругленный конец его, называемый бойком, ударяясь о рычаг 2, поворачивает этот рычаг против часовой стрелки, собачка 9 освобождается, рычаг 3 под действием растянутой пружины 8 поворачивается по часовой стрелке и передвигает золотник 4 вниз

в положение, показанное на фиг. 35 справа. При этом полость 5, связанная с системой регулирования, сообщается не с подводом масла от насоса (полость 7), а с полостью, в которой размещена пружина b и которая соединена сливной трубой с масляным баком. В результате давление масла в системе регулирования резко падает и паровпускные клапаны турбины закрываются.

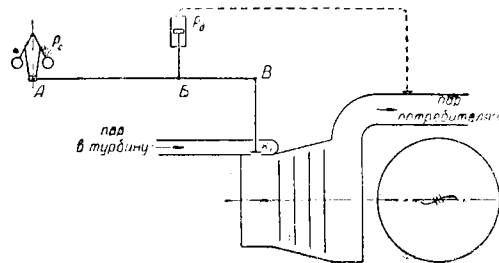
В старых конструкциях турбин с механической (рычажной) системой регулирования иногда палец через систему рычагов непосредственно воздействует на стопорный клапан. В некоторых конструкциях вместо пальца применяется эксцентричное кольцо, действующее так же, как и палец. В системе регулирования турбин Невского завода имени Ленина как палец, так и какие-либо рычажные устройства отсутствуют, импульсом предохранительного выключателя является превышение давлением масла установленного предела, все связи выполняются только гидравлическими.

В табл. 12 приведены обычно принимаемые значения зазоров в системе регулирования.

Турбины с противодавлением и отбором пара

Под регулируемостью противодействия или отбора понимается автоматическое поддержание постоянства давления пара за турбиной или в камере отбора, для чего в систему регулирования вводится особый регулятор давления.

Упрощённая* схема регулирования турбины с противодавлением приведена на фиг. 36. При работе турбины по независимому электрическому графику регулирование здесь действует так же, как и в обычной конденсационной турбине, т. е. регулятор давления бездействует, а точка B рычага AB неподвижна. При увеличении электрической нагрузки муфта A регулятора скорости P_c идёт вниз, а паровпускной клапан K_1 открывается. При этом расход пара через турбину и отдача его тепловым потребителям изменяются соответственно изменениям электрических нагрузок, т. е. турбина работает по вынужденному тепловому графику.



Фиг. 36. Упрощённая схема системы регулирования паровой турбины с противодавлением.

При работе по независимому тепловому графику регулятор скорости P_c менее чувствителен, чем регулятор давления P_a , поэтому действует только этот последний, а точка A рычага AB неподвижна. При увеличении потребления пара давление за турбиной понижается, поршень регулятора давления P_a идёт вверх, рычаг AB поворачивается около точки A , точка B поднимается и клапан K_1 открывается, увеличивая пропуск пара через турбину и отдачу его потребителям. При этом не только расход пара через турбину, но и развиваемая турбиной электрическая мощность определяются исключительно потреблением тепла, т. е. турбина работает по вынужденному электрическому графику.

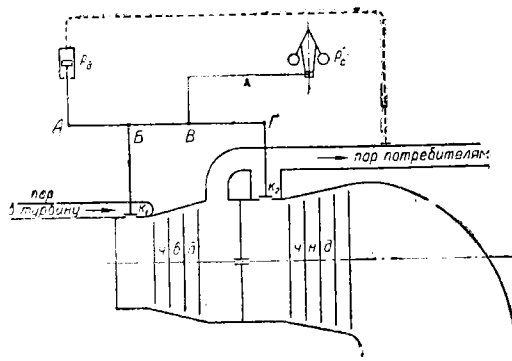
При работе по независимому тепловому графику регулятор скорости P_c менее чувствителен, чем регулятор давления P_a , поэтому действует только этот последний, а точка A рычага AB неподвижна. При увеличении потребления пара давление за турбиной понижается, поршень регулятора давления P_a идёт вверх, рычаг AB поворачивается около точки A , точка B поднимается и клапан K_1 открывается, увеличивая пропуск пара через турбину и отдачу его потребителям. При этом не только расход пара через турбину, но и развиваемая турбиной электрическая мощность определяются исключительно потреблением тепла, т. е. турбина работает по вынужденному электрическому графику.

Невозможность работы одновременно по независимым как электрическому, так и тепловому графикам является недостатком турбин с противодавлением.

Этот недостаток устранён в турбинах с промежуточным отбором пара, схема регулирования которых приведена на фиг. 37. При изменении электрической нагрузки регулятор скорости P_c заставляет рычаг AG поворачиваться вокруг точки A , одновременно передвигая клапаны K_1 и K_2 в одном направлении.

* Для простоты здесь и ниже (для турбин с отбором) показано непосредственное воздействие регуляторов на клапаны, тогда как в действительности между ними всегда вводится обычное сервомоторное устройство, при котором принципиальная сущность действия регулирования сохраняется такой же, как и в приводимых упрощённых схемах.

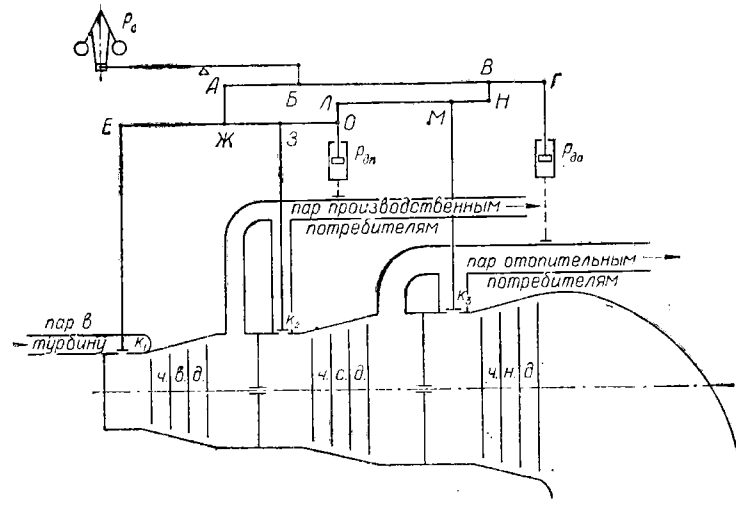
Плечи рычагов AB и AG подобраны так, что оба клапана одновременно на одинаковую величину изменяют впуск пара как в ч. в. д., так и в ч. н. д., поэтому изменение электрической нагрузки и связанное с ним увеличение пропускания пара через всю турбину не сказываются на расходе отбираемого пара и на его давлении. Если же происходит,



Фиг. 37. Упрощённая схема системы регулирования паровой турбины с одним отбором пара.

мощности ч. н. д. под влиянием уменьшения пропускания пара через эту часть турбины.

Системы регулирования, в которых каждый из регуляторов вышеописанным образом сразу воздействует на паровпуск как в ч. в. д., так и в ч. н. д., называются связанными. При менее совершенном несвязанном регулировании регулятор скорости P_c воздействует только на паровпуск ч. в. д., регулятор давления — только на паровпуск ч. н. д. турбины.



Фиг. 38. Упрощённая схема системы регулирования паровой турбины с двумя отборами пара.

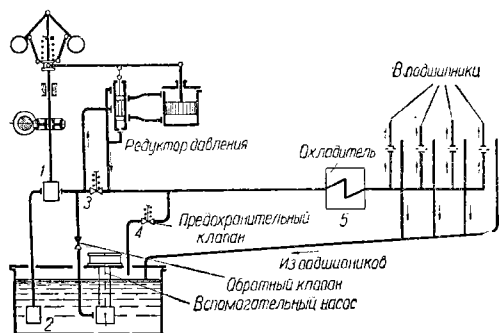
При турбине с двумя регулируемым отборами пара система (фиг. 38) связанного регулирования действует следующим образом. При увеличении электрической нагрузки муфта регулятора скорости P_c идёт вниз, положение поршней обоих регуляторов давления остаётся неизменным. Поэтому рычаг AG поворачивается вокруг точки G , а рычаги EO и LN вокруг точек O и L . В результате происходит одновременное открытие всех трёх клапанов K_1, K_2, K_3 , при кото-

ром выпуск пара в ч. в. д., ч. с. д. и ч. н. д. турбины увеличивается в одинаковой мере, мощность турбины возрастает, а отборы пара остаются неизменными. При уменьшении расхода пара в производственный отбор давление в нём увеличивается, поршень регулятора давления $P_{д.п}$ идёт вверх и точки O и L поднимаются, а положение регуляторов P_c и $P_{д.о}$ остаётся неизменным. Поэтому рычаг EO будет поворачиваться около точки $Ж$, а рычаг LN около точки H . В результате одновременно клапан K_1 будет закрываться, а клапаны K_2 и K_3 — открываться, причём это будет происходить так, что расход пара через производственный отбор уменьшится, а расход пара отопительного отбора и мощность турбины останутся неизменными. Регулирование действует подобным же образом и при изменении расхода пара отопительного отбора, только в этом случае рычаг AG поворачивается вокруг точки B , а рычаги OE и LN — вокруг точек O и L .

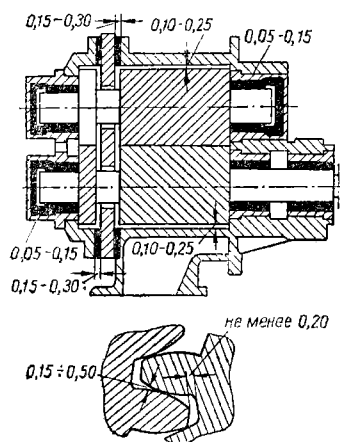
У турбин с противодавлением, а также с отбором пара системы регулирования обычно выполняются не рычажными, а гидравлическими, однако и тогда сущность действия регулирования соответствует вышеприведённому описанию.

58. СИСТЕМА СМАЗКИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

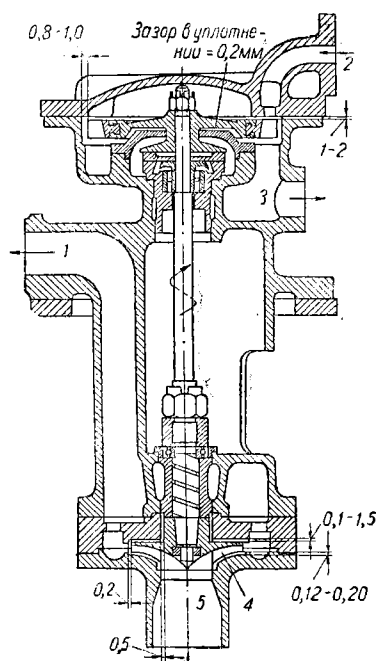
Система регулирования турбины в части её гидравлических связей объединяется с системой смазки турбины, схема которой показана на фиг. 39. Приво-



Фиг. 39. Схема системы смазки паровой турбины.



Фиг. 40. Зазоры в главном (зубчатом) масляном насосе.



Фиг. 41. Вспомогательный масляный насос:

1 — подача масла под давлением; 2 — подвод пара к вспомогательной турбине; 3 — отвод пара из вспомогательной турбины; 4 — лопастное колесо масляного насоса; 5 — подвод масла.

димый от главного вала через червячную или зубчатую передачу главный масляный насос 1 (обычно зубчатый, фиг. 40) всасывает масло из масляного бака через обратный клапан 2 и подаёт масло под давлением 5—6 атм к орга-

нам регулирования, а также, после редуцирования в дроссельном клапане 3 до 0,5—0,6 *ати*, на смазку подшипников турбины. По пути к ним масло проходит через маслоохладитель 5 и фильтр, а из подшипников стекает самоотёком в масляный бак. К напорному маслопроводу присоединена и нагнетательная магистраль от вспомогательного масляного насоса, который имеет привод от независимой одноступенчатой паровой турбины (фиг. 41).

Вспомогательный масляный насос обычно располагают в масляном баке, этот насос приводится в действие тогда, когда главный масляный насос не даёт необходимого давления и расхода масла, например, из-за пониженных чисел оборотов турбины при её пуске и остановке. Как в главном, так и во вспомогательном масляных насосах должны быть выдержаны зазоры, указанные на фиг. 40 и фиг. 41.

Температура масла, поступающего на подшипники, должна быть не ниже 35° и не выше 45°. Эту температуру регулируют путём изменения подвода охлаждающей воды к маслоохладителю. Маслоохладитель представляет собой трубчатый теплообменник (обычно вертикальный), внутри трубок которого проходит охлаждающая вода, а между трубками масло.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кириллов И. И., Кантор С. А., Теория и конструкция паровых турбин. Машгиз, 1947.
 2. Щегляев А. В., Паровые турбины, Госэнергоиздат, 1947.
 3. Бункин В. И., Эксплуатация паротурбинных установок, Госэнергоиздат, 1950.
 4. Самойлов В. А., Вибрация агрегатов электростанций и балансировка роторов, Госэнергоиздат, 1949.
 5. Лосев С. М., Паровые турбины, Госэнергоиздат, 1948.
 6. Швецов П. Д., Ремонт, ревизия и эксплуатация паровых двигателей, Машгиз, 1950.
-

ГЛАВА VII КОНДЕНСАЦИЯ

59. КОНДЕНСАЦИЯ В ПАРОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

В целях лучшего использования тепла пара отработавший пар паровых двигателей направляется в конденсатор, где и подвергается конденсации. Схема конденсационной установки приведена на фиг. 1.

В конденсаторах, которые бывают смешивающего и поверхностного типов (в зависимости от способа использования охлаждающей воды), процесс конденсации отработавшего пара происходит при постоянном давлении.

Вместе с паром, а также через неплотности соединений в конденсатор поступает некоторая часть воздуха, вследствие чего паровое пространство в конденсаторе всегда заполнено смесью пара и воздуха.

Давление в конденсаторе на основании закона Дальтона определяется суммой парциальных давлений пара и воздуха, т. е.

$$P_{\kappa} = P_n + P_a, \quad (1)$$

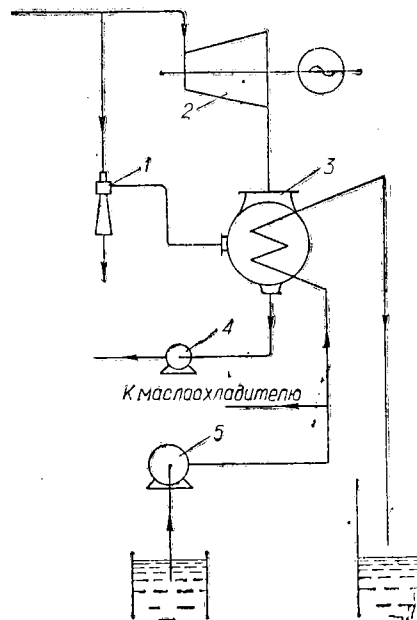
где P_n — парциальное давление пара;

P_a — парциальное давление воздуха.

Для поддержания постоянного давления в конденсаторе необходимо из конденсатора непрерывно отсасывать воздух. Отсос воздуха производится специальными воздухоудаляющими устройствами — водоструйными или пароструйными эжекторами, а также мокровоздушными насосами (в старых установках) при конденсаторах смешивающего типа. Для подачи охлаждающей воды в конденсатор применяют большей частью циркуляционные насосы центробежного типа. В качестве источника охлаждающей воды используют: естественные водоёмы, к которым относятся реки, озёра и пруды, а при наличии небольших запасов охлаждающей воды, — искусственные сооружения в виде брызгальных бассейнов и градирен.

Понижение давления пара по выходе из паровой машины или турбины способствует значительно повышению экономичности парового двигателя. Это можно проиллюстрировать следующим примером.

Примем начальное давление пара 29 атa , температуру 400° и относительно эффективный к.п.д. двигателя $\eta_{o.e} = 0,8$. Зависимость удельного расхода пара от изменения конечного давления и получаемой при этом экономии показана на фиг. 2., где по оси абсцисс отложен вакуум в процентах, а по оси ординат — соответствующие величины термического к. п. д. удельного расхода



Фиг. 1. Схема конденсационной установки:

1 — эжектор; 2 — турбина; 3 — конденсатор; 4 — насос для перекачивания конденсата; 5 — циркуляционный насос.

пара и получаемой при этих условиях экономии в паре. По отношению к вакууму $V = 80\%$, экономия в паре с углублением вакуума составляет

для $V = 85\%$	$\mathcal{E} = 3,57\%$
$V = 90\%$	$\mathcal{E} = 8,2\%$
$V = 94\%$	$\mathcal{E} = 12,8\%$
$V = 98\%$	$\mathcal{E} = 22,0\%$

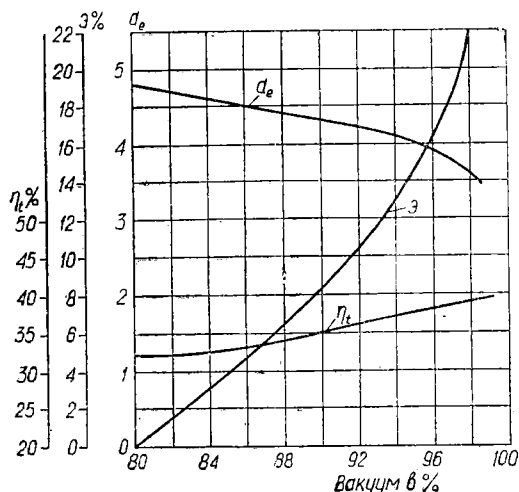
При повышении вакуума с $V = 90\%$ до $V = 96\%$ экономия в расходе пара составляет приблизительно 13% . Для получения такой же экономии за счёт изменения начальных параметров пара при сохранении той же величины вакуума $V = 90\%$ и температуры перегрева потребовалось бы повысить начальное давление пара с 29 ата до 100 ата или же повысить начальное давление до 45 ата и температуру перегретого пара до 450° . Отсюда можно заключить, что работа парового двигателя с глубоким вакуумом является наиболее целесообразной. Особенно это важно для паровых турбин, где практически нет ограничений конечного объёма, что имеет место лишь в паровых машинах.

Повышение экономичности парового двигателя происходит также за счёт увеличения термического к. п. д. — η_t , что видно из уравнения для идеального цикла Ренкина

Повышение экономичности парового двигателя происходит также за счёт увеличения термического к. п. д. — η_t , что видно из уравнения для идеального цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{2t}}{i_0 - q_k}, \quad (2)$$

где i_0 и i_{2t} — теплосодержание свежего и отработавшего пара машины;



Фиг. 2. Зависимость удельного расхода пара от изменения конечного давления и получаемой при этом экономии:

\mathcal{E} — кривая экономии расхода пара; η_t — термический к. п. д.; d_e — удельный расход пара.

q_k — теплосодержание конденсата отработавшего пара.

Однако следует отметить, что углубление вакуума (понижение конечного давления) при неизменной температуре охлаждающей воды неизбежно влечёт за собой увеличение расхода энергии на циркуляционные, конденсатные и воздушный насосы. В связи с этим часть получаемой экономии в расходе пара поглощается работой, затрачиваемой на приведение в движение указанных механизмов. При этом основной расход энергии приходится на циркуляционные насосы, так как углубление вакуума при неизменной температуре охлаждения воды может быть достигнуто только за счёт увеличения расхода охлаждающей воды на конденсатор.

В условиях эксплуатации турбинная установка не всегда работает на нормальной нагрузке, в связи с чем в конденсатор поступает переменное количество отработавшего пара.

Большое влияние на выбор наиболее выгодного вакуума оказывает температура охлаждающей воды, которая в зависимости от времени года меняется в довольно широких пределах. Более низкие температуры охлаждающей воды позволяют, при том же вакууме, уменьшить затрату мощности на циркуляционные насосы и тем самым повысить экономичность двигателя.

Расчётный вакуум будет тем выше, чем ниже температура охлаждающей воды. Указанные два обстоятельства оказывают большое влияние на величину вакуума в конденсаторе. Как показывают теоретические расчёты и практика эксплуатации паровых двигателей, определённой нагрузке двигателя при

данной температуре охлаждающей воды должен соответствовать вполне определённый (оптимальный) вакуум, при котором паросиловая установка имеет наибольшую экономичность т. е. наибольшую отдачу энергии.

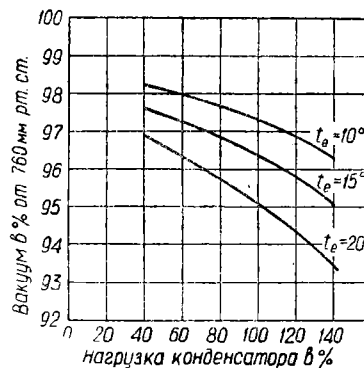
Как известно, при определённом постоянном пропуске пара через паровой двигатель с увеличением вакуума будет увеличиваться общий адиабатический теплоперепад, что создаёт дополнительную мощность и в связи с этим уменьшает удельный расход пара на всю установку. Этот теплоперепад будет срабатываться исключительно на последней ступени турбины. Однако когда в последней ступени скорость пара достигнет скорости звука и наступит предел расширения пара в косом срезе рабочей лопатки, то дальнейшее понижение давления не будет использовано, так как это произойдёт за последней ступенью.

Таким образом, выбор экономически наивыгоднейшего вакуума при определённом расходе пара в конденсатор и определённой температуре охлаждающей воды должен производиться путём сопоставления мощности парового двигателя с затратой мощности на циркуляционные насосы. Наибольшая величина приращения мощности будет соответствовать экономически наивыгоднейшему вакууму.

В обычных условиях практики при расчётной температуре охлаждающей воды 15° и нормальной нагрузке парового двигателя экономически наивыгоднейший вакуум не превышает: для паровых турбин $95-96\%$, что соответствует давлению $0,05-0,04$ *ата*, для паровых машин $85-90\%$, что соответствует давлению $0,25-0,1$ *ата*. Исключение представляет прямоточная паровая машина Штумпфа, для которой противодавление составляет $0,05$ *ата*. При переменных режимах работы двигателя экономически наивыгоднейший вакуум устанавливается в соответствии с данными выше указаниями.

Исходными данными для выбора расчётной температуры охлаждающей воды являются средние годовые температуры источников воды, которые в различных местах СССР различны. Так, для рек центральной полосы СССР средняя годовая температура воды может быть принята равной 10° , а для северо-восточной части $7-8^\circ$. Исходя из этого, в настоящее время в качестве стандарта приняты расчётные температуры охлаждающей воды 10 и 15° .

Вода, получаемая из градирен и брызгальных бассейнов, принимается со средней расчётной температурой $20-25^\circ$. На фиг. 3. приведена характеристика конденсатора, показывающая зависимость вакуума от нагрузки конденсатора при разной начальной температуре охлаждающей воды.



Фиг. 3. Характеристика конденсатора:

t_e — температура охлаждающей воды.

60. ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЁТА КОНДЕНСАТОРА

Уравнение теплового баланса для смешивающего конденсатора

$$D_k (i_2 - t_{см}) = W_k (t_{см} - t_e), \quad (3)$$

где D_k — количество поступающего пара в конденсатор в *кг/час*;

i_2 — теплосодержание отработавшего пара в *ккал/кг*;

$t_{см}$ — температура образовавшейся в конденсаторе смеси конденсата пара и охлаждающей воды в град.;

t_e — температура охлаждающей воды при входе в конденсатор в град.

W_k — количество охлаждающей воды, поступающее в конденсатор в *кг/час*.

Примечание. Теплоёмкости воды в уравнении (3) приняты равными 1 *ккал/кг*.

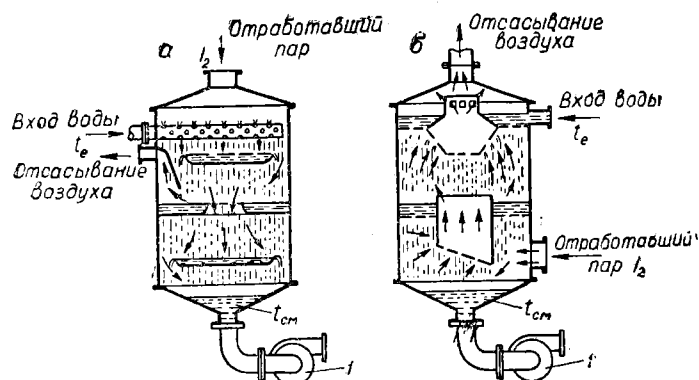
Из уравнения (3) получаем

$$i_2 - t_{см} = \frac{W_k}{D_k} (t_{см} - t_e), \quad (4)$$

обозначая кратность $\frac{W_k}{D_k}$ через m , получим

$$m = \frac{i_2 - t_{см}}{t_{см} - t_e}, \quad (5)$$

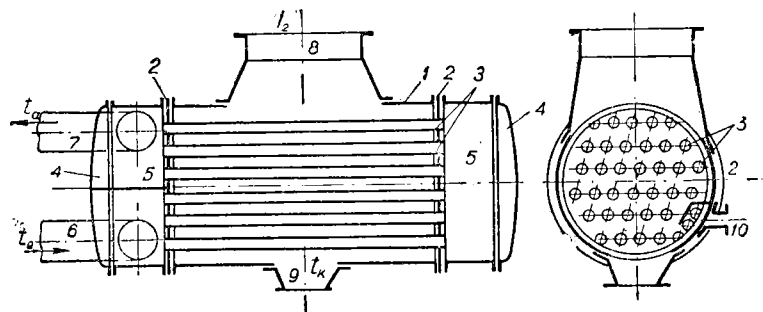
что определяет количество воды, необходимое для конденсации одного килограмма пара и называемое кратностью охлаждения.



Фиг. 4. Схемы конденсаторов:

а — с параллельным током воды; б — с противотоком; $t_{см}$ — температура образовавшейся в конденсаторе смеси конденсата пара и охлаждающей воды; t_e — температура охлаждающей воды; i_2 — теплосодержание отработавшего пара; 1 — центробежные насосы.

Кратность охлаждения для смешивающих конденсаторов практически составляет: для конденсаторов с параллельным током — 35—40, для конденсаторов с противотоком 25—35. Схемы указанных конденсаторов приведены на фиг. 4. В противоточных конденсаторах температура смеси $t_{см}$ с достаточной для практики точностью может быть принята равной температуре насы-



Фиг. 5. Схема устройства поверхностного конденсатора:

1 — корпус; 2 — трубная доска; 3 — трубы; 4 — боковые крышки; 5 — водяные камеры; 6 — впуск охлаждающей воды; 7 — выпуск охлаждающей воды; 8 — приёмная горловина; 9 — конденсатный приёмник; 10 — патрубок для отсасывания воздуха.

щенного пара, соответствующей давлению пара при входе в конденсатор, а в конденсаторах с параллельным током воды — на 8—10° ниже этой температуры.

Уравнение баланса тепла для поверхностного конденсатора, схема которого представлена на фиг. 5,

$$D_k (t_2 - t_k) = W_k (t_a - t_e), \quad (6)$$

где t_k — температура конденсата в конденсаторе в град;
 t_a — температура воды при выходе из конденсатора в град.

Обозначая также через $m = \frac{W_k}{D_k}$, получим

$$m = \frac{i_2 - t_k}{t_a - t_e} \quad (7)$$

Практическая величина кратности охлаждения m в поверхностных конденсаторах в среднем лежит в пределах 50—70 и зависит, главным образом, от начальной температуры охлаждающей воды — t_e .

В некоторых случаях, в одноходовых конденсаторах, при естественных источниках водоснабжения кратность охлаждения доходит до 80—90°.

Температура конденсата t_k всегда лежит ниже температуры входящего в конденсатор пара t_2 и зависит от типа и конструкции конденсатора. Так, для конденсаторов с нисходящим потоком пара (фиг. 6.)

$$t_k = t_2 - (3 \div 4) \text{ } ^\circ\text{C},$$

а для конденсаторов с центральным потоком пара (фиг. 7).

$$t_k = t_2 - (0,5 \div 1,0) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для создания температурного напора на выходе из конденсатора и уменьшения охлаждающей поверхности конденсатора температура охлаждающей воды при выходе из конденсатора должна быть всегда ниже температуры отработавшего пара и зависит от источника водоснабжения. При наличии естественных водоёмов (реки, озёра, пруды)

$$t_a = t_2 - (4,5 \div 6,5) \text{ } ^\circ\text{C},$$

при искусственном водоснабжении (брызгальные бассейны, градирни)

$$t_a = t_2 - (3,0 \div 3,5) \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для получения максимальной экономичности необходимо стремиться к тому, чтобы разность температур ($t_2 - t_a$) была возможно меньшей.

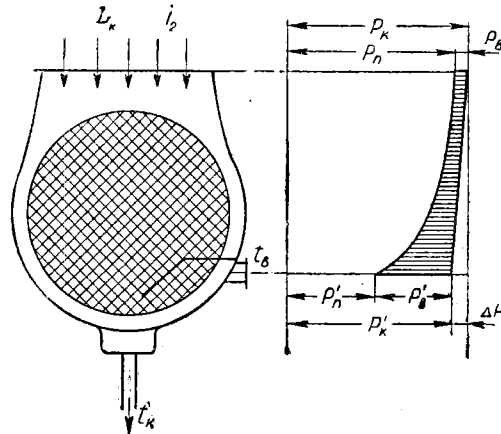
Температура t_a может быть ориентировочно определена из уравнения теплового баланса конденсатора

$$t_a = \frac{i_2 - t_k}{m} + t_e = \frac{535}{m} + t_e, \quad (8)$$

где разница ($i_2 - t_k$) приближённо может быть принята равной 535 ккал/кг (для давлений в конденсаторе 0,04—0,05 *атм*).

Величина охлаждающей поверхности конденсатора определяется из общеизвестного уравнения

$$Q = \kappa F \Delta t, \quad (9)$$



Фиг. 6. Схема конденсатора с нисходящим потоком пара с диаграммой распространения давлений пара и воздуха в конденсаторе:

p_k — общее давление пара при входе в конденсатор; p_n — общее давление пара в конце конденсатора (в месте отсоса воздуха); p_n и p'_n — парциальное давление пара при входе и в конце конденсатора; p_e и p'_e — парциальное давление воздуха при выходе и в конце конденсатора.

где Q — количество тепла, передаваемое отработавшим паром воде в ккал/час ;
 F — поверхность охлаждения конденсатора в м ;
 Δt — средняя логарифмическая разность температур между паром и охлаждающей водой в град.
 κ — полный коэффициент теплопередачи от пара к воде в $\text{ккал/м}^2/\text{час} \text{ }^\circ\text{С}$.
 С другой стороны, уравнение передачи тепла может быть представлено в виде

$$Q = D_{\kappa}(i_2 - t_{\kappa}). \quad (10)$$

Приравняв правые части уравнения (9) и (10), можем определить величину охлаждающей поверхности

$$F = \frac{D_{\kappa}(i_2 - t_{\kappa})}{\kappa \cdot \Delta t}. \quad (11)$$

Величина Δt определяется как средняя логарифмическая разность, выражаемая уравнением

$$\Delta t = \frac{(t_{\kappa} - t_e) - (t_2 - t_a)}{2,3 \lg \frac{t_{\kappa} - t_e}{t_2 - t_a}}. \quad (12)$$

Для ориентировочных расчётов можно пользоваться средней арифметической разностью температур

$$\Delta t = \frac{(t_{\kappa} - t_e) + (t_2 - t_a)}{2} \quad (13)$$

или

$$\Delta t = t_2 - \frac{t_a + t_e}{2}. \quad (14)$$

Коэффициент теплопередачи κ практически бывает равен 2200 — 3000 $\text{ккал/м}^2/\text{час} \text{ }^\circ\text{С}$ и возрастает с увеличением скорости воды в конденсаторных трубках, которая выбирается в пределах 1,5—2,5 м/сек . Скорость воды свыше 2,5 м/сек принимать не рекомендуется из-за чрезмерного возрастания гидравлического сопротивления конденсатора. Приближённое значение коэффициента теплопередачи может быть определено по следующим эмпирическим формулам:

Для чистых конденсаторных трубок

$$\kappa = 2800 \sqrt{C_w}; \quad (15)$$

$$\kappa = 800 + 1950 C_w^{0,8}; \quad (16)$$

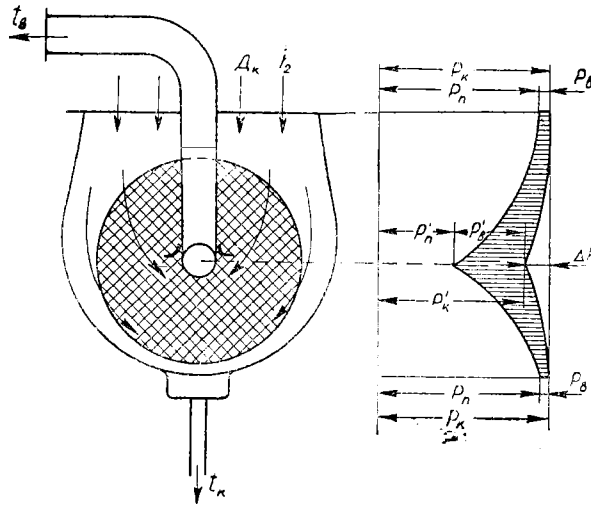
$$\kappa = 480 \sqrt[3]{t_2 + 17,8 \cdot \sqrt{C_w}}. \quad (17)$$

Для слегка загрязнённых трубок

$$\kappa = 2000 \sqrt{C_w}, \quad (18)$$

где C_w — скорость воды в трубках в м/сек .

Коэффициент теплопередачи в значительной степени зависит от состояния внутренней поверхности конденсаторных трубок, от работы воздушного насоса и абсолютного давления в конденсаторе.



Фиг. 7. Схема конденсатора с центральным потоком пара и с диаграммой распределения давлений в конденсаторе.

В условиях эксплуатации общий коэффициент теплопередачи может быть определён по уравнению

$$\kappa = \frac{D_{\kappa}}{F} \cdot \frac{i_2 - t_{\kappa}}{\Delta t} = q \frac{i_2 - t_{\kappa}}{\Delta t} = q \frac{535}{\Delta t} \text{ ккал/м}^2/\text{час} \text{ } ^\circ\text{C},$$

где q — удельная нагрузка конденсаторов в кг/м^2 .

Скорость воды C_w в трубках может быть определена на основании уравнения неразрывности струи

$$C_w = \frac{\omega_{\kappa} n}{\frac{\pi}{4} d_a^2 z 3600} = \frac{\omega_{\kappa} n}{2825 d_a^2 z}, \quad (19)$$

где ω_{κ} — количество охлаждающей воды, поступающей в конденсатор в $\text{м}^3/\text{час}$;

n — количество ходов в конденсаторе;

d — внутренний диаметр трубки в метрах;

z — количество трубок в конденсаторе.

На фиг. 8 приведены кривые зависимости полного коэффициента теплопередачи κ от скорости воды в трубках для различных средних температур охлаждающей воды в конденсаторе $\left(\frac{t_a + t_e}{2}\right)$.

Количество ходов в конденсаторе бывает не более четырёх. Чаще всего применяют конденсаторы двухходовые. В последнее время с целью снижения расхода энергии на подачу охлаждающей воды применяют одноходовые конденсаторы. Число ходов n в конденсаторе можно определить, пользуясь уравнением

$$n = \frac{F \cdot C_w \cdot d_a \cdot 3600}{4 l \omega_{\kappa}}, \quad (20)$$

где l — длина трубки в м.

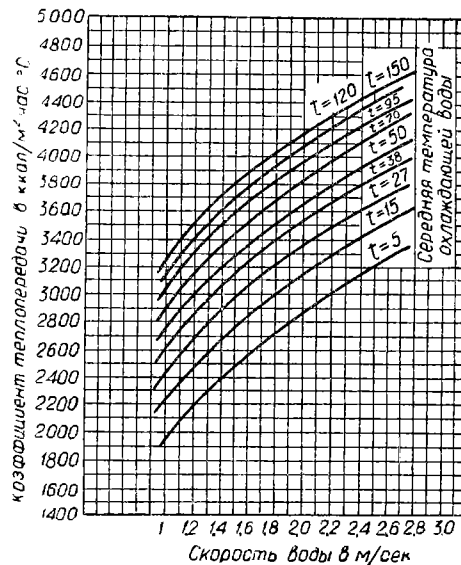
Определение поверхности охлаждения конденсатора в зависимости от теплосодержания отработавшего пара, давления в конденсаторе, кратности охлаждения и скорости воды в трубках конденсатора может быть произведено по номограмме (фиг. 9) для обратного водоснабжения (градирни и брызгальные бассейны) и по номограмме (фиг. 10а) для циркуляционного водоснабжения (реки и озёра).

Пример пользования номограммой (фиг. 9.)

- 1) теплосодержание отработавшего пара $i_2 = 590 \text{ ккал/кг}$;
- 2) кратность охлаждения отработавшего пара $m = 60$;
- 3) давление пара при входе в конденсатор $p_k = 0,07 \text{ ата}$;
- 4) скорость воды в трубках $C_w = 2,0 \text{ м/сек}$;
- 5) количество пара, поступающего в конденсатор $D_k = 20 \text{ т/час}$.

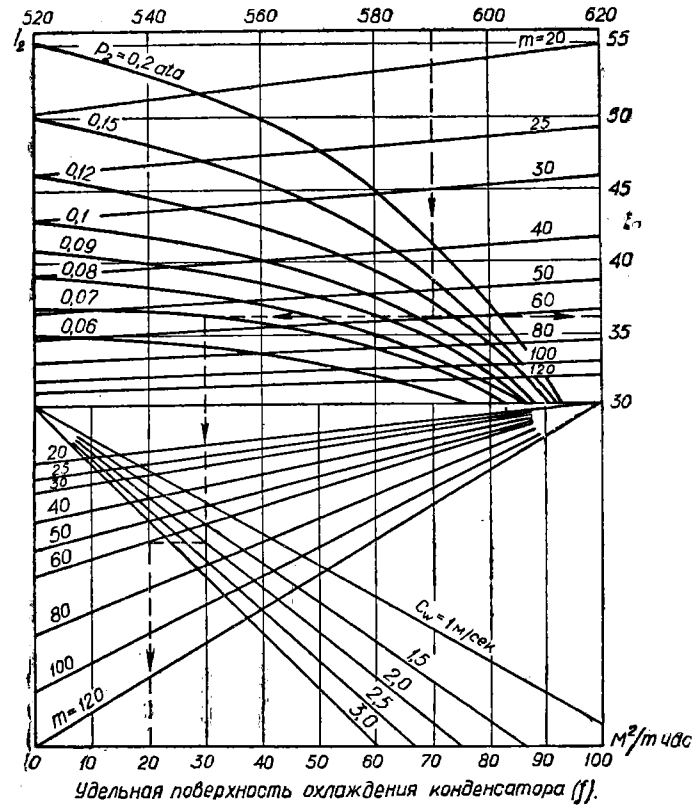
По этим данным нанесена на номограмме ломаная пунктирная линия, по которой находим температуру воды на выходе из конденсатора $t_a = 36,2^\circ$ и удельную поверхность охлаждения конденсатора $f = 20 \text{ м}^2/\text{м}^3/\text{час}$. Таким образом, полная охлаждающая поверхность конденсатора составит $F = f D_k = 20 \cdot 20 = 400 \text{ м}^2$. Аналогично определяется охлаждающая поверхность конденсатора по номограмме (фиг. 10а) для циркуляционного водоснабжения. Нанесённая на номограмме пунктирная ломаная линия соответствует данным:

- 1) теплосодержание отработавшего пара $i_2 = 580 \text{ ккал/кг}$;
- 2) кратность охлаждения отработавшего пара $m = 60$;
- 3) давление пара при входе в конденсатор $p_k = 0,05 \text{ ата}$;
- 4) скорость воды в трубках $C_w = 1,5 \text{ м/сек}$;
- 5) количество пара, вступающего в конденсатор, $D_k = 15 \text{ т/час}$.



Фиг. 8. Характеристика зависимости полного коэффициента теплопередачи κ от скорости воды в трубках для различных средних температур охлаждающей воды.

Пользуясь номограммой, находим: температуру воды по выходе из конденсатора $t_2 = 26^\circ$ и удельную поверхность охлаждения $f = 23 \text{ м}^2/\text{час}$; общая поверхность охлаждения конденсатора составит $F = 23 \cdot 15 = 345 \text{ м}^2$.



Фиг. 9. Номограмма для определения охлаждающей поверхности конденсатора при обратном водоснабжении. Температура охлаждающей воды t_2 — при входе в конденсатор принята 27° .

Зная поверхность охлаждения по уравнению (11), можно определить удельную нагрузку конденсатора, под которой следует понимать количество пара, конденсируемого одним квадратным метром охлаждающей поверхности

$$q = \frac{D_k}{F} \text{ кг}/\text{м}^2. \quad (21)$$

Величина удельной нагрузки конденсатора q обычно колеблется в пределах $45\text{—}55 \text{ кг}/\text{м}^2$.

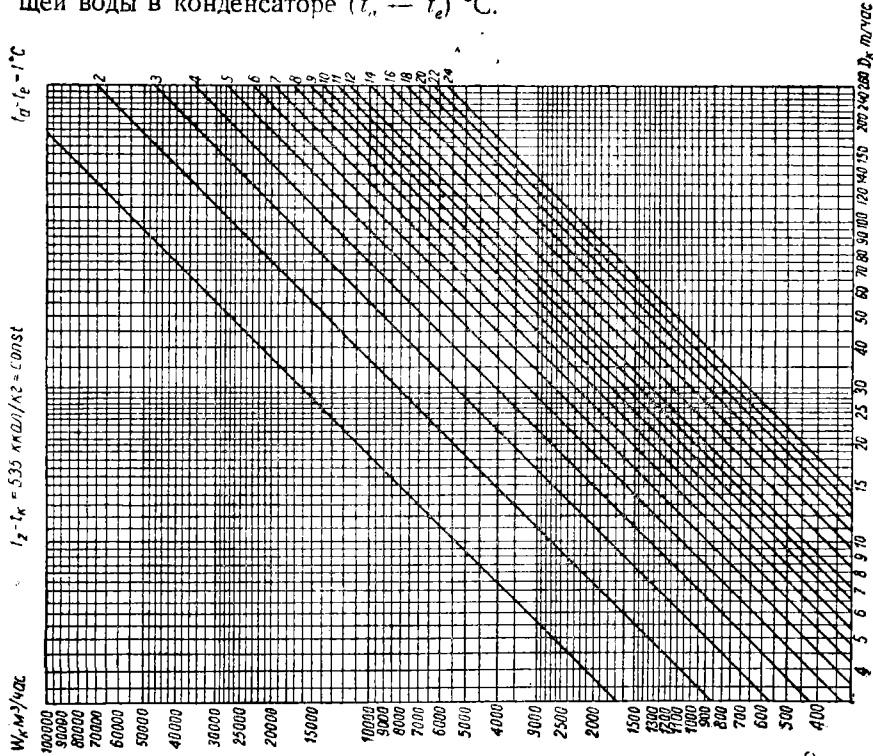
Обратная величина q называется удельной поверхностью конденсатора

$$f = \frac{1}{q} = \frac{F}{D_k} \text{ м}^2/\text{кг}/\text{час}.$$

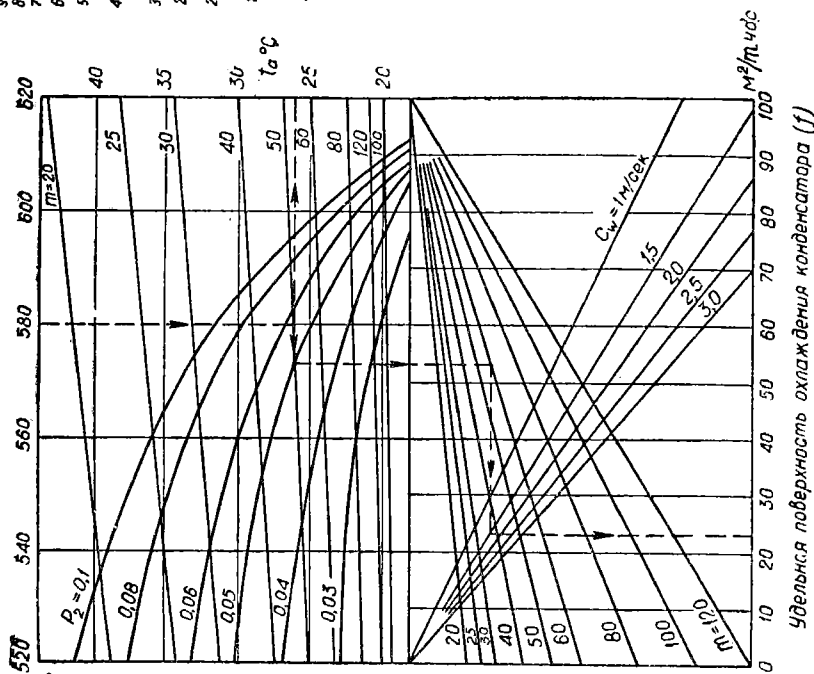
Количество охлаждающей воды, вступающей в конденсатор в условиях эксплуатации, может быть определено либо путём непосредственного измерения её, либо из уравнения теплового баланса конденсатора

$$W_k = \frac{D_k}{t_a - t_2} \cdot (i_2 - t_k) = 535 \frac{D_k}{t_a - t_2}. \quad (21a)$$

На фиг. 106 приведена номограмма, построенная на основе уравнения (21а), дающая зависимость между расходом охлаждающей воды W_k , $m^3/час$, расходом отработавшего пара D_k , $t/час$ и повышением температуры охлаждающей воды в конденсаторе $(t_a - t_e)$, $^{\circ}C$.



Фиг. 106. Номограмма зависимости W_k , D_k и $(t_a - t_e)$, $^{\circ}C$.



Фиг. 10а. Номограмма для определения охлаждающей поверхности конденсатора при циркуляционном водоснабжении. Температура охлаждающей воды t_e — при входе в конденсатор принята 15° .

Пример пользования номограммой.

- Дано: 1) количество пара, вступающего в конденсатор $D_k = 120$ $t/час$;
2) повышение температуры в конденсаторе $t_a - t_e = 14^{\circ}$.

По номограмме находим $W_k = 4500$ $m^3/час$.

Если найденный расход охлаждающей воды отличается от нормального (расчётного) расхода, то, пользуясь номограммой, можно определить новое значение вакуума и оценить улучшение или ухудшение экономичности паросиловой установки. Например, при нормальных условиях работы конденсатора $D_k = 120 \text{ т/час}$, $W_k = 6000 \text{ м}^3/\text{час}$ согласно номограмме повышение температуры в конденсаторе составляет $t_a - t_e = 10,5^\circ$.

Допустим теперь, что на работающем конденсаторе в результате замеров получено $D_k = 120 \text{ т/час}$; $t_a = 34,5^\circ$; $t_e = 21,0^\circ$ ($t_a - t_e = 13,5$) и при этом по номограмме $W_k = 4750 \text{ м}^3/\text{час}$.

Принимая температурный напор на выходе из конденсатора $t_2 - t_a = 5^\circ$, получим:

для случая нормальной работы конденсатора

$$t_2 = 21 + 10,5 + 5 = 36,5^\circ,$$

что соответствует давлению пара при входе в конденсатор — $p_k = 0,062$ и вакууму $V = 93,7\%$;

для случая работы конденсатора при $t_a = 34,5^\circ$ и $t_e = 21,0^\circ$

$$t_2 = 21 + 13,5 + 5 = 39,5^\circ,$$

что соответствует давлению пара при входе в конденсатор $p_k = 0,073 \text{ атм}$; вакуум при этом составит $92,7\%$.

Таким образом, для новых условий работы конденсатора вакуум ухудшится на $\Delta V = 93,7 - 92,7 = 1\%$, что снижает экономность установки приблизительно на $1,5 - 2,0\%$.

Количество воздуха и водяных паров, удаляемых из конденсатора

Как указывалось выше, для поддержания постоянного вакуума необходимо производить непрерывное удаление воздуха из конденсатора, которое осуществляется при помощи специальных воздушных насосов — пароструйных и водоструйных эжекторов. Для определения количества сухого воздуха, подлежащего удалению из конденсатора, пользуются следующими эмпирическими формулами:

для паровых турбин малой мощности

$$G_a = 1,5 \left(1,36 + \frac{D_k}{2000} \right) \text{ кг/час}; \quad (22)$$

для паровых машин

$$G_a = 10 + \frac{D_k}{1000} \text{ кг/час}. \quad (23)$$

Количество смеси сухого воздуха и водяных паров, подлежащей удалению из конденсатора, определяется уравнением

$$G_{см} = G \left(1 + \frac{0,625 p'_n}{p'_a} \right), \quad (24)$$

где p'_n — парциальное давление пара в месте отсоса воздуха из конденсатора (определяется по температуре отсасываемой смеси $t_{см} = t_e + 3^\circ$).

Парциальное давление воздуха p'_a в месте отсоса его из конденсатора (в конце конденсатора) определяется как разность между общим и парциальным давлением пара в конце конденсатора

$$p'_a = p'_k - p'_n. \quad (25)$$

В свою очередь, общее давление в конце конденсатора равно

$$p'_k = p_k - \Delta p, \quad (26)$$

где Δp — паровое сопротивление конденсатора в мм рт. ст.

$$\Delta p = \mu \frac{c^2}{v}, \quad (27)$$

где c — средняя скорость пара между трубками конденсатора в м/сек, величина которой обычно не превышает $60-80 \text{ м/сек}$;

v — удельный объём пара в $\text{м}^3/\text{кг}$;

μ — коэффициент, зависящий от способа разбивки охлаждающих трубок в трубной доске и от типа конденсатора.

$\mu = 0,0417$ для конденсаторов с нисходящим потоком пара и разбивкой трубок по треугольнику.

$\mu = 0,01585$ для конденсаторов с центральным потоком пара и разбивкой трубок по треугольнику.

$\mu = 0,00972$ для конденсаторов с центральным потоком пара и с разбивкой трубок по прямоугольнику.

Необходимо стремиться к тому, чтобы паровое сопротивление конденсаторов было возможно малым, так как это вызывает понижение температуры конденсата, но одновременно таким, чтобы скорость пара между трубками обеспечивала высокую передачу тепла от пара к стенкам трубок.

Для паровых двигателей малой и средней мощности величина парового сопротивления конденсатора обычно не превышает 5 мм рт. ст.

На полученное по формуле (24) весовое количество смеси, подлежащей удалению из конденсатора, и ведётся расчёт воздушного насоса. На фиг. 5 и 6 приведены схемы поверхностных конденсаторов с нисходящим и центральным потоками и пара диаграммы распределения давления в конденсаторе.

Мощность циркуляционного и конденсатного насосов

Насосы для подачи охлаждающей воды и откачки конденсата применяют исключительно центробежного типа, как наиболее портативные и надёжные в эксплуатации. Мощность циркуляционного насоса определяется по уравнению

$$N_{\text{ц}} = \frac{H_{\text{ц}} W_{\text{ц}} 1000}{3600 \cdot 75 \eta_{\text{н}}} \text{ л. с.}, \quad (28)$$

где $H_{\text{ц}}$ — полный напор, создаваемый насосом в м вод. ст.;

$W_{\text{ц}}$ — суммарный расход воды в м³/час;

$\eta_{\text{н}}$ — к.п.д. циркуляционного насоса (принимается равным 0,75—0,78).

Полный напор циркуляционного насоса складывается из следующих величин

$$H_{\text{ц}} = H'_{\text{с}} + H_{\text{н}} + H_{\text{п}} - H_{\text{с}}$$

Теоретическая высота всасывания (высота, на которой помещается насос над уровнем воды) $H_{\text{с}}$ зависит от температуры охлаждающей воды (табл. 1).

Таблица 1

Теоретическая высота всасывания

Высота всасывания в мм вод. ст.	Температура воды в град.				
	0	10	20	30	40
$H_{\text{с}}$	6,4	6,2	5,9	5,4	4,7

Действительная высота всасывания $H'_{\text{с}}$ меньше теоретической высоты $H_{\text{с}}$ на величину потерь во всасывающем трубопроводе. При температуре охлаждающей воды в 15° действительная высота всасывания составляет 4,5 — 5,5 м вод. ст.

Высота нагнетания $H_{\text{н}}$ зависит от расположения приёмного и сливного патрубков циркуляционной воды и равна расстоянию от оси насоса до наивысшей точки сливного трубопровода. Высота, необходимая для преодоления потерь $H_{\text{п}}$, включает сумму всех гидравлических потерь по водяному тракту и зависит, главным образом, от гидравлических потерь в водяных камерах и трубках конденсатора.

Высота сифона $H_{\text{с}}$ уменьшает общий напор и используется при естественных источниках водоснабжения, т. е. когда вода на выходе из конденсатора может

свободно сбрасываться в сливной колодец. Высота сифона H_c составляет обычно 7—8 м вод. ст.

Общее количество воды, на которое рассчитывается циркуляционный насос, включает кроме основного расхода воды на конденсатор также воду, расходуемую на масло и воздухоохладители. Расход этой воды составляет от 4 до 8% от расхода воды на конденсатор. Отбор воды на масло и воздухоохладители производится до входного приёмного патрубка водяной камеры конденсатора. Таким образом

$$W_u = W_k + W_m + W_s,$$

где W_k — количество воды, поступающее в конденсатор в кг/час;
 W_m и W_s — расход воды на масло и воздухоохладители.

Мощность двигателя, необходимая для привода насоса с учётом перегрузки на 15%, определяется по уравнению

$$N_m = 1,15 \frac{N_u}{1,36\eta_m} \text{ квт}, \quad (29)$$

где η_m — к.п.д. электродвигателя.

Аналогично мощность конденсатного насоса определяется по уравнению

$$N_k = \frac{H_k W_0 1000}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_k} \text{ л. с.}, \quad (30)$$

где H_k — полный напор, создаваемый конденсатным насосом в м вод. ст.;
 W_0 — количество конденсата, подлежащее удалению из конденсатора в м³/час;

η_k — к.п.д. насоса (принимается равным 0,6—0,65);

Полный напор конденсатного насоса складывается из следующих величин

$$H_k = H_v - H_a + H_n + H_n,$$

где H_a — высота столба воды в приёмном патрубке насоса, т. е. высота от уровня конденсата в конденсаторе до оси насоса в м вод. ст.;

H_v — напор, необходимый для преодоления разрежения в конденсаторе в м вод. ст.;

H_n — высота нагнетания, которая зависит от расположения насоса и напорной магистрали в м вод. ст.;

H_n — сумма потерь (гидравлических) по водяному тракту в м вод. ст.

Основной из составляющих величин напора является напор, необходимый для определения разрежения в конденсаторе и определяемый по уравнению

$$H_v = \frac{V}{100} \cdot 10 \text{ м вод. ст.}, \quad (31)$$

где V — вакуум в %.

Так при $V = 96\%$ $H_v = 9,6$ м вод. ст.

Производительность конденсатных насосов выбирают обычно с запасом против расчётной величины в 1,5—2 раза, т. е.

$$W_0 = (1,5 \div 2,0) D_k,$$

где D_k — количество пара, вступающего в конденсатор в кг/час.

Расчёт конденсатного насоса на повышенную производительность вызван необходимостью обеспечить полный забор конденсата из конденсатора на случай срыва работы насоса из-за попадания воздуха во всасывающую линию.

В табл. 2 приведены данные о циркуляционных и конденсатных насосах паровых турбин малой и средней мощности.

Данные о циркуляционных и конденсатных насосах для паровых турбин (по материалам Энергочермета)

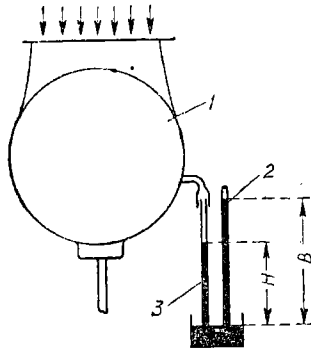
Таблица 2

Тип насоса	Завод-изготовитель	Производительность в м ³ /час	Максимальное давление в м вод. ст.	Число оборотов в минуту	Максимальная мощность электродвигателя в кВт	Максимальная температура воды в град.	Диаметр патрубков в мм		Вес в кг	Тип турбин, для которых насос предназначается	Число насосов на турбину	Примечание
							всасы-вающего	нагнетающего				
I. Насосы циркуляционные												
Ц-450	Кировский завод	1400	15—20	1450	121—140	15—25	450	450	—	АК-3 (ОК-30) АК-3,5 (ОК-35) МК-6-1/2	1	Турбины Кировского завода
L-14	ЛМЗ	1350	10—20	1000	Привод от главного вала турбины	35	—	—	—	АК-2,5-1 (СН-20) АП-2,5-1 (СА-20) АК-4-1 (СН-26) АП-4-1 (СА-26)	1	
14-НДС	Завод им. Калинина	1260	31	1000	То же	30	400	350	1800	АП-2,5-1 (С-20) АП-4-1 (С-26)	1	Турбины НЗЛ
L-18	ЛМЗ	2000— 2300	14—10	585	120	35	600	450	2450	АП-6-1 (С-46)	1	Турбины Кировского в-да
18-ДНС	Завод им. Калинина	1980	35	730	225	30	500	450	3500	АП-6-1 (С-4) АП-6-2 (ОКО-60)	1	Турбины НЗЛ
II. Насосы конденсатные												
КД-76	Кировский завод	25	27—29	1450	5,3—7	35—42	125	76	88	АК-3 (ОК-30) АК-3,5 (ОК-35) АП-2,5-1 (С-20)	1	
«Красный путиловец» (вертикальн.)	Кировский завод и НЗЛ	27—35	23—21	1450	Привод от вала турбины	35—42	—	—	280	АК-2,5-1 (С-20) АП-4-1 (С-26)	1	
КД-100	Кировский завод	75	42—44	1450	18—25	35—42	200	100	360	АК-4-1 (СН-26) АП-2,5-1 (С-20) АП-6-1 (С-46)	1	Резервный
КД-150 КД-151	ЛМЗ	80—150	44—40	1450	45	90	250	150	430	АП-6-2 (ОКО-60) МК-6-1/2	1	

Вакуум и абсолютное давление

Вакуумом называется отношение разрежения в конденсаторе к барометрическому давлению, выраженное в %, т. е.

$$V = \frac{H}{B} \cdot 100\%. \quad (32)$$



Фиг. 11. Схема измерения разрежения в конденсаторе: 1 — конденсатор; 2 — барометр; 3 — вакуумметр.

Разрежение в конденсаторе измеряется при помощи ртутных вакуумметров, как это показано на схеме фиг. 11.

Для сравнения работы отдельных установок, находящихся в условиях разных атмосферных давлений, действительное показание вакуума приводят к нормальным условиям, т. е. к стандартному барометрическому давлению ($B = 760$ мм рт. ст.), тогда так называемый приведенный вакуум выразится уравнением

$$V_{прив} = \frac{760 - (B - H)}{760} \cdot 100\%. \quad (33)$$

Абсолютное давление в конденсаторе $p_k = \frac{B - H}{735,6} \text{ атм}$, где B и H выражены в мм рт. ст.

61. КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРОВ

Все конденсаторы паровых двигателей подразделяются на два основных типа: смешивающие и поверхностные.

Смешивающие конденсаторы, в свою очередь, подразделяются на 1) инжекционные и 2) струйные.

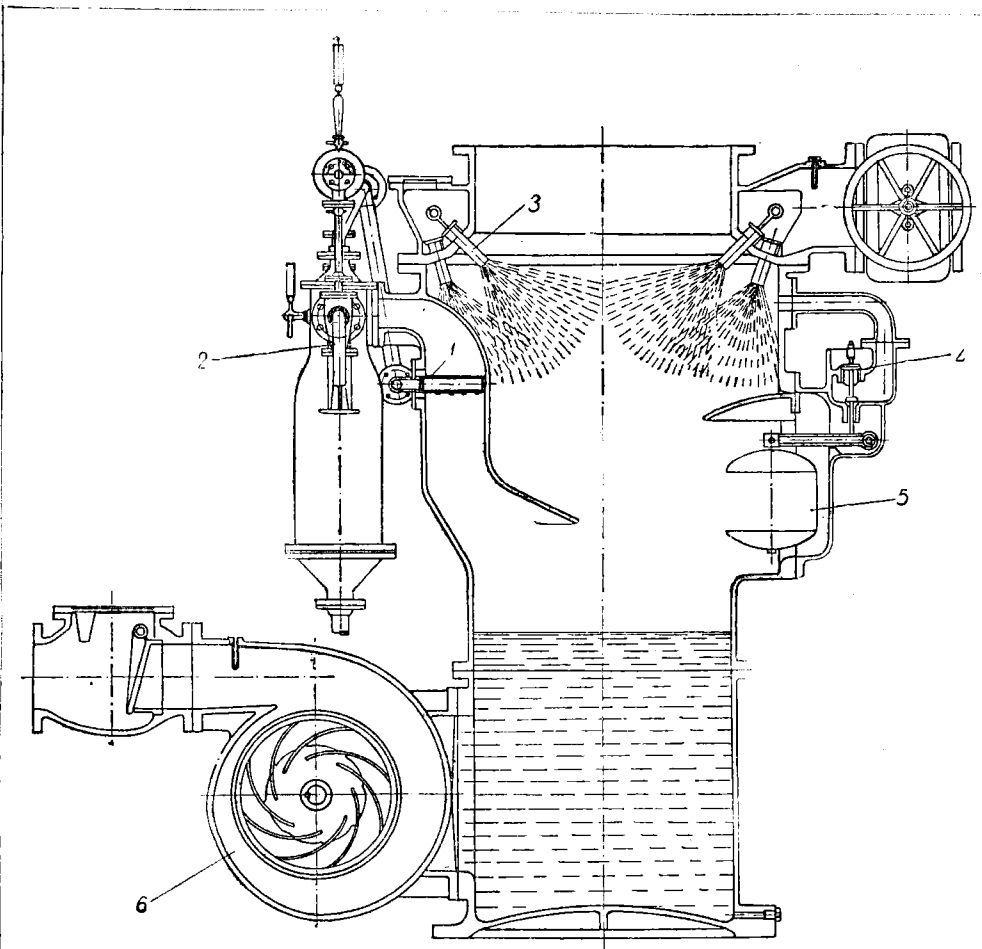
На фиг. 12 изображен типовой инжекционный конденсатор. В верхней части конденсатора расположен приёмный патрубок, соединяющийся с выхлопной частью машины. Охлаждающая вода по трубе, расположенной справа, подаётся в кольцевое пространство, из которого через сопла попадает в конденсатор. Левая внутренняя полость конденсатора предназначена для удаления воздуха, который отсасывается пароструйным эжектором. Для охлаждения воздуха в отсасывающей камере размещён охладитель разбрызгивающего типа.

На фиг. 13 приведён в продольном сечении струйный конденсатор типа Кретинга. Приёмный патрубок для пара B расположен сбоку конденсатора, а охлаждающая вода поступает сверху в кольцевую камеру C , откуда через ряд сопловых насадок выходит с большой скоростью. Поток воды из насадок направляется в горловину составной трубы, образующей кольцевые конические каналы K , через которые засасывается паровоздушная смесь. Смесь воды и воздуха подаётся в диффузор D , где скорость этой смеси уменьшается, а давление возрастает. В выходном сечении диффузора давление смеси приблизительно на $1,3 \text{ атм}$ выше атмосферного. Фланец E служит для подсоединения поплавкового регулятора.

Поверхностные конденсаторы. По направлению обработавшего пара поверхностные конденсаторы разделяются на три основных типа: 1) конденсаторы с нисходящим потоком пара; 2) конденсаторы с боковым потоком пара; 3) конденсаторы с центральным потоком пара.

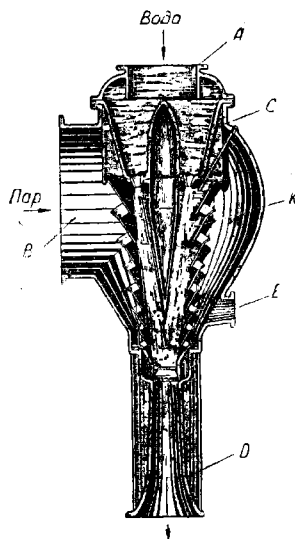
Схемы поверхностных конденсаторов были приведены на фиг. 5 и 6. Схема конденсатора с боковым потоком пара приведена на фиг. 14.

В первых двух типах конденсаторов отсос воздуха производится в нижней части конденсатора с одной либо двух сторон. В третьем типе конденсаторов отсос воздуха производится из центральной части конденсатора, причём трубная доска, в которой расположены охлаждающие трубки, смещена вниз по

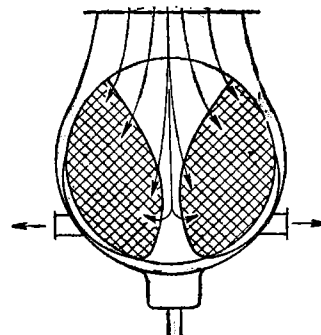


Фиг. 12. Инжекционный конденсатор:

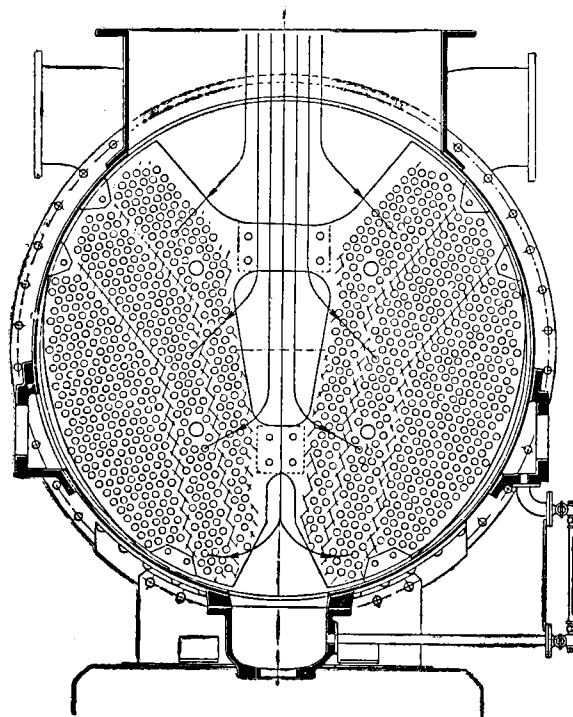
1 — разбрызгивающий охладитель; 2 — пароструйный эжектор; 3 — разбрызгивающие сопла; 4 — воздушный клапан; 5 — поплавок; 6 — циркуляционный насос.



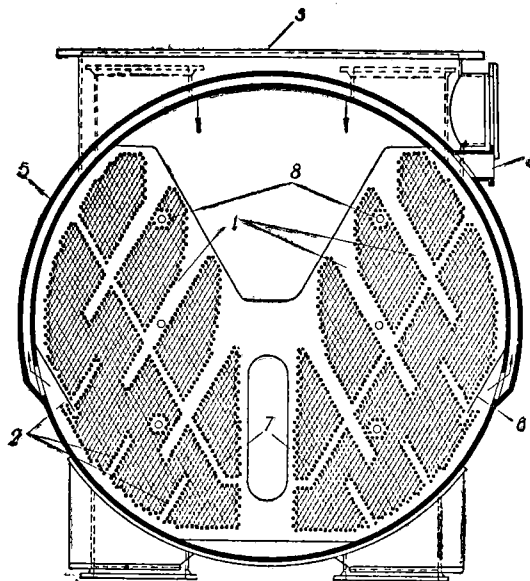
Фиг. 13. Струйный конденсатор.



Фиг. 14. Схема конденсатора с боковым направлением потока пара.



Фиг. 15. Конденсатор типа OV с боковым направлением потока пара.



Фиг. 16. Конденсатор типа OV с боковым направлением потока пара (новая конструкция):
 1 — боковые проходы пара; 2 — воздушные щели; 3 — приёмный патрубок конденсатора; 4 — патрубок для отсоса воздуха; 5 — воздушный канал; 6 — металлические перегородки; 7 — канал, проходящий по разделяющей перегородке; 8 — анкерные связи.

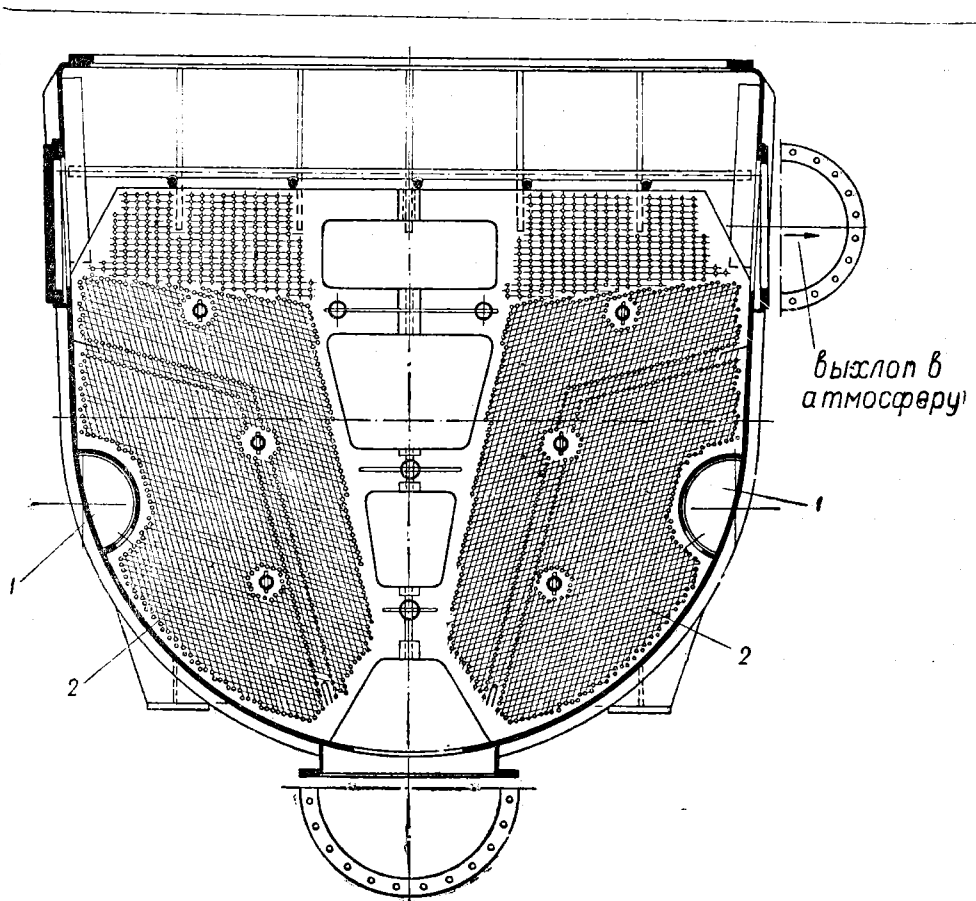
поверхности, а наличие щелей 2 облегчает выход паровоздушной смеси из конденсатора. Конденсатор имеет два хода.

отношению к корпусу конденсатора. Такое эксцентричное положение трубной доски позволяет осуществить боковые проходы для пара и обеспечить хорошее омывание наружных трубок конденсатора по периферии.

На фиг. 15 изображён в разрезе конденсатор типа OV с боковым потоком пара. Трубки расположены двумя отдельными группами с V-образным промежутком. Отработавший пар имеет свободный доступ к поверхности трубок как в поперечном, так и в продольном направлениях, а также имеет возможность проходить в нижнюю часть конденсатора, чем обеспечивается постоянный подогрев конденсата. В связи с последним этот конденсатор относится к числу так называемых регенеративных конденсаторов. Отсос воздуха происходит через боковые патрубки, против которых установлены металлические дырчатые листы, позволяющие производить равномерный отсос воздуха. Конденсатор имеет три хода.

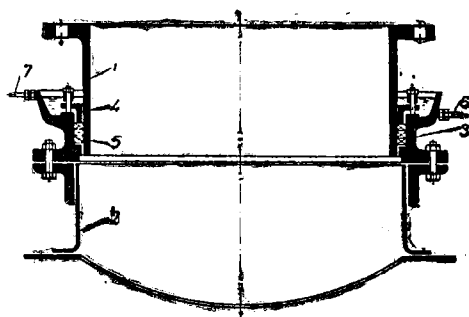
К положительным особенностям этого конденсатора следует отнести: 1) короткий путь для прохода пара, уменьшающий паровое сопротивление конденсатора; 2) почти полное отсутствие переохлаждения конденсата.

На фиг. 16 представлен разрез конденсатора типа OV новой конструкции. В отличие от рассмотренного конденсатора, в этой конструкции охлаждающие трубки размещены с таким расчётом, что помимо свободного V-образного пространства образован ряд узких проходов 1 и воздушных щелей 2. Наличие проходов 1 способствует лучшему проникновению пара в глубь охлаждающей



Фиг. 17. Конденсатор типа OV с боковым потоком пара конструкции ЛМЗ имени Сталина:

1 — коллекторы для отсоса воздуха; 2 — пучок трубок первого хода; 3 — пучок трубок второго хода.



Фиг. 18. Сальниковое соединение турбины с конденсатором:

1 — переходной патрубок; 2 — приёмный патрубок конденсатора; 3 — переходной фланец; 4 — сальник; 5 — набивка сальника; 6 — трубка для подвода конденсата; 7 — сливная трубка.

Таблица 3

Характеристика конденсаторов паровых турбин малой мощности

	Типы турбин			
	ОК-30	СН-26 СР-26	СР-46	ТН-65
	трёхходовой ВВС	двухходовые МВ в одном блоке		
Расход пара через конденсатор в $m/час$	16,5	21,2	—	50
Расход охлаждающей воды ($V=96\%, t_e=15^\circ$) в $m/час$	—	—	1900	2590
Поверхность охлаждения в m^2	343	243	460	840
Диаметр трубок в mm	17/19	17/19	—	—
Водяное сопротивление в m вод. ст.	5,8	3,7	4,0	3,0
Длина конденсатора в m	Около 5,0	Около 4,0	—	Около 5,3
Ширина конденсатора в m	Около 2,0	Около 1,5	—	Около 2,9
Высота конденсатора в m	Около 2,0	Около 1,5	—	Около 3,4
Вес конденсатора без воды в t	8,87	7,8	—	22,63

На фиг. 17 представлен разрез конденсатора типа ОУ ЛМЗ имени Сталина. Верхняя часть трубок разбита по прямоугольнику, что облегчает проход пара в глубь охлаждающей поверхности. Отсос воздуха производится с двух сторон при помощи коллектора, расположенного по длине конденсатора с отверстиями в нижней части.

Таблица 4

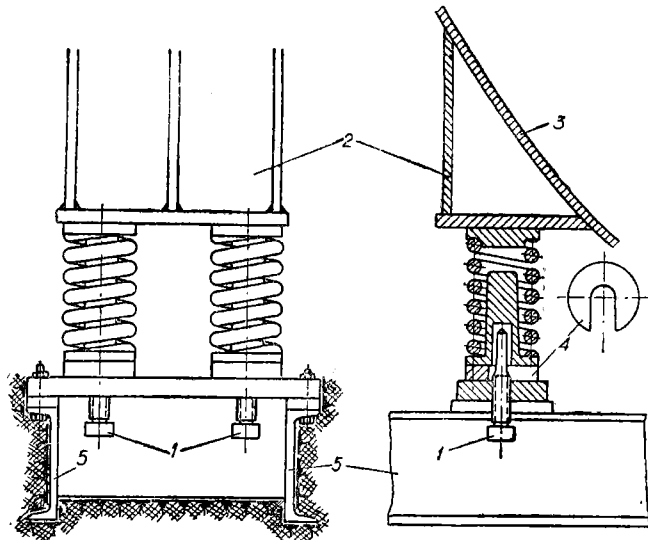
Характеристика конденсаторов ЛМЗ малой мощности

Тип конденсатора	Тип турбин	Вес конденсатора в t		Число трубок в шт.	Размер трубок в mm		Поверхность охлаждения конденсатора в m^2	Площадь сечения одного хода воды в m^2	Гидравлическое сопротивление конденсатора в m вод. ст.	Расход охлаждающей воды в $m^3/час$
		без воды	вода в водяном пространстве		d_e / d_n	l				
6-К-1	МК-6-1	32,0	43,0	4960	17/19	5070	1480	0,560	6,60	5000
6-КП-1		44,9	63,1	4420	22/24	6080	2000	0,840	2,74	5000
6-КП-2		42,5	59,9	3880	22/24	6080	1735	0,735	3,50	5000
6-КП-3		40,9	56,6	3440	22/24	6080	1500	0,635	4,75	5000
6-КМ-1		51,2	69,4	4420	22/24	6080	2500	0,740	2,74	5000
6-КМ-2		45,2	65,2	3860	22/24	6080	1750	0,735	3,50	5000
6-КМ-3	47,2	62,9	3340	22/24	6080	1500	0,635	4,75	5000	
ОК-30	ОК-30	8,9	—	1730	17/19	3560	343	—	4,5/5,8	1080/1200
С26	СР-26	7,2	—	1400	17/19	3100	243	—	4,8	1350
С20	СР-20	6,6	—	1020	17/19	3100	176	—	4,8	800
ТН-65	ТН-65	22,6	—	3600	17/19	4160	140	—	3,8	2400

Соединение турбины с конденсатором может быть жёстким или эластичным.

В первом случае между патрубками турбины и конденсатора вводят компенсатор в виде сальника (фиг. 18) или обычного волнистого (гофрированного) патрубка. Сальниковый компенсатор состоит из переходной трубы 1, фланца чашеобразной формы 3 для заполнения её конденсатом и нажимной втулки 4. Пространство между передней трубой и фланцем заполняют набивочным материалом (промасленным асбестовым канатом), который поджимается втулкой 4. Для создания гидравлического уплотнения в уширенную часть фланца постоянно подводится конденсат по трубке 6, а излишняя вода удаляется по трубке 7. Такие компенсаторы применяются обычно в турбинах малой мощности. Для турбин средней и большой мощности эластичное соединение патрубков достигается при помощи пружин. В этом случае патрубков турбины и конденсатора

соединяются между собой жёстко при помощи болтов либо свариваются, а конденсатор при помощи специальных лап опирается на пружины.



Фиг. 19. Пружинная опора конденсатора конструкции ЛМЗ имени Сталина.

1 — отжимные болты; 2 — лапа конденсатора; 3 — корпус конденсатора; 4 — установочная шайба; 5 — балка фундамента.

На фиг. 19 представлена конструкция пружинной опоры конденсатора ЛМЗ имени Сталина. В таблицах 3 и 4 даны характеристики конденсаторов паровых турбин малой и средней мощности.

62. ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОНДЕНСАТОРОВ

Весьма существенным фактором для нормальной работы паросиловой установки в условиях эксплуатации является поддержание вакуума в конденсаторе постоянным. При полной нагрузке турбины повышение давления в конденсаторе на $0,01 \text{ кг/см}^2$ или, что равносильно снижению вакуума на 1%, снижает экономичность всей установки на 1—2%.

Падение вакуума в конденсаторе может происходить по следующим основным причинам: 1) присос воздуха через неплотности конденсатора; 2) попадание воды в паровое пространство; 3) загрязнение охлаждающих трубок; 4) падение производительности циркуляционного и воздушного насосов из-за неисправности последних; 5) повышение температуры охлаждающей воды.

Присос воздуха чаще всего наблюдается в концевых уплотнителях вала турбины, в соединительных частях подогревателей и испарителей, находящихся под вакуумом, реже в соединениях самого конденсатора.

Простейший способ нахождения неплотностей во время работы установки заключается в том, что ко всем сомнительным в отношении плотности местам подносят горящую свечу и по отклонению пламени её определяют место засасываемого воздуха. Иногда для этой цели применяют мыльную обмазку.

Воздушная плотность конденсатора может быть практически определена следующим путём. При холостом ходе турбины выключают эжектор (или другое воздухоудаляющее устройство), оставив в работе циркуляционные и конденсатные насосы и подачу пара на уплотнение. Затем наблюдают постепенное ухудшение вакуума, производя запись падения вакуума через каждые полминуты. По этим данным строят кривую зависимости падения вакуума от времени и сравнивают её с такой же кривой, полученной при парадном испытании. В нормально работающих конденсаторах величина падения

вакуума не должна превосходить 4 мм рт. ст. в минуту, а в хорошо выполненных конденсаторах она составляет 0,5—1 мм рт. ст. в минуту. Большая величина падения вакуума указывает на наличие воздушной неплотности в системе.

Существенную роль в эксплуатации играет также водяная плотность конденсатора, нарушение которой ведёт не только к ухудшению вакуума, но и к ухудшению качества конденсата, идущего на питание паровых котлов.

Наличие пропускания воды определяется путём химического анализа конденсата.

В современных установках применяют специальные приборы-солемеры, непрерывно регистрирующие солесодержание конденсата. Приборы эти построены на принципе изменения плотности среды. В нормальных условиях солесодержание в конденсате не должно превосходить 1—3 мг на 1 л. Определение воздушной и водяной неплотностей производится также путём заполнения парового пространства конденсатора водой.

Охлаждающие трубки всегда подвергаются загрязнению как с внешней (паровой), так и с внутренней (водяной) сторон. Значительное загрязнение имеет место с внутренней стороны трубок, на которых осаждаются кальциевые и магниевые соли, а также отложения в виде микроорганизмов (слизи и шлама растительного происхождения) и взвешенных механических частиц.

Чистка трубок производится: 1) промывкой путём повышения скорости циркуляционной воды, 2) химической очисткой, 3) механической очисткой.

Чистка конденсатора повышением скорости воды применяется в том случае, если отложения представляют собой рыхлую массу и находятся в воде во взвешенном состоянии и в тех конденсаторах, конструкция которых позволяет менять проходное сечение трубок при неизменной подаче холодной воды.

Химическая очистка применяется для удаления плотных осадков. Очистка производится 5-процентным раствором соляной кислоты следующим образом. Выпускают всю воду из водяного пространства конденсатора, наполняя паровое пространство водой, затем приготовленный заранее 5-процентный раствор соляной кислоты прокачивают насосами через охлаждающие трубки. Для ускорения реакции раствор подогревают до температуры 50—60°.

Для предохранения трубок от влияния соляной кислоты водяное пространство после травления кислотой тщательно промывают циркуляционной водой, а затем содовым раствором для получения щелочной реакции в промывочной воде.

Для удаления мягких осадков илистого или глинистого характера применяют выщелачивание конденсатора каустической содой. Для этого в водяную камеру конденсатора вводят сухую каустическую соду из расчёта 0,5% по весу от веса воды. Затем водяное пространство заполняют водой, подогревая её паром до температуры 60—70° в целях создания циркуляции раствора. Выщелачивание продолжается от 6 до 24 час. в зависимости от характера и толщины осадка. После окончания операции водяное пространство необходимо хорошо промыть циркуляционной водой.

Наиболее распространённым, но дорогим способом чистки является механическая чистка трубок, которая производится при помощи специальных металлических щёток — ершей или шарошек. Часто для чистки трубок применяют песок, прогоняемый в каждую трубку под давлением воздуха или воды. Однако этот способ сильно изнашивает трубки. Иногда для чистки применяют смесь песка с золой, эта смесь готовится в специальном баке, откуда подаётся по шлангу под давлением сжатого воздуха в 5—7 атм.

Указанные способы чистки конденсаторных трубок могут производиться во время работы турбины, если конденсатор разделён на две самостоятельные части вертикальными перегородками в водяных камерах. Вследствие отключения одной из половин конденсатора вакуум несколько снижается, а мощность двигателя может упасть до 40%.

Как показала практика эксплуатации, весьма эффективным средством против загрязнения трубок микроорганизмами является применение хлорирования воды перед поступлением её в конденсатор.

Для хлорирования воды применяется хлорная известь, которую загружают во всасывающий патрубок циркуляционных насосов в количестве одной бочки за смену.

Весьма важным средством для устойчивой работы конденсатора является поддержание уровня конденсата в конденсаторе на определенной высоте, т. е. не выше нижнего ряда охлаждающих трубок. Для этой цели у сборника конденсата устанавливается водомерное стекло, на котором нанесена отметка крайнего положения уровня конденсата.

На многих теплосиловых установках сохранилось старое оборудование, к числу которого относятся также конденсаторы устаревших конструкций различных типов и систем. Как показала практика эксплуатации, большинство этих конденсаторов работают неудовлетворительно из-за наличия малых удельных нагрузок поверхности охлаждения (достигающих 20—30 $кг/м^2$ против 50—60 $кг/м^2$ в нормальных конденсаторах), высокого парового сопротивления, достигающего 10—15 мм рт. ст., и значительного переохлаждения конденсата. Реконструкция старых конденсаторов, проводимая в настоящее время на ряде паросиловых установок, сводится либо к увеличению поверхности охлаждения в случае высоких паровых нагрузок, либо к удалению части трубок с образованием проходов для пара в толще охлаждающей поверхности в случае повышенного парового сопротивления и переохлаждения конденсата. Большое значение в реконструируемых конденсаторах имеет также правильное расположение отсасывающих воздушных коллекторов в конденсаторах. Эти мероприятия не представляют большой сложности и могут быть выполнены силами и средствами данного предприятия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анатолиев Ф. А., Расчёт вспомогательных устройств паросиловых установок, ОНТИ НКТП СССР, 1936.
 2. Макеев В. А., Конденсационные устройства паросиловых установок, ОНТИ — Энергоиздат, 1933.
 3. Казанский А. М., Конденсационные устройства, ГОНТИ, 1939.
 4. Блюдов Б. П. Конденсационные устройства паросиловых турбин — Госэнергоиздат, 1951.
 5. Бункин В. И., Эксплуатация паротурбинных установок, Госэнергоиздат, 1950.
-

ГЛАВА VIII

ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

63. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВКАХ

В истории развития газовых турбин огромную роль сыграли русские учёные, инженеры и техники. Ещё в 1806—1813 гг. замечательный русский мастер Поликарп Залесов изобрёл первую паровую турбину и построил её на Сузунском заводе на Алтае. На Нижне-Тагильском заводе на Урале строились турбины ещё в первой половине XIX века. Первую газовую турбину постоянного давления построил в 1897 г. русский инженер П. Д. Кузьминский. Первая газовая турбина постоянного объёма также была построена в 1906—1908 гг. русским инженером Каровидиным.

Теория тепловых процессов в паровых и газовых турбинах успешно развивается далее нашими учёными М. В. Кирпичёвым, Б. Н. Юрьевым, Б. С. Стечкиным, Г. Ф. Проскура, С. А. Христиановичем, В. В. Уваровым и другими. Украинским учёным В. М. Маковским была разработана и построена газотурбинная установка для использования газов подземной газификации углей в Донбассе.

Газовые турбины сочетают в себе высокие качества и преимущества, свойственные, с одной стороны, паровым турбинам: быстрходность, компактность, большие мощности в одном агрегате, с другой стороны, — двигателям внутреннего сгорания: возможность работать с высокими температурами цикла и, как следствие, с высокой экономичностью.

Установки с газовыми турбинами не требуют котельной с её громоздкой и довольно сложной топливоподачей и водоподготовкой. Отсутствуют конденсационные устройства. При сооружении газотурбинных установок требуются меньшие капитальные затраты, меньшие площади и объём здания.

Расход воды в газотурбинных установках либо вовсе отсутствует, либо незначителен по сравнению с паросиловыми установками. Это обстоятельство должно способствовать прежде всего быстрому распространению газовых турбин в районах с незначительными водными ресурсами.

Газовая турбина может работать на газообразном и жидком топливе. Чрезвычайно важным вопросом для газотурбинных установок является решение проблемы сжигания твёрдых топлив, так как только в этом случае газовая турбина будет успешно конкурировать с паровой турбиной.

64. ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ СО СГОРАНИЕМ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

Газотурбинная установка, в основном, состоит из следующих элементов: воздушного компрессора, камеры сгорания, собственно газовой турбины и пускового двигателя. В газовой турбине, состоящей из направляющих аппаратов и рабочих колёс, преобразование внутренней энергии газа в механическую происходит так же, как и в ступенях паровой турбины. В остальных элементах схемы происходит подготовка рабочего тела для работы турбины.

Простейшая схема газотурбинной установки, состоящей из воздушного компрессора K , камеры сгорания KC , газовой турбины T , генератора электрической мощности G и пускового двигателя D , изображена на фиг. 1.

Процесс газотурбинной установки представлен в диаграмме $p-v$ и TS (фиг. 3).

Воздух из окружающего пространства с параметрами p_1, T_1 поступает в воздушный компрессор, где, сжимаясь до состояния p_2, T_2 , направляется в камеру сгорания, куда топливным насосом подается также и топливо.

Сгорание топлива в камере сгорания происходит при постоянном давлении $p = \text{пост.}$

Образовавшиеся продукты сгорания с температурой T_3 и давлением p_3 направляются в газовую турбину, где, расширяясь до давления и температуры выхлопа p_4, T_4 , производят механическую работу. Из газовой турбины продукты сгорания через выхлопную трубу поступают в атмосферу.

Развиваемая турбиной мощность частично идет на покрытие мощности, потребляемой компрессором, остальная является полезной мощностью двигателя.

Первоначальный запуск установки осуществляется пусковым двигателем, мощность которого составляет 3—4% от полезной мощности турбины.

Экономичность описанной простой установки в случае работы при небольшой начальной температуре сравнительно невелика, поэтому используются различные приемы для ее увеличения.

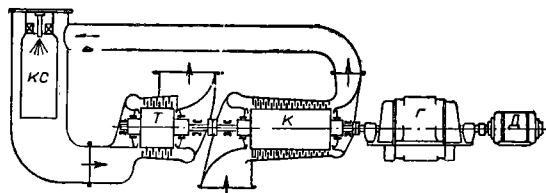
Простейшим приемом улучшения схемы установки является использование тепла отходящих газов. Для этой цели воздух по выходе из компрессора пропускается через теплообменный аппарат, обогреваемый выхлопными газами турбины. За счет тепла, переданного выхлопными газами воздуху перед входом его в камеру сгорания, уменьшается количество топлива, необходимого для поднятия температуры продуктов сгорания до заданной величины.

В отличие от этой схемы газотурбинную установку можно осуществить с протеканием процесса сгорания при постоянном объеме, т. е. с возрастанием давления в самом процессе сгорания.

В этом случае камера сгорания снабжена клапанами на стороне всасывания и нагнетания. Сгорание топлива, таким образом, происходит в замкнутом пространстве и, следовательно, с повышением давления в самом процессе сгорания.

В конце процесса сгорания продукты сгорания через выхлопной клапан направляются в турбину, давление газов перед турбиной при этом постепенно падает, следовательно, падает и скорость истечения газов из направляющего аппарата, турбина работает с переменной скоростью газа на окружности колеса. Последнее обстоятельство вызывает снижение внутреннего относительного к.п.д. турбины. В связи со сложностью работы клапанного распределения, в настоящее время больше распространены камеры сгорания постоянного давления.

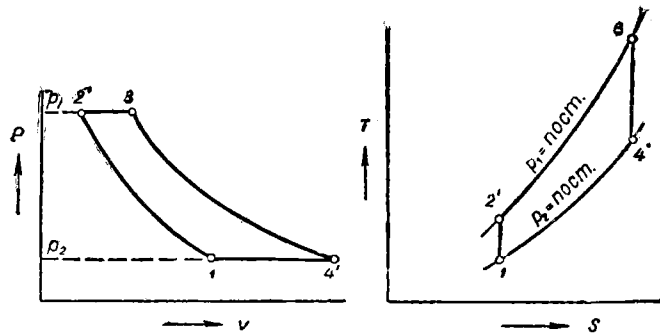
Основным рабочим телом, применяемым в современных газотурбинных установках, является воздух в смеси с продуктами сгорания топлива. Однако могут быть применены с успехом и другие газы, например водород, теплоемкость которого выше в четырнадцать раз, а теплопроводность — в 6,8 раза, по сравнению с воздухом; плотность, наоборот, в четырнадцать раз меньше воздуха.



Фиг. 1. Схема газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении.

65. ЦИКЛЫ ГАЗОВЫХ ТУРБИН СО СГОРАНИЕМ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

Идеальный цикл газовой турбины (фиг. 2) характеризуется линиями: $1-2'$ — адиабатическое сжатие; $2'-3$ — сгорание топлива при $p = \text{пост.}$; $3-4'$ — адиабатическое расширение; $4'-1$ — отвод тепла от выхлопных газов.



Фиг. 2. Цикл идеальной турбины постоянного горения: ($p = \text{пост.}$).

Работа турбины при адиабатическом расширении определяется из уравнения

$$L_{m.ад} = \frac{C_p}{A} (T_3 - T_4').$$

Работа, затраченная на привод компрессора:

$$L_{к.ад} = \frac{C_p}{A} (T_2' - T_1),$$

где C_p — теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном давлении; берётся, как среднее значение за соответствующий интервал изменения температур;

A — тепловой эквивалент работы.

Подставляя вместо

$$C_p = AR \frac{k}{k-1},$$

$$\frac{T_4'}{T_3} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}};$$

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ и } \frac{p_1}{p_2} = \varepsilon,$$

где ε — степень повышения давления в компрессоре,

k — показатель адиабаты,

R — газовая постоянная,

получим:

$$L_{m.ад} = \frac{k}{k-1} RT_3 \left[1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}} \right];$$

$$L_{к.ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Подведённое в цикле тепло равняется

$$Q_1 = C_p (T_3 - T_2').$$

Термический к. п. д. цикла

$$\eta_t = \frac{(T_3 - T_4') - (T_2' - T_1)}{(T_3 - T_2')} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Следовательно, в идеальном цикле термический к.п.д. зависит только от степени повышения давления.

Полезная работа турбины при идеальном цикле

$$L_{пол} = \frac{k}{k-1} R \left[T_3 \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{k-1}{k}}} \right) - T_1 \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right].$$

Действительный цикл газовой турбины (фиг. 3). Располагаемый внутренний теплоперепад в турбине:

$$H_i^T = C_p \cdot T_3 \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_T.$$

Располагаемый внутренний теплоперепад в компрессоре:

$$H_i^k = C_p T_1 \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k},$$

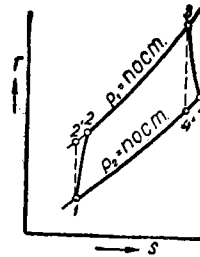
где η_T, η_k — к. п. д. турбины и компрессора.

Теплота, полученная при сжигании топлива в камере сгорания,

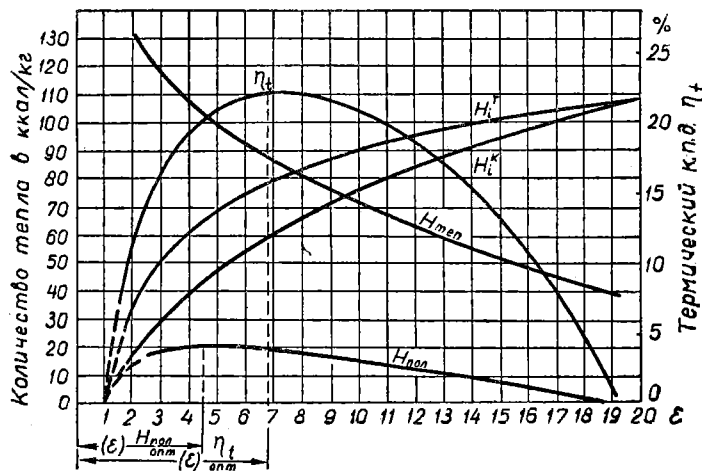
$$H_{мен} = C_p \left[T_3 - T_1 - \frac{1}{\eta_k} \cdot T_1 \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right].$$

К. п. д. действительного цикла

$$\eta_{ци} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{k-1}{k}}} \right) \eta_T - \tau \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k}}{\left[1 - \tau - \frac{1}{\eta_k} \tau \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]}.$$



Фиг. 3. Тепловой процесс в TS-диаграмме с учётом внутренних потерь в турбине и в компрессоре.



Фиг. 4. Основные зависимости в цикле газовой турбины ($p = \text{пост}$):

$$t_3 = 600^\circ; t_1 = 15^\circ; \eta_T = 0,88; \eta_k = 0,845.$$

В действительном цикле к. п. д. зависит от температуры газа перед турбиной, от степени повышения давления, а также от к.п.д. турбины и компрессора.

Зависимости $H_i^T, H_i^k, H_{мен}, H_{пол}$ и $\eta_{ци}$ от ϵ показаны на фиг. 4.

Из фиг. 4 видно, что максимум термического к.п.д. достигается при более высоких значениях степени повышения давления, чем максимум полезной

мощности. Следовательно, оптимальное значение повышения давления должно удовлетворять обоим этим условиям.

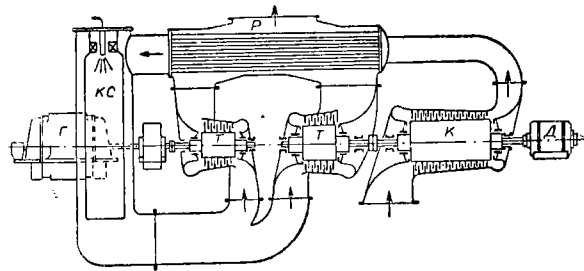
Действительный цикл газовой турбины с регенерацией. Тепло уходящих из турбины газов может быть использовано для подогрева сжатого воздуха, поступающего из компрессора в камеру сгорания. Для этой цели в установку включается теплообменный аппарат, называемый регенератором.

Схема газовой турбины с регенератором представлена на фиг. 5. Степенью регенерации называется отношение (см. фиг. 7)

$$\sigma = \frac{t_5 - t_3}{t_4 - t_2}$$

К. п. д. цикла с регенерацией

$$\eta_r = \frac{H_i^T - H_i^k}{H_{мен} - H_{рег}}$$



Фиг. 5. Схема газотурбинной установки с регенерацией.

При регенерации увеличиваются потери давления в воздушном (до турбины) и в газовом (за турбиной) трактах:

$$\Delta p_a = p_1 - p'_1 \text{ и } \Delta p_g = p'_2 - p_2.$$

Поэтому внутренний теплоперепад в турбине будет:

$$H_i^T = C_p T_3 \left(1 - \frac{1}{\epsilon'^k} \right) \eta_T.$$

H_i^k — остаётся такое же, как и в процессе без регенерации

$$\epsilon' = \frac{p'_1}{p_2}.$$

Тогда к. п. д. будет

$$\eta_{\theta} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\epsilon'^k} \right) \eta_T - \tau \left(\frac{k-1}{k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k}}{1 - (1 - \sigma) \tau \left[1 + \left(\frac{k-1}{\epsilon'^k} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] - \sigma \left[1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{\epsilon'^k} \right) \right]}$$

При регенерации тепла к.п.д. растёт, но полезная работа несколько снижается, так как растут потери в воздушном и газовом трактах регенератора. На фиг. 6 построены кривые η_{θ} в зависимости от степени повышения давления ϵ для различных τ .

Из этого рисунка видно, что с увеличением степени регенерации максимум к.п.д. смещается в сторону меньших степеней повышения давления.

Регенератор должен иметь для заданной поверхности нагрева минимальные габариты и минимальные значения сопротивлений по воздушному и, в особенности, по газовому тракту.

Поверхность нагрева регенератора

$$\frac{F}{G_a} = \frac{C_p}{k} \cdot \frac{\alpha}{1-\alpha}$$

где F — поверхность регенератора в m^2 ;

G_a — расход воздуха в $kg/час$;

C_p — теплоёмкость воздуха при постоянном давлении в $ккал/kg^{\circ}C$;

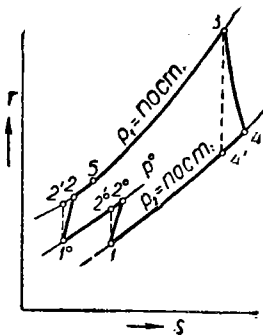
k — коэффициент теплопередачи в $ккал/m^2^{\circ}C$ в час.

Цикл со ступенчатым сжатием. Применяя компрессор с промежуточным охлаждением воздуха, можно приблизить процесс сжатия к изотермическому. Но изотермическое сжатие в компрессоре практически неосуществимо. Поэтому приходится ограничиваться применением одного или нескольких промежуточных холодильников, в которых воздух охлаждается после частичного сжатия в отдельных ступенях компрессора.

Практически схема такой установки осуществляется следующим образом. Воздух, засасываемый компрессором, поступает сначала в первую группу ступеней. После сжатия в ней направляется в промежуточный холодильник, откуда поступает во вторую группу ступеней компрессора, в которых происходит дальнейшее повышение давления. Охлаждение воздуха в промежуточном холодильнике способствует уменьшению потребной мощности на привод компрессора.

Схема цикла с промежуточным охлаждением воздуха и регенерацией представлена на фиг. 7.

Тепло, эквивалентное теоретической работе сжатия в каждой ступени,



Фиг. 7. Тепловой процесс в TS -диаграмме при сжатии с промежуточным охлаждением.

$$AL_{k_1} = C_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right);$$

$$AL_{k_2} = C_p T_3 \left(\frac{T_4}{T_3} - 1 \right).$$

Степень повышения давления

$$\text{в первой ступени } \epsilon' = \frac{p_2}{p_1};$$

$$\text{во второй ступени } \epsilon'' = \frac{p_3}{p_2}.$$

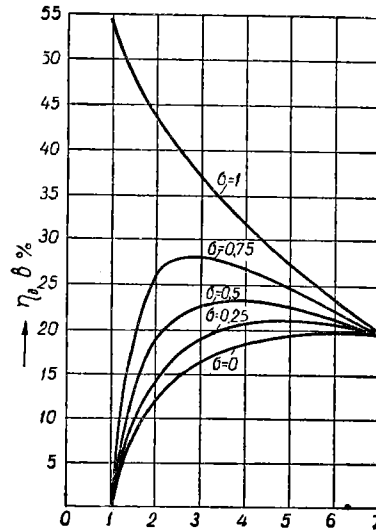
Общая степень повышения давления

$$\epsilon = \frac{p_3}{p_1} = \epsilon' \cdot \epsilon''.$$

К. п. д. установки

$$\eta_D = \frac{\left(1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{k-1}{k}}}\right) \eta_T - \tau \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_{k_1}} - \tau_0 \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_{k_2}}}{1 - (1-\alpha) \tau_0 \left[1 + \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_{k_2}}\right] - \alpha \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{\frac{k-1}{k}}}\right) \eta_T\right]}$$

$$\text{где } \tau_0 = \frac{T_1^0}{T_3}$$



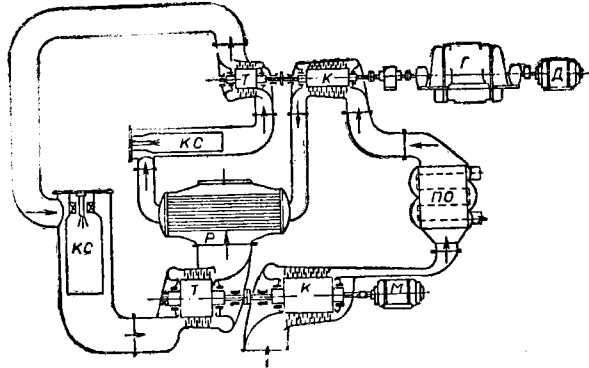
Фиг. 6. Влияние степени регенерации α на к. п. д. действительного цикла с $p = \text{пост.}$

$$\eta_T = \eta_k = 0,85; t_3 = 600^{\circ};$$

$$t_1 = 17^{\circ}; k = 1,4$$

Цикл со ступенчатым подводом тепла. Одним из мероприятий, повышающих к.п.д. газотурбинной установки, является применение промежуточного подогрева газов.

В идеальном случае расширение газов должно происходить по изотерме и сопровождаться непрерывным подводом тепла при начальной температуре газов перед турбиной.



Фиг. 8. Схема газотурбинной установки с двумя ступенями сгорания, с промежуточным охлаждением воздуха и регенерацией.

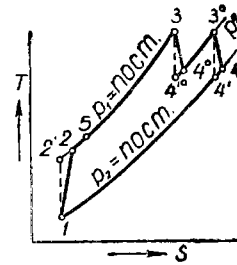
Однако осуществить изотермическое расширение или многоступенчатый нагрев конструктивно весьма затруднительно.

Поэтому ступенчатый подвод тепла осуществляется с помощью двух или трёх камер сгорания.

Принципиальная схема газовой турбины с двумя ступенями сгорания, с промежуточным охлаждением воздуха и с регенерацией тепла представлена на фиг. 8.

Установка состоит из двух компрессоров с промежуточным охлаждением воздуха и двух турбин с промежуточным подогревом газов в дополнительной камере сгорания. Данную установку целесообразно выполнять двухвальную, что приводит к улучшению к.п.д. при частичных нагрузках, так как в этом случае турбина, служащая для привода компрессора, может работать с переменным числом оборотов, каждый раз оптимальным для соответствующей нагрузки.

Схема теплового процесса в TS -диаграмме с промежуточным подводом тепла и регенерацией представлена на фиг. 9.



Фиг. 9. Тепловой процесс в TS -диаграмме с двумя ступенями сгорания.

Обозначая $\frac{p_1}{p_0} = \epsilon_1$ и $\frac{p_1^0}{p_2} = \epsilon_2$; $\epsilon_1 \cdot \epsilon_2 = \epsilon$,

определяем (при отсутствии потери давления) к.п.д. установки

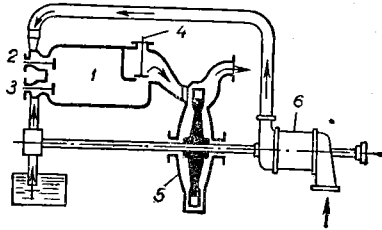
$$\eta_{th} = \frac{\left(1 - \frac{1}{\epsilon_1 \frac{k-1}{k}}\right) \tau_{T_1} + \tau_1 \left(1 - \frac{1}{\epsilon_2 \frac{k-1}{k}}\right) \tau_{T_2} - \tau \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_h}}{\tau_1 - (1 - \tau) \left\{ 1 + \left(\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \frac{1}{\eta_h} - \tau_1 \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\epsilon_1 \frac{k-1}{k}}\right) \eta_{T_2} + \left(1 - \frac{1}{\epsilon_2 \frac{k-1}{k}}\right) \eta_{T_1} \right] \right\}}$$

где

$$\frac{T_3^0}{T_2} = \tau_1;$$

Газовая турбина со сгоранием при постоянном объёме

На фиг. 10 представлена схема газовой турбины со сгоранием при постоянном объёме. Камера сгорания 1 снабжена клапанами 2, 3 и 4. 2 — для подачи воздуха, 3 — для подачи топлива, 4 — для выхода продуктов сгорания в турбину 5. Воздух в камеру сгорания может подаваться либо непосредственно из атмосферы, либо после компрессора 6. После заполнения камеры смесью воздуха и топлива все клапаны закрыты. При помощи электрической свечи производится зажигание. Воспламенение горючей смеси происходит в замкнутом объёме, поэтому давление в камере повышается, вследствие чего клапан 4 открывается и продукты сгорания направляются в турбину. Истечение из замкнутого объёма происходит с переменным, быстро падающим начальным давлением газа.



Фиг. 10. Газовая турбина со сгоранием при постоянном объёме.

Когда давление в камере упадёт до определённой величины, открывается клапан 2 и производится продувка камеры свежим воздухом, который проходит затем через турбину.

После этого происходит закрытие клапанов 4 и 2, впрыскивание топлива через форсунку 3 и зажигание, цикл повторяется.

Управление клапанами совершается особым распределительным механизмом, в соответствующее время открывающим и закрывающим клапаны.

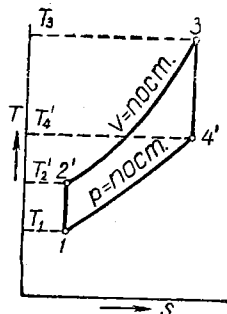
На фиг. 11 приведена диаграмма процесса с $v = \text{пост.}$

Сжатие горючей смеси происходит по линии 1—2', сгорание при постоянном объёме — по линии 2'—3, расширение — по линии 3—4', выхлоп газа — по линии — 4'—1.

Одна турбина обслуживается обычно несколькими камерами сгорания со сдвинутыми друг относительно друга фазами процесса. Поэтому рабочий газ поступает на лопатки турбины непрерывно, благодаря последовательному открытию клапанов 4 отдельных камер.

Коэффициент полезного действия идеального цикла газовой турбины со сгоранием при постоянном объёме выражается

$$\eta_v = \frac{C_v (T_3 - T_2') - C_n (T_4' - T_1)}{C_v (T_3 - T_2')}$$



Фиг. 11. Тепловой процесс газовой турбины с $v = \text{пост.}$ в TS -диаграмме.

К.п.д. цикла со сгоранием при постоянном объёме при одной и той же температуре газа перед турбиной будет больше, чем к. п. д. цикла со сгоранием при постоянном давлении.

Однако к. п. д. действительного цикла будет ниже, так как к. п. д. собственно турбины этого типа ниже вследствие того, что давление перед турбиной периодически меняется, что вызывает большие потери, связанные с работой турбины при переменной скорости истечения газа.

Кроме того, турбины с постоянным объёмом сгорания значительно сложнее в изготовлении.

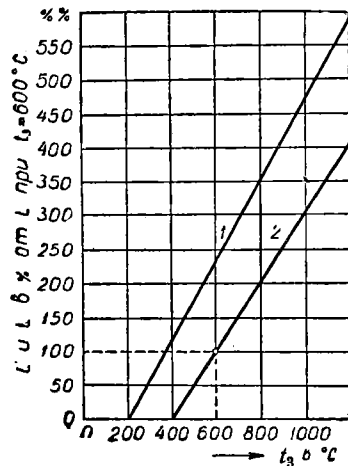
Влияние на к.п.д. установки температуры газа перед турбиной и температуры засасываемого воздуха

На экономичность газотурбинной установки большое влияние оказывает температура газа перед турбиной. С повышением температуры газа перед турбиной экономичность цикла резко возрастает. Представленный на фиг. 12 график показывает зависимость полезной работы 1 кг газа от начальной температуры для идеального 1 и действительного 2 циклов.

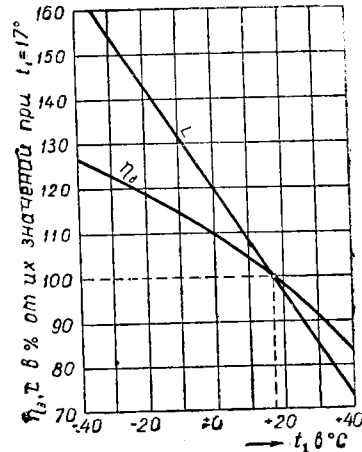
Повышение температуры газа, например с 600 до 700°, при неизменных других параметрах газа, вызывает повышение экономичности цикла на 3,5%. При этом расход топлива сокращается на 15%.

В настоящее время допустимыми температурами газа для стационарных газовых турбин считаются температуры 650—750°.

Снижение температуры воздуха, поступающего в компрессор, также влияет на экономичность цикла, а именно: со снижением температуры воздуха экономичность цикла повышается, так как расход мощности на привод компрессора уменьшается (фиг. 13).



Фиг. 12. Зависимость полезной работы 1 кг газа от начальной температуры для идеального и действительного циклов.



Фиг. 13. Влияние температуры засасываемого воздуха t_1 на величину полезной отдачи энергии на 1 кг воздуха L и на к. п. д. действительного цикла η_D :

$$\eta_D = \eta_{hk} = 0,85; t_3 = 600^\circ; \epsilon = 6; k = 1,4.$$

Установка, рассчитанная на температуру поступающего воздуха $t_1 = 17^\circ$, может развить мощность приблизительно на 50% выше, если расчётную температуру воздуха понизить до -30° , экономичность установки при этом увеличится на 22,5%. В среднем понижение расчётной температуры всасываемого воздуха на каждые 10° С сокращает расход топлива на 4—5%.

Влияние степени повышения давления на экономичность цикла

Экономичность цикла в значительной мере зависит от степени повышения давления.

На фиг. 6 представлены зависимости к. п. д. установки от ϵ . При идеальном цикле для разных температур к. п. д. непрерывно возрастает с повышением ϵ . При реальном цикле для каждой температуры газов существует оптимальная степень повышения давления, которой соответствует максимальное значение к.п.д.

Значения оптимальной степени повышения давления увеличиваются с возрастанием начальной температуры газов, поступающих в турбину.

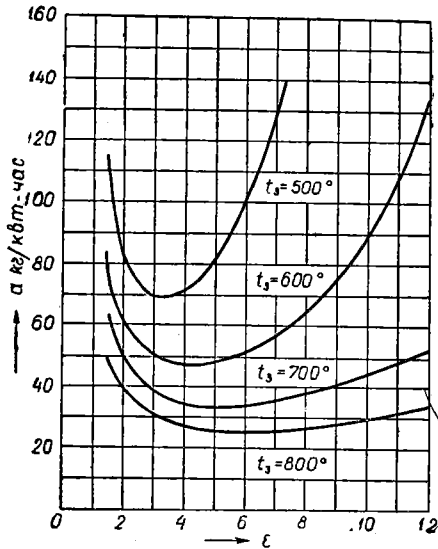
При выборе наиболее выгодной степени повышения давления по максимальному к.п.д. газотурбинной установки необходимо также учитывать влияние на к.п.д. удельного расхода газов. Удельный расход газов характеризует габариты компрессора и турбины и для мощных турбин может иметь решающее значение.

На фиг. 14 представлены кривые зависимости удельного расхода газа от степени повышения давления ϵ для разных начальных температур. С повыше-

нием температуры удельный расход газа снижается, оптимальное значение степени повышения давления, соответствующее минимальному значению удельного расхода газов, перемещается в сторону его увеличения.

Влияние к. п. д. турбины и компрессора на экономичность цикла

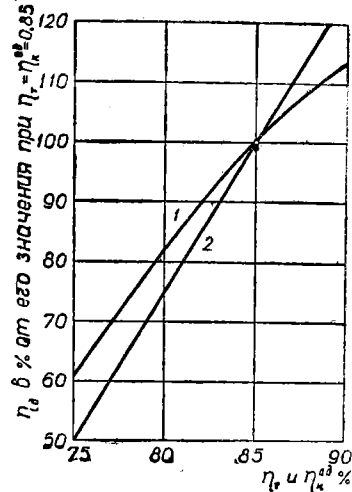
Существенное влияние на экономичность газотурбинной установки оказывают относительные к.п.д. турбины и компрессора, с понижением которых значительно снижается и экономичность установки.



Фиг. 14. Зависимость удельного расхода газа d от степени повышения давления в компрессоре ϵ и начальной температуры газа t_3 :

$$\eta_T = \eta_k = 0,85;$$

$$t_1 = 17^\circ; k = 1,4.$$



Фиг. 15. Влияние к. п. д. турбины η_T и компрессора η_k на к. п. д. действительного цикла с $p = \text{пост.}$:

$$t_3 = 600^\circ; t_1 = 17^\circ; \epsilon = 6;$$

$$k = 1,4; 1 - \text{при } \eta_T = \text{пост.};$$

$$\eta_k = \text{перем.}; 2 - \text{при } \eta_k =$$

$$= \text{пост.}, \eta_T = \text{перем.}$$

Наибольший эффект от повышения к.п.д. агрегатов достигается в циклах с регенерацией.

К.п.д. турбины оказывает большее влияние на экономичность установки, чем к. п. д. компрессора. Представленные на фиг. 15 кривые показывают, что изменение $\eta_{0.i.m}$ с 0,8 до 0,9 при $\eta_k = 0,8$ вызывает повышение η_0 с 0,2 до 0,25, в то время как изменение η_k с 0,8 до 0,9 при $\eta_{0.i.m} = 0,8$ повышает η_0 только с 0,2 до 0,227.

66. КОНСТРУКЦИИ СТАЦИОНАРНЫХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ

По конструкции газовые турбины сходны с паровыми, но менее сложны, так как при тех небольших тепловых перепадах, которые имеют место при применяемых в настоящее время начальных параметрах $p_0 = 4-4,5 \text{ атм}$ и $t_0 = 650-750^\circ$, число ступеней получается незначительным.

Регулирование нагрузки осуществляется за счёт изменения количества топлива, подаваемого в камеру сгорания, поэтому отсутствует также регулирующий клапан.

Газовые турбины также, как и паровые турбины, выполняются активными или реактивными.

В любой газотурбинной установке назначение газовой турбины сводится к выработке электрической энергии и к необходимости вращения воздушного компрессора, подающего сжатый воздух в камеру сгорания турбины. Обе эти функции несовместимы, так как выработка электроэнергии должна происходить при постоянном числе оборотов, а воздушный компрессор должен иметь возможность работать при переменных числах оборотов.

Поэтому рационально применять двухвальные газовые турбины с размещением на одном валу генераторной турбины, на другом валу — компрессорной турбины.

В Советском Союзе газовые турбины изготавливаются на Невском машиностроительном заводе имени Ленина в г. Ленинграде (НЗЛ), на Металлическом заводе имени Сталина в г. Ленинграде (ЛМЗ), на Харьковском турбогенераторном заводе имени Кирова (ХТГЗ), на заводе имени Кирова в г. Ленинграде и на других заводах.

Турбина НЗЛ (фиг. 16) мощностью 1500 *квт* при 5000 об/мин. предназначена для работы при температуре до 600° и давлении до 4,6 *ата*. Турбина имеет шесть реактивных ступеней со степенью реакции около 50%. Она рассматривается как экспериментальная.

Турбина высокого давления НЗЛ (фиг. 17) вместе с описанной ранее газовой турбиной образуют двухвальный агрегат.

Турбина предназначена для привода компрессора и развивает мощность 2600 *квт* при 8100 об/мин.

Давление газа 7,9 *ата*, температура — 700°.

Лопатки приняты активного типа в целях снижения температуры газа в соплах до 600°. Лопатки изготавливаются из стали марки ЭИ-69.

Двухвальная турбина Ленинградского металлического завода имени Сталина мощностью около 12000 *квт*, при 3000 об/мин., температура газов 650°, давление около 12 *ата*, представлена на фиг. 18, 19, 20а и 20б.

Между турбиной высокого и низкого давления размещена вторая камера сгорания, с помощью которой осуществляется промежуточный подогрев газов.

Воздух из окружающего пространства поступает в компрессор низкого давления, в котором сжимается до 2,7 *ата*, затем поступает в компрессор среднего давления, в котором сжимается до 5,5 *ата*, и после — в компрессор высокого давления, где сжимается до 12 *ата*.

Воздух из компрессора высокого давления поступает в регенератор, где, нагреваясь до температуры около 375°, поступает в камеру сгорания. Топливом служит мазут. Из камеры сгорания продукты сгорания поступают в турбину высокого давления, в которой расширяются до 3 *ата*.

Турбина высокого давления, изображённая на фиг. 18, предназначена для вращения генератора и компрессора высокого давления. Мощность этой турбины составляет около 22000 *квт*, из которых 12000 *квт* преобразуется в электрическую энергию, а 10000 *квт* расходуется на вращение компрессора.

Температура газов после турбины высокого давления составляет около 420°. Во второй камере сгорания температура газов вновь повышается до 650°, после чего происходит дальнейшее расширение газов в турбине низкого давления до 1 *ата*.

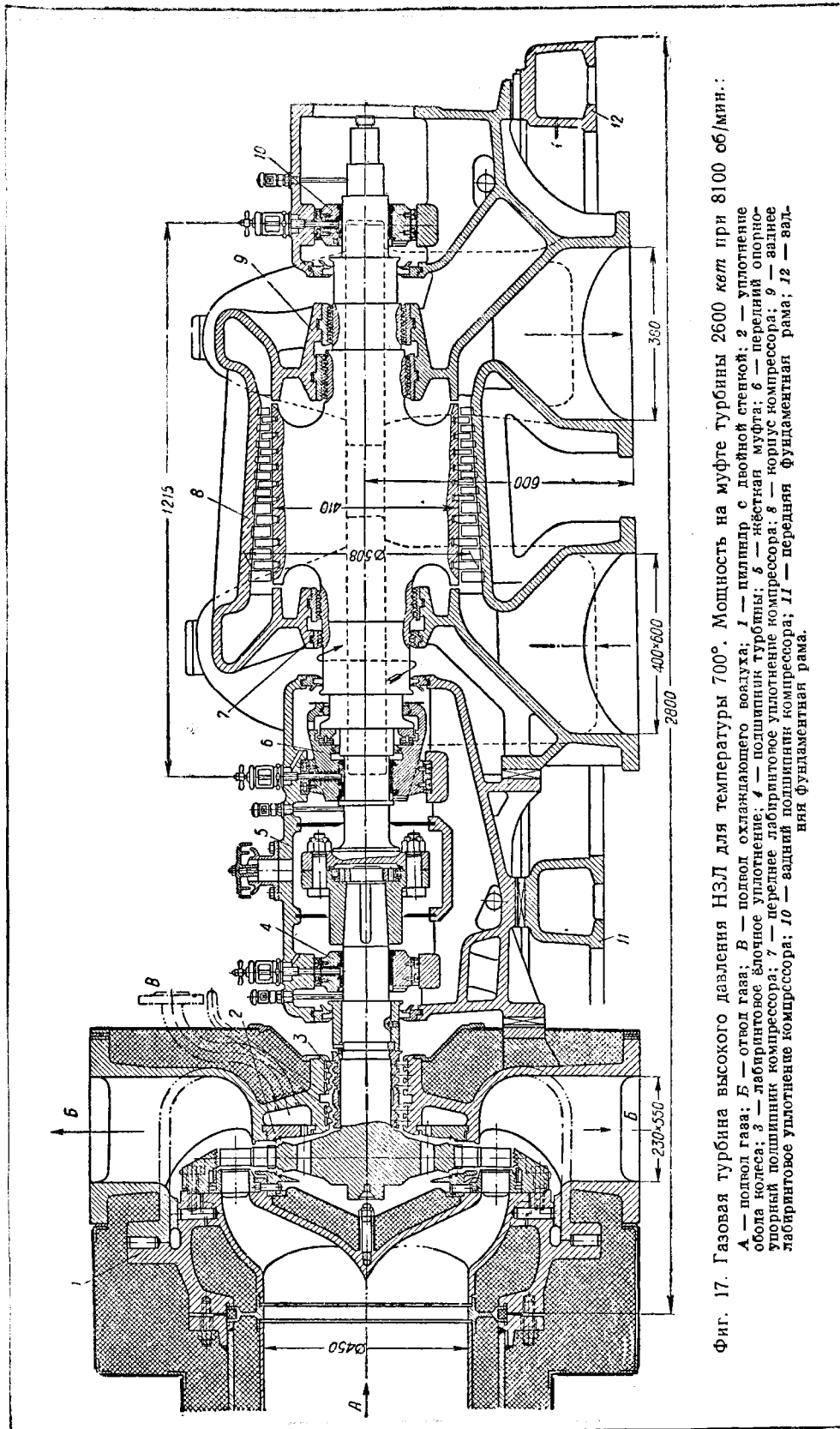
Турбина низкого давления мощностью 19000 *квт* (фиг. 19) служит в качестве привода для компрессоров низкого и среднего давлений.

Расчётный к. п. д. газотурбинной установки составляет около 24,5%.

Расположение агрегатов в машинном зале и их основные размеры показаны на фиг. 20а и 20б.

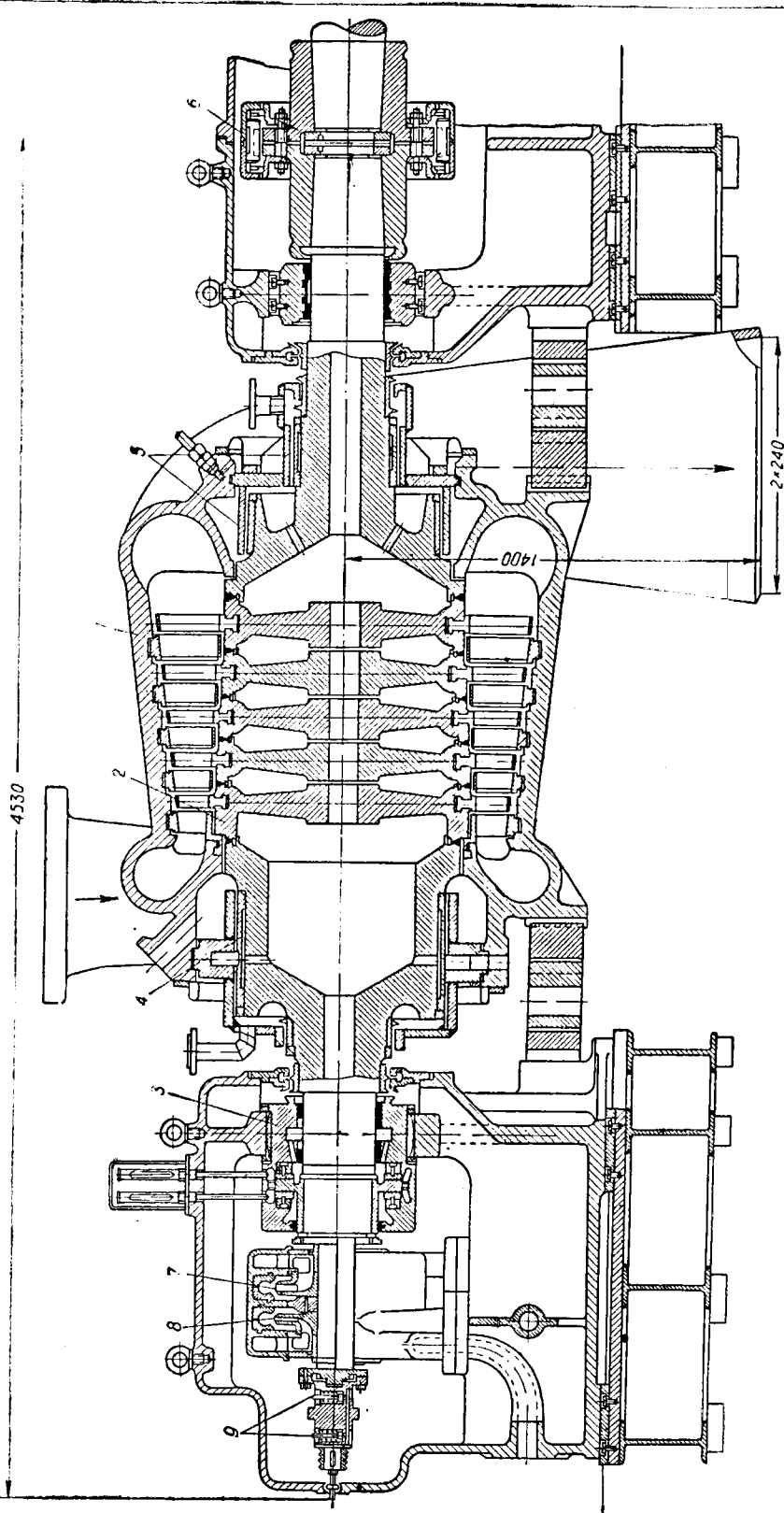
Камеры сгорания

Камера сгорания газовой турбины предназначена для получения продуктов сгорания допустимой, в каждом конкретном случае, температуры.

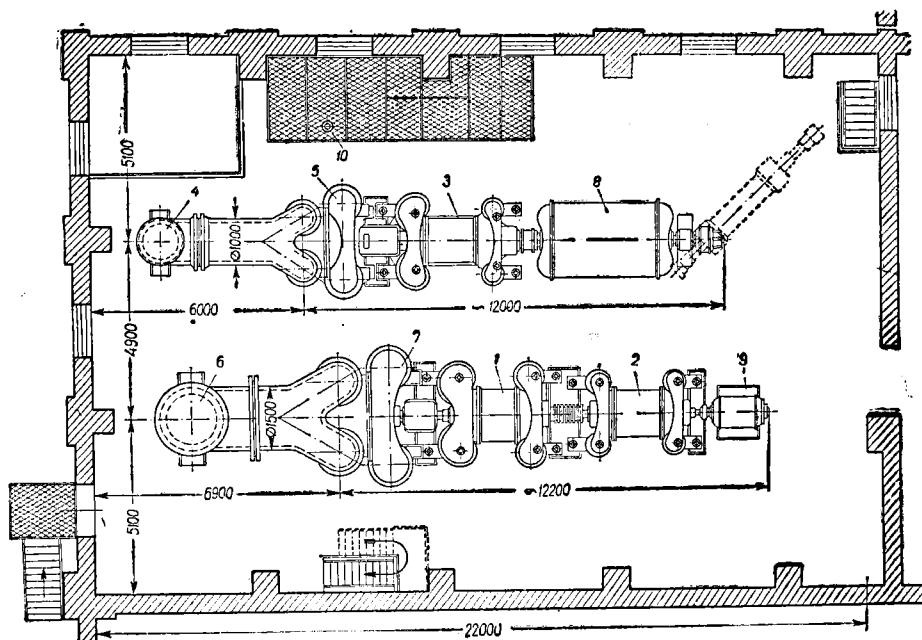


Фиг. 17. Газовая турбина высокого давления НЗЛ для температуры 700°. Мощность на муфте турбины 2600 кет при 8100 об/мин.:

А — подвал газа; В — отвод газа; В — подвал охлаждающего воздуха; 1 — цилиндр с двойной стенкой; 2 — уплотнение обода колеса; 3 — лабиринтовое влочное уплотнение; 4 — подшипник турбины; 5 — жесткая муфта; 6 — передний опорно-упорный подшипник компрессора; 7 — переднее лабиринтовое уплотнение компрессора; 8 — корпус компрессора; 9 — заднее лабиринтовое уплотнение компрессора; 10 — задний подшипник компрессора; 11 — передняя фундаментная рама; 12 — задняя фундаментная рама.

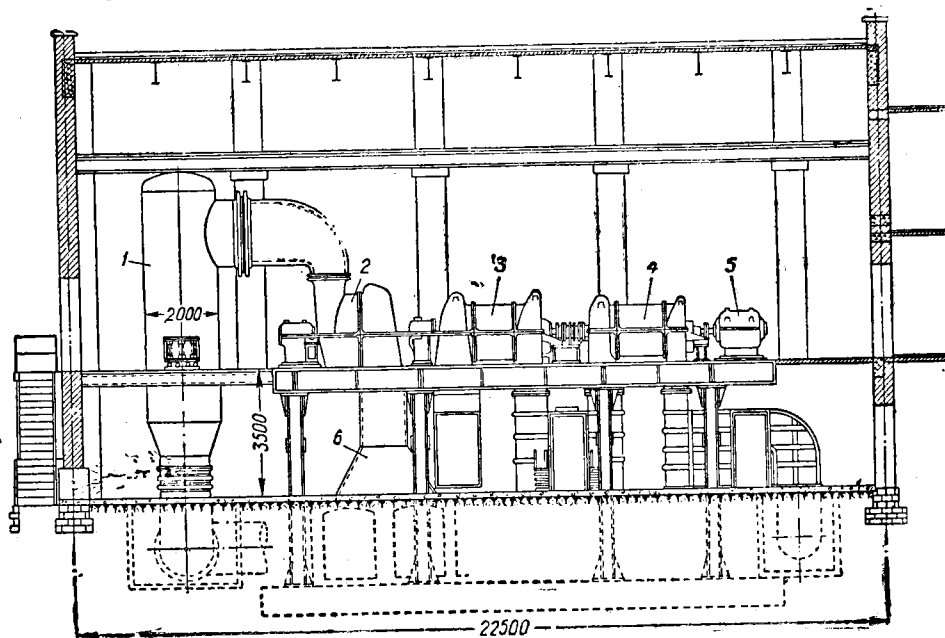


Фиг. 18. Продольный разрез газовой турбины высокого давления ЛМЗ:
 1 — цилиндр; 2 — сварной ротор; 3 — опорно-упорный подшипник; 4 — переднее лабиринтовое уплотнение; 5 — валное лабиринтовое уплотнение; 6 — гибкая муфта; 7 — масляный насос системы смазки; 8 — масляный насос системы регулирования; 9 — регуляторы безопасности.



Фиг. 20а. План расположения в машинном зале газотурбинной установки ЛМЗ мощностью 12000 квт:

1 — компрессор н. д.; 2 — компрессор с. д.; 3 — компрессор в. д.; 4 — камера сгорания в. д.; 5 — турбина в. д.; 6 — камера сгорания н. д.; 7 — турбина н. д.; 8 — генератор; 9 — пусковой двигатель; 10 — съёмные листы над масляным баком.



Фиг. 20б. Разрез машинного зала в месте расположения агрегата низкого давления газотурбинной установки ЛМЗ мощностью 12000 квт:

1 — камера; 2 — турбина; 3 — компрессор н. д.; 4 — компрессор с. д.; 5 — пусковой двигатель; 6 — газопровод к генератору.

Эффективность работы камеры сгорания оценивается по съёмной теплona-пряжённости, представляющей собой количество тепла, выделяемого в 1 час на 1 м³ объёма топочной камеры

$$W_h = \frac{Q}{V} \text{ ккал/м}^3\text{час.}$$

где Q , V — общее количество тепла, выделяемого в камере в 1 час, и объём камеры.

Тепловая напряжённость в камерах сгорания газовых турбин значительно превосходит напряжённость в топочных пространствах котлов и в некоторых случаях приближается к величинам, относящимся к двигателям внутреннего сгорания.

Некоторые условия процесса горения в камере сгорания газовых турбин представлены в табл. 1.

Особенностью камер сгорания газовых турбин является большой избыток воздуха.

Теоретически необходимое количество воздуха для горения

$$L_0 = 1,1 \gamma_g \frac{Q_H^p + 6 W_p}{1000} \text{ кг возд./кг топл.}$$

Коэффициент избытка воздуха для снижения температуры газов перед турбиной до допустимой температуры определяется по уравнению

$$\alpha = \frac{\eta_{h,c} Q_H^p - C_{p,m,g} \cdot t_3}{C_{p,m,g} \cdot L_0 t_3 - C_{p,m,g} L_0 t_2},$$

где $\eta_{h,c}$ — к. п. д. камеры сгорания;

$C_{p,m,g}$ — средняя теплоёмкость продуктов сгорания при искомом избытке воздуха;

$C_{p,m,g}$ — средняя теплоёмкость воздуха;

t_3 — температура газов в конце камеры сгорания;

Q_H^p — теплотворная способность топлива в ккал/кг;

t_2 — температура воздуха, поступающего в камеру сгорания.

Тепловое напряжение в камере сгорания, т. е. отношение количества тепла, выделяемого в камере сгорания в час, к объёму камеры в м³, определяется из следующей зависимости:

$$W_h = \frac{3600 \cdot 10^4 \cdot p_1}{\sigma \cdot T_3 R} \left(\frac{Q_H^p \eta_{h,c}}{\alpha L_0 + 1} + C_{p,m} t_2 \right) \text{ ккал/м}^3\text{час,}$$

где σ — время сгорания топлива.

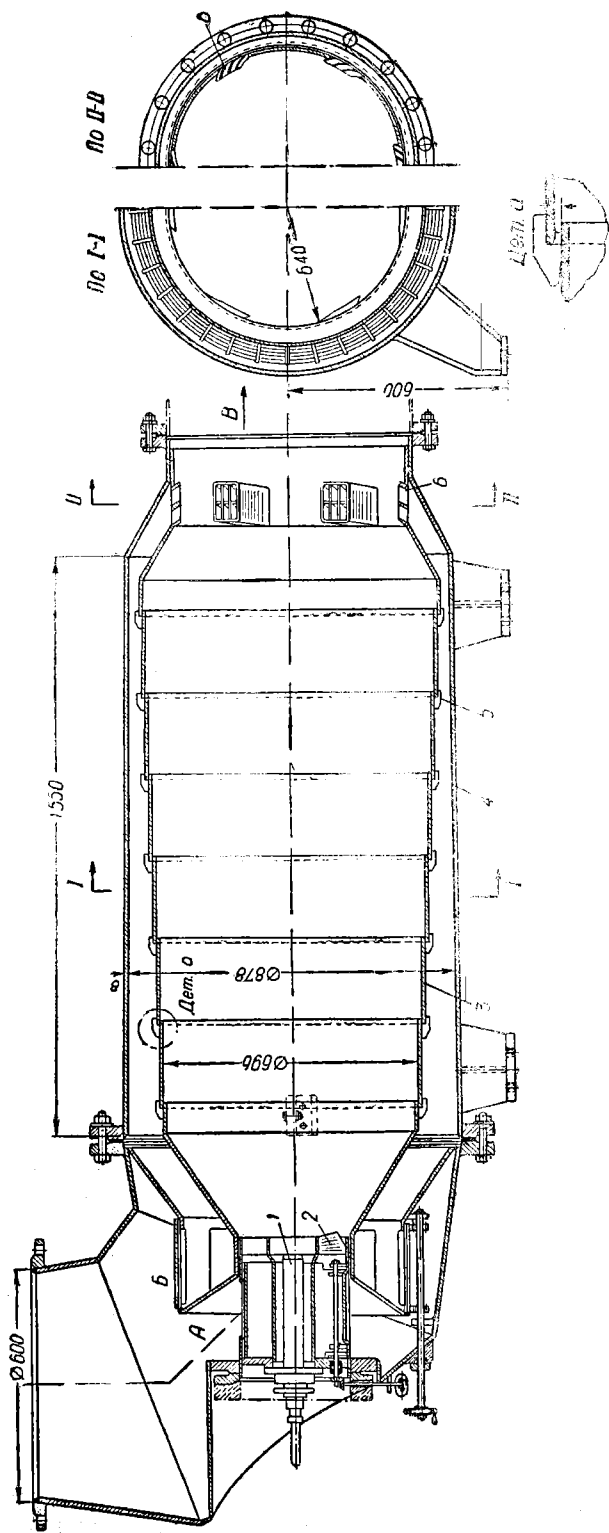
Часовое количество тепла, вносимого в топку,

$$Q_{\text{час}} = 3600 \cdot V_{m,c} (\eta_{h,c} Q_H^p + \alpha C_{p,m} L_0 t_2) \text{ ккал/час.}$$

Обычно напряжением камеры сгорания задаются, тогда объём камеры сгорания будет

$$V = \frac{Q}{W_h} \text{ м}^3.$$

Камеры сгорания для стационарных газовых турбин выполняются прямо-точными с впрыскиванием топлива в направлении потока воздуха. На фиг. 21 представлена экспериментальная камера сгорания ЦКТИ для стационарной газовой турбины. Поток воздуха в камере сгорания обычно разделяется на две части. Первичный воздух для горения подводится через направляющий лопаточный аппарат 2 (регистр), вторичный воздух проходит между жаровой трубой 3 и кожухом 4, охлаждая их стенки. Охлаждающий воздух проходит через кольцевые щели в жаровой трубе во внутреннюю часть камеры сгорания и используется для выравнивания и снижения температуры газов. Камера сгорания выполняется без обмуровки. Тепловое напряжение камеры сгорания доходит до двадцати миллионов ккал/м³ час.



Фиг. 21. Охлаждающая камера сгорания ЦКТИ
 А — вход воздуха для горения; Б — вход охлаждающего воздуха; В — выход газа; 1 — форсунка; 2 — регулятор; 3 — жарован
 труба; 4 — лопух камеры; 5 — дистанционные шейки; 6 — сошла.

Характеристика различных процессов горения

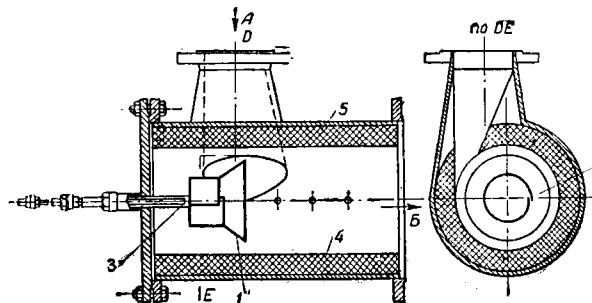
Процесс	Начальное состояние воздуха		Коэффициент избытка воздуха	Режим топки		
	p_0 ата	t_0 в град.		α	$\frac{W_k}{\text{ккал/м}^3\text{час}} \times 10^{-6}$	W_0 м/сек
Пылеугольная топка современного стационарного парового котла	1	500—600	1,15—1,25	0,1—0,25	0,3—1,0	Г. Ф. Кнорре
Мазутная топка современного стационарного парового котла с газоходами	1	285	1,2—1,4	0,2—0,4	0,5—1,0	
Камера сгорания для стационарных и судовых газовых турбин с нефтяным отоплением	~3	~600	4—7	6,5—20	25	ЛПИ
Для быстроходных двухтактных двигателей дизеля, работающих на соляровом масле, при среднем значении эффективного давления $p_e = 6$ ата и $n = 2000—2400$ об/мин.; теплонпряжённость отнесена к объёму цилиндра				40—60		ЛПИ

В угловых камерах сгорания весь воздух подводится в камеру под прямым углом по трубопроводу, диаметр которого составляет 0,6 диаметра камеры.

Угловой подвод воздуха вызывает возникновение винтового движения, способствующего правильной организации процесса горения.

В передней части камеры сгорания расположен зажигательный конус, форсунка и элементы регулирования.

На фиг. 22 представлена угловая циклонная камера сгорания НЗЛ с тангенциальным подводом воздуха как в пространство камеры, так и в зажига-



Фиг. 22. Экспериментальная циклонная камера сгорания Невского завода имени Ленина:

А — подвод воздуха; Б — выход газа; 1 — зажигательный конус; 2 — окно для подвода первичного воздуха в зажигательный конус; 3 — форсунка; 4 — внутренний лист; 5 — кожух камеры.

тельный конус. Сопротивление циклонной камеры меньше, чем прямоточной камеры сгорания.

67. МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Современные стационарные газовые турбины проектируются для температуры газа до 750° . Дальнейшее развитие газовых турбин в основном зависит от уровня техники производства соответствующих высококачественных жароупорных сплавов. Для ответственных деталей турбин, рабочих лопаток и дисков допускаемые напряжения принимаются равными 60% от длительной прочности за 100 тысяч часов работы и 100% предела текучести, соответствующей суммарной деформации в 1% за 100 тысяч часов работы.

Материалом для газовых турбин могут служить стали аустенитного класса, к которым относятся жароупорные стали на хромоникелевой основе типа 18-8, ЭИ-123, ЭИ-405.

Эти стали применяются для температур до 650°.

В табл. 2 приведены химический состав и механические свойства этих сплавов.

Некоторые данные о свойствах сталей этой группы представлены в табл. 3. Материалы для температур выше 700°С состоят в основном из специальных сплавов на кобальтовой и хромовой основе.

Данные о некоторых сплавах этого типа приведены в табл. 4.

Для изготовления деталей газовых турбин из подобных сплавов применяются прецизионное литье и прецизионная штамповка. Методом прецизионной отливки изготавливаются лопатки с точностью до нескольких сотых миллиметра (и дальнейшей механической обработки не требуется).

Закрепляются рабочие лопатки на ободе диска либо хвостовиком (например, ёлочным), либо привариваются к ободу диска.

Материал для лопаток должен, кроме высоких механических качеств, обладать способностью не окисляться и не подвергаться коррозии.

Большинство сплавов, применяемых для изготовления рабочих лопаток, изготавливается на хромоникелевомолибденовой основе с теми или другими добавками.

Производятся опыты по изготовлению рабочих лопаток и деталей газовых турбин из керамических и металлокерамических сплавов, а также по применению керамических покрытий для металлических рабочих лопаток. Керамические сплавы обладают высокоантикоррозийными свойствами, легко переносят тепловые удары и характеризуются достаточно высокими механическими качествами.

Диски турбин изготавливаются кованные или вырезаются из поперечно-катаных плит.

68. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Газовая турбина как новейший тип современного теплового двигателя находит всё более широкое применение в различных отраслях народного хозяйства.

В промышленности газовые турбины нашли применение в качестве стационарной силовой установки, в первую очередь на нефтеперерабатывающих заводах и в доменном производстве, в последнем случае — в качестве привода для воздуходувок, подающих сжатый горячий воздух в доменные печи.

В настоящее время ведутся работы по использованию газовых турбин в транспортных установках и на электростанциях.

Газотурбинный двигатель в химической промышленности. Газотурбинный двигатель может быть включён в схему химической технологии как генератор сжатого воздуха.

Установка состоит из компрессора с газотурбинным приводом, генератора, отдающего в сеть избыточную мощность, и регенератора для использования выхлопных газов турбины. Воздух из компрессора прогоняется через регенератор, из которого уже подогретый поступает в камеру сгорания. Продукты сгорания, пройдя химическую аппаратуру, поступают в газовую турбину и отсюда в регенератор.

Перед турбиной предусмотрена дополнительная камера сгорания на случай, если не всё количество воздуха потребляется химической аппаратурой или если продукты сгорания покидают химический цех с пониженной температурой.

В эту камеру сгорания тогда поступают дополнительно воздух и топливо в целях доведения температуры продуктов сгорания до величины, допустимой для работы турбины.

На фиг. 23 приведена фотография установки, обслуживающей сжатым воздухом крекинг-процессы.

Газовая турбина развивает мощность 5300 *квт*; мощность, поглощаемая компрессором, составляет 4400 *квт*, а излишек в 900 *квт* отдаётся в сеть.

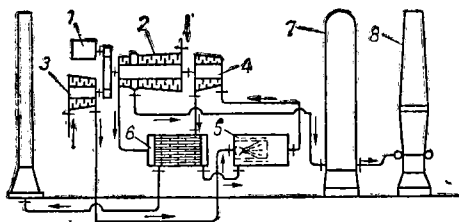
Газотурбинный двигатель в металлургической промышленности. Газотурбинный привод с успехом может быть включён в технологическую схему доменного производства в целях интенсификации процесса горения. Доменное производство является весьма ёмким потребителем как сжатого воздуха, так и электрической энергии, поэтому здесь возможны различные схемы рационального применения газовых турбин.

Простейшая схема с газотурбинным приводом для воздуходувок представлена на фиг. 24.

Газовая турбина, работающая на доменном газе, приводит во вращение воздушный компрессор, который рассчитывается на повышенный расход воздуха, необходимый как для самой установки, так и для доменного производства.

Для этих целей компрессор выполняется с промежуточным отбором воздуха при давлении 2,2 *ата* для подачи последнего в воздухоподогреватели, а отсюда уже к фурмам доменной печи.

Остальной воздух, пройдя последнюю группу ступеней компрессора, в которых давление повышается до 4 *ата*, проходит затем регенератор, обогреваемый отходящими газами газовой турбины, и направляется дальше в камеру сгорания. В эту же камеру сгорания поступает доменный газ, предварительно сжатый в газовом компрессоре до давления сгорания, охлаждённые избыточным воздухом до 550°, направляются в газовую турбину, из неё в регенератор и затем в дымовую трубу. Эта схема не улучшает процесса сгорания в схеме доменного производства, но даёт некоторые технико-экономические выгоды в производстве дутья для доменных печей.



Фиг. 24. Схема установки для получения дутья в доменном производстве:

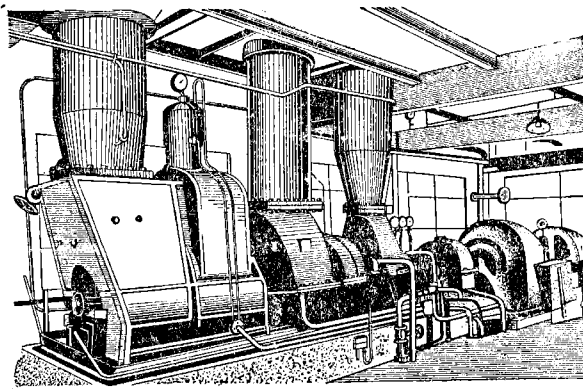
1 — пусковой двигатель; 2 — осевой компрессор для воздуха; 3 — осевой компрессор для газа; 4 — газовая турбина; 5 — камера сгорания; 6 — регенератор; 7 — воздухоподогреватель; 8 — доменная печь.

промежуточного отбора компрессора через металлический воздухоподогреватель непрерывного действия поступает к фурмам доменной печи. Воздух с конечным давлением компрессора 3—4 *ата* проходит регенератор, в котором нагревается за счёт тепла уходящих из турбины газов и дальше следует в камеру сгорания, куда поступают и сжатые доменные газы.

Из камеры сгорания газы с температурой порядка 900° направляются в металлический нагреватель доменного дутья.

Из этих нагревателей газы, охладившись до температуры 500—550°, поступают в газовую турбину.

Преимущество этой схемы заключается в том, что благодаря работе металлических воздухоподогревателей с повышенными скоростями и давлениями



Фиг. 23. Газотурбинная установка для нефтеперерабатывающего завода.

воздуха можно резко уменьшить габариты теплообменников и тем самым снизить строительные расходы. Газовая турбина работает на отходящих из подогревателей доменного дутья газах, что определяет значительную экономию в расходе тепла.

Использование газовых турбин в транспортных установках. Значительный интерес представляет использование газовой турбины в локомотивах.

Газотурбинный локомотив имеет ряд преимуществ, по сравнению с другими типами локомотивов, в отношении простоты установки, веса и габаритов, а также отсутствия возвратно-поступательных масс.

Расход воды у газотурбинного локомотива практически отсутствует.

Использование газовой турбины в качестве двигателя для тепловоза может явиться одним из эффективных путей при усовершенствовании локомотивной тяги, особенно в случае разрешения проблемы сжигания в турбине пылевидного топлива.

В качестве примера на фиг. 26 представлен газотурбинный локомотив мощностью 2200 л. с. на ведущих колёсах.

Газотурбинная установка для использования природных газов. В некоторых случаях природные газы выходят на поверхность с давлением, достигающим 100 кг/см^2 и выше. Это избыточное давление может быть использовано и в газотурбинной установке, в которой осуществляется расширение газа, сопровождающееся преобразованием потенциальной энергии газа в механическую работу. Но при этом следует иметь в виду, что температура природных газов обычно меньше 50°C , поэтому в конце процесса расширения температура газов окажется значительно ниже нуля.

Это обстоятельство требует применения специальных мер по осушению газа.

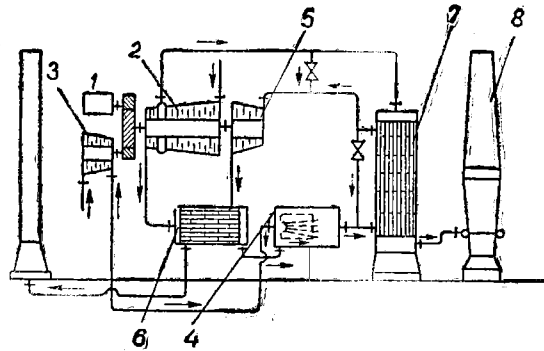
Для этого может быть использована схема, в которой газ перед поступлением в турбину проходит специальный теплообменник, в котором нагревается до некоторой температуры, обеспечивающей удовлетворительные условия работы на стороне выхлопа турбины.

Более совершенная схема приведена на фиг. 27.

Газ по трубе 1 поступает в теплообменник 2, где он подогревается за счёт тепла уходящих после турбины 5 газов. Отсюда газ поступает в турбину 3, где используется энергия давления природного газа. Далее часть газа идёт к различным потребителям, а часть его поступает в камеру сгорания 4, куда поступает и воздух из компрессора 6. После камеры сгорания продукты сгорания поступают в газовую турбину 5 и после неё — в теплообменный аппарат.

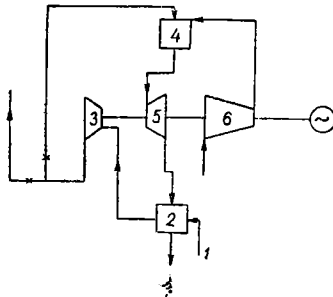
ЛИТЕРАТУРА

1. Жирицкий Г. С., Газовые турбины, Госэнергоиздат, 1948.
2. Шнеэ Я. И., Теория газовых турбин, Машгиз, 1950.
3. Кириллов И. И., Газовые турбины, Машгиз, 1949.
4. Блюдов В. П., Газовые турбины, Госэнергоиздат, 1948.



Фиг. 26. Схема установки для получения дутья в доменном производстве:

1 — пусковой двигатель; 2 — осевой компрессор для воздуха; 3 — осевой компрессор для газа; 4 — камера сгорания; 5 — газовая турбина; 6 — рекуператор; 7 — воздухоподогреватель; 8 — доменная печь.



Фиг. 27. Схема использования природного газа.

Г Л А В А IX

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Двигатели внутреннего сгорания относятся к тепловым двигателям, в которых сгорание топлива протекает внутри рабочего цилиндра. В результате сгорания топлива в цилиндре образуются газы высокого давления, действующие на поршень двигателя. Таким образом, в цилиндре двигателя энергия газа высокого давления преобразуется в работу движущегося поршня и далее, с помощью шатунно-кривошипного механизма, передаётся на вал двигателя. Двигатели внутреннего сгорания работают либо на жидком топливе (соляровое масло, продукты перегонки нефти), либо на природном или искусственном горючем газе.

69. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Двигатели внутреннего сгорания классифицируются:

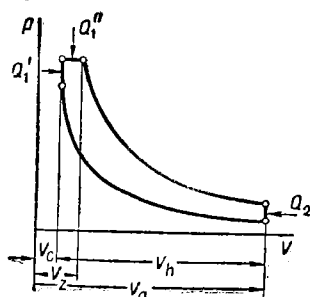
1. По назначению: а) стационарные; б) транспортные.
2. По применяемому топливу: а) двигатели жидкого топлива; б) газовые двигатели.
3. По конструктивному исполнению: а) вертикальные; б) горизонтальные; в) с наклонными цилиндрами; г) с последовательным расположением цилиндров и др.
4. По числу рабочих полостей: а) простого действия — с работой газов по одну сторону поршня и б) двойного действия — с работой газов по обе стороны поршня.
5. По числу цилиндров: а) одноцилиндровые; б) многоцилиндровые.
6. По рабочему процессу: а) двигатели быстрого сгорания; б) двигатели постепенного сгорания (компрессорные); в) двигатели смешанного цикла (бескомпрессорные).
7. По способу выполнения рабочего процесса: а) четырёхтактные; б) двухтактные.
8. По способу распыливания жидкого топлива: а) карбюраторные; б) воздушного распыливания; в) механического распыливания (со струйным распыливанием и с предкамерным распыливанием).
9. По способу воспламенения топлива: а) с искусственным воспламенением (от постороннего источника — свечи, калильного шара); б) с самовоспламенением.

70. ТЕПЛОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

Тепловой цикл двигателя характеризуется изменением давления, объёма и температуры газа в рабочем цилиндре.

Процесс горения топлива в двигателях внутреннего сгорания может происходить:

- 1) почти при неизменном объёме, — в этом случае быстро возрастает давление газа в цилиндре;
- 2) при постоянном давлении, — в этом случае горение топлива происходит с непрерывным увеличением объёма рабочей части цилиндра;
- 3) по смешанному циклу с частичным сгоранием топлива вначале при почти неизменном объёме, а затем при постоянном давлении.

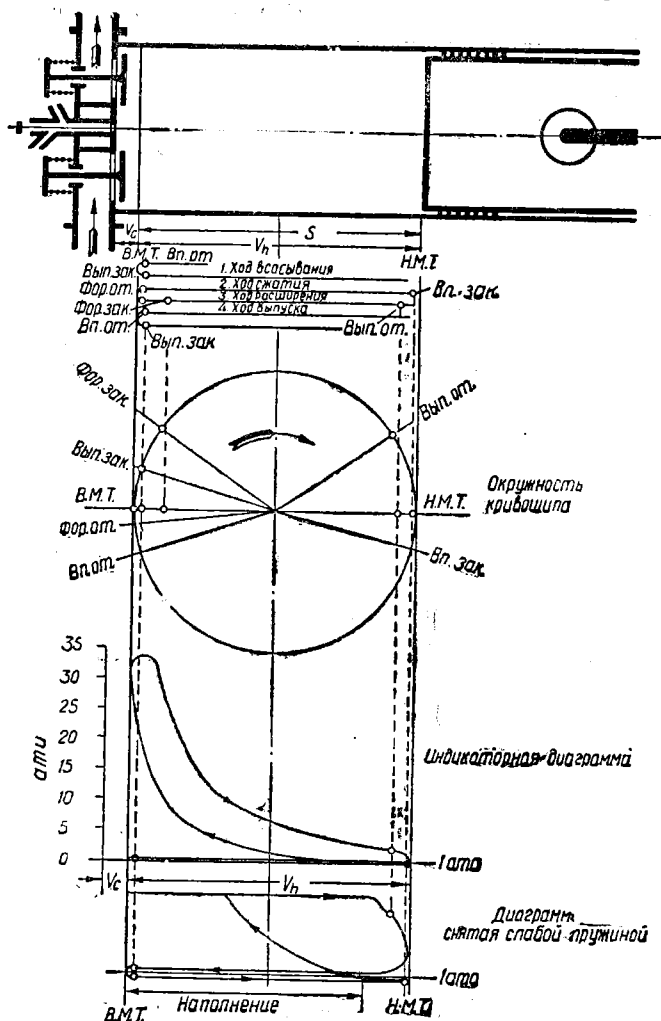


Фиг. 1. Теоретическая диаграмма смешанного цикла.

Таким образом, по характеру теоретического теплового цикла двигателя внутреннего сгорания разделяются на двигатели со сгоранием топлива при постоянном объеме, со сгоранием топлива при постоянном давлении и со сгоранием — по смешанному циклу.

К последнему типу двигателей относятся бескомпрессорные двигатели с самовоспламенением от сжатия. В этом типе двигателей топливо подается в рабочий цилиндр еще до прихода поршня в в. м. т. и частично сгорает почти при постоянном объеме. Это ведет к повышению давления сгорания, с соответствующим повышением температуры, что и обеспечивает сравнительно хорошее

сгорание остальной части топлива, вводимой в цилиндр непосредственно за первой порцией и сгораемой при постоянном давлении (фиг. 1).



Фиг. 2. Схематическое изображение рабочего процесса четырехтактного двигателя высокого сжатия:

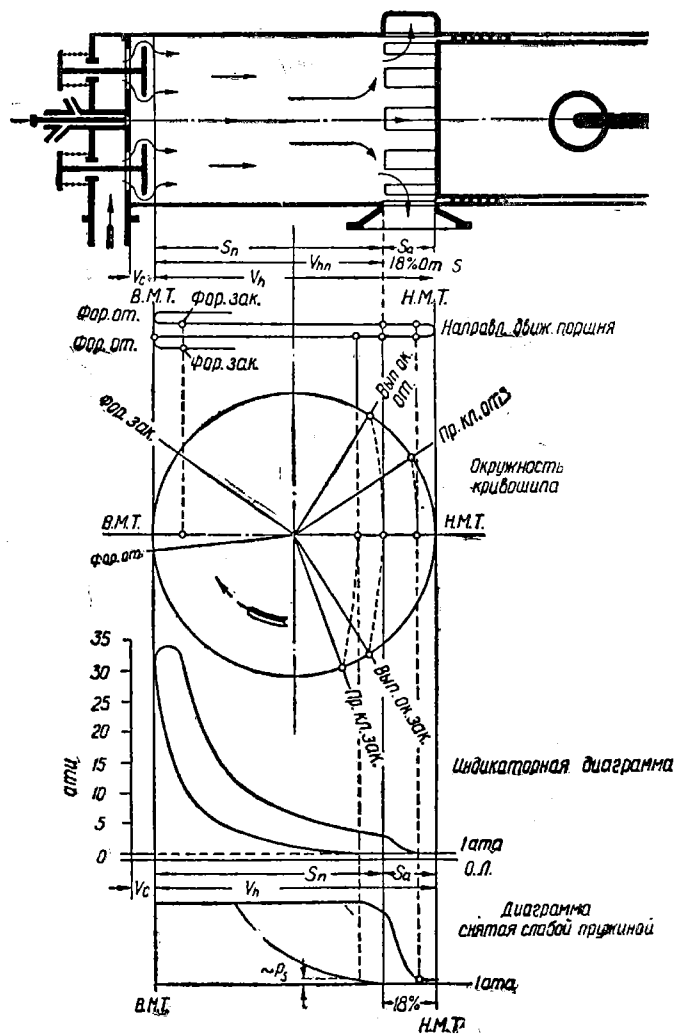
в. м. т. — верхняя мертвая точка; н. м. т. — нижняя мертвая точка; V_h — рабочий объем; V_c — намеря сжатия, atm — атмосферная линия; $ати$ — атмосфера избыточная; фор. от. — форсунка открыта; фор. зак. — форсунка закрыта; вып. от. — выпускной клапан открыт; вып. зак. — выпускной клапан закрыт; вп. от. — впускной клапан открыт; вп. зак. — впускной клапан закрыт.

Разрежение всасывания и избыточное давление выпуска около 0,05 — 0,1 ат.

Полный рабочий цикл разделяется на подготовительную часть (выхлоп, всасывание и сжатие) и рабочую (горение топлива и расширение продуктов сгорания). В четырёхтактных двигателях все эти процессы происходят за четыре хода поршня или соответственно за два оборота коленчатого вала.

Первый такт — ход всасывания — в четырёхтактном двигателе (фиг. 2) совершается за пол-оборота коленчатого вала, при открытом всасывающем клапане. Поршень, передвигаясь от верхней мёртвой точки (в. м. т.) к нижней мёртвой точке (н. м. т.), вследствие образующегося при этом разрежения, производит всасывание чистого воздуха (или рабочей смеси).

Второй такт — ход сжатия — образуется возвратным движением поршня от н. м. т. к в. м. т., что соответствует второй половине оборота вала. Давление при этом возрастает до некоторой максимальной величины, соответствующей типу и конструкции двигателя. Процесс сжатия протекает при закрытых клапанах.



Фиг. 3. Схематическое изображение рабочего процесса двухтактного двигателя высокого сжатия с клапанной продувкой:

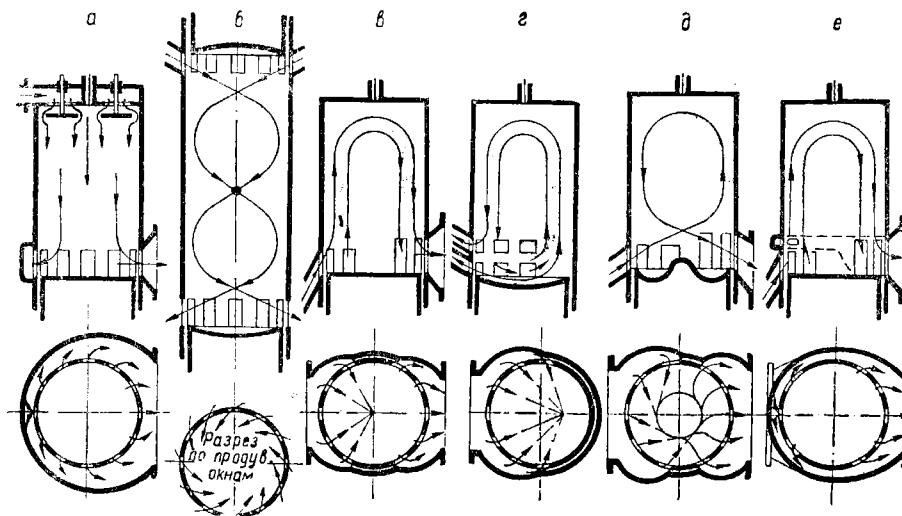
V_c — камера сжатия; V_h — рабочий объем; $V_{h,n}$ — полезный рабочий объем; S_n — полезная часть хода; S_d — потерянная часть хода; atm — атмосферная линия; *фор. от.* — форсунка открыта; *фор. зак.* — форсунка закрыта; *вып. ок. от.* — выпускные окна открыты; *пр. кл. от.* — продувочные клапаны открыты; p_3 — давление продувки = 1,1—1,2 *атм.*. Количество продувочного воздуха $L = 1,6 V_h$.

Третий такт — горение топлива и расширение продуктов сгорания — протекает при первой половине второго оборота вала, при ходе поршня к н. м. т. с закрытыми клапанами двигателя. В начале третьего такта происходит воспламенение смеси, дающее на остальном участке пути хода поршня к н. м. т. расширение продуктов сгорания.

Четвёртый такт — ход выталкивания отработанных продуктов сгорания — совершается при ходе поршня к н. м. т. за вторую половину второго оборота вала при открытом выхлопном клапане.

В двухтактных двигателях описанная работа производится за два рабочих хода поршня или, соответственно, за один оборот коленчатого вала.

В двухтактном двигателе (фиг.3) первый такт—рабочий—совершается при ходе поршня к н. м. т., при этом происходит сгорание топлива и расширение



Фиг. 4. Схематическое изображение способов продувки:

а — клапанная прямоточная продувка; б — тангенциальная прямоточная продувка; в — поперечная продувка с отражателем; г — односторонняя петлевая продувка; д — тангенциальная продувка; е — поперечная продувка с выхлопными подсосывающими окнами.

продуктов сгорания. Поршень, открывая выхлопные щели, даёт выход продуктам сгорания в атмосферу. Пройдя ещё некоторый участок пути, поршень открывает продувочные клапаны (или окна), через которые и осуществляется продувка двигателя воздухом или смесью воздуха с горючим.

При втором такте, при ходе поршня от н. м. т., до закрытия продувочных клапанов, протекает процесс продувки — очищение цилиндра от продуктов сгорания и зарядка чистым воздухом. Выталкивание газов продолжается до закрытия поршнем выхлопных щелей, после чего наступает процесс сжатия, продолжающийся до в. м. т., затем начинается новый цикл. Способы продувки показаны на фиг. 4. Продувочный воздух обычно подаётся отдельным продувочным насосом или путём использования обратной стороны рабочего поршня для всасывания и нагнетания продувочного воздуха (кривошипно-камерная продувка и др.).

Подготовительная часть процесса в двигателях совершается за счёт кинетической энергии махового колеса, которая накапливается в маховике в период рабочего хода поршня вследствие образующегося давления сгораемого топлива.

Основные данные теплового процесса

Тепловой расчёт ведётся для двигателей независимо от заданной мощности с учётом расхода единицы топлива на цикл. После определения p_i по заданной мощности находят размеры двигателя, расход топлива и эффективный коэффициент полезного действия. За единицу жидкого топлива берётся 1 кг, а для газового топлива одна килограмм-молекула. Расчёт в килограмм-молекулах

удобен тем, что эта величина для всех газов имеет одинаковые объёмы и что молекулярные теплоёмкости всех двухатомных газов настолько близки между собой по значению, что принимаются равными.

Процесс всасывания

Отношение веса воздуха или рабочей смеси, поступившей в цилиндр, к теоретически возможному весу называется коэффициентом подачи η_v . Отношение веса оставшихся продуктов сгорания к весу рабочей смеси называется остаточным коэффициентом γ . Эти величины определяются по формулам:

$$\eta_v = \frac{T_0}{\rho_0(\varepsilon - 1)} \left(\varepsilon \frac{\rho_a}{T_a} - \frac{\rho_r}{T_r} \right), \quad (1)$$

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)} \frac{\rho_r}{T_r} - \frac{T_0}{\rho_0}, \quad (2)$$

где T_0 — абсолютная температура окружающей среды ($t^\circ + 273^\circ$);
 T_a — абсолютная температура рабочей смеси в конце всасывания;
 T_r — абсолютная температура продуктов сгорания в конце выхлопа;
 ρ_0 — абсолютное давление окружающей среды в кг/см^2 ;
 ρ_a — абсолютное давление всасывания в кг/см^2 ;
 ρ_r — абсолютное давление выхлопа в кг/см^2 ;
 ε — степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}, \quad (3)$$

где V_c — объём камеры сжатия;
 V_h — объём, описываемый поршнем двигателя.
 Величины T_r , ρ_r , ρ_a , η_v приведены в табл. 1.

Таблица 1

Величины параметров

Наименование двигателей	T_r , в град.	ρ_r , в кг/см^3	ρ_a , в кг/см^2	η_v
Тихоходные двигатели	700—750	1,08—1,15	0,88—0,95	0,87—0,90
Быстроходные двигатели	750—800	1,1 —1,4	0,7 —0,85	0,7 —0,83

Тихоходными двигателями считаются такие, у которых средняя скорость поршня ≤ 4 м/сек.

Температура конца всасывания T_a' , без учёта подогрева воздуха или рабочей смеси стенками цилиндра, определяется по формуле

$$T_a' = T_0 \frac{\rho_a \varepsilon}{\varepsilon \rho_a - \rho_r \frac{T_r - T_0}{T_r}}. \quad (4)$$

Дополнительный подогрев от стенок цилиндра ΔT_a принимается от 10 до 25° .

На значение T_a и η_v оказывают влияние величины относительного разрежения при всасывании $\frac{\rho_a}{\rho_0}$ и относительного противодавления при выхлопе $\frac{\rho_r}{\rho_0}$. В табл. 2 даны значения T_a и η_v в зависимости от разрежения и противодавления при определённых значениях T_r , T_0 и $\frac{\rho_r}{\rho_0}$, $\frac{\rho_a}{\rho_0}$.

Значения T_a и η_v Таблица 2

$\frac{p_a}{p_0}$	T_a	η_v
0,95	305	0,933
0,90	306	0,886
0,85	307	0,832
0,80	308	0,779
0,75	309	0,732
0,70	311	0,672
0,65	313	0,617
0,60	315	0,563
1,10	306	0,836
1,15	307	0,862
1,20	308	0,879

Таблица 3

Значения степеней сжатия

Типы двигателей	Степень сжатия ε
Газовые	6—7
Нефтяные низкого сжатия с воспламенением от калоризатора	3,0—4,5
Нефтяные среднего сжатия	5,8—10
Нефтяные компрессорные с воспламенением от сжатия	14—16
Нефтяные бескомпрессорные со струйным распыливанием и самовоспламенением от сжатия	12—14
Нефтяные бескомпрессорные с предкамерным распыливанием и самовоспламенением от сжатия	16—18

Таблица 4

Значения показателей сжатия

Типы двигателей	Показатель политропы n_1
Газовые	1,32—1,35
Нефтяные без впрыска воды	1,33—1,38
Нефтяные с впрыском воды	1,22—1,30
Нефтяные с самовоспламенением от сжатия	1,34—1,37

Высший предел воспламеняемости принимается такой, при котором дальнейшее обогащение смеси топливом приводит к невозпламеняемости; низший предел воспламеняемости, — при котором дальнейшее обеднение

При $\frac{p_r}{p_0} = 1,1$; $T_r = 800^\circ$;
 $T_0 = 290^\circ$.

При $\frac{p_a}{p_0} = 0,9$; $\varepsilon = 15$.

Процесс сжатия

Степень сжатия указана в табл. 3, а политропы сжатия даны в табл. 4.

Большие значения ε берутся для двигателей с меньшей цилиндрической мощностью.

В табл. 4 показатели политропы n_1 даны для двигателей с неохлаждаемыми поршнями. Для двигателей с охлаждаемыми поршнями n_1 берётся меньше на 0,02—0,04. Температура в конце сжатия в двигателях низкого сжатия не должна превышать температуры самовоспламенения топлива и находится в пределах 600° абс; для компрессорных двигателей температура конца сжатия должна быть $800—900^\circ$ абс; для бескомпрессорных со струйным распыливанием — $750—850^\circ$ абс, и с предкамерным распыливанием $750—900^\circ$ абс. Температура T_0 и давление p_0 в конце сжатия определяются по формулам:

$$T_0 = T_a \varepsilon^{n_1-1}; \quad (5)$$

$$p_0 = p_a \varepsilon^{n_1}. \quad (6)$$

Процесс сгорания и расширения

Отношение количества вводимого в цилиндр воздуха к теоретически необходимому количеству воздуха называется коэффициентом избытка воздуха α , значения которого приведены в табл. 5.

смеси топливом также приводит к невоспламеняемости.

Практически сгорание начинается не в в. м. т., а в конце сжатия и частично переносится на линию расширения. Наблюдающееся при этом догорание повышает температуру выхлопа и понижает показатель политропы расширения.

В табл. 6 дана температура самовоспламенения топлива при нормальном давлении.

При обеднении или обогащении смеси температура самовоспламенения топлива повышается. На температуру самовоспламенения в большой степени влияет давление в конце сжатия; так, например, с увеличением ϵ температура самовоспламенения уменьшается.

Давление в конце расширения p_b и температуры T_b для цикла с быстрым горением топлива

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}} \text{ кг/см}^2; T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}}; \quad (7)$$

для циклов с постепенным и смешанным горением топлива:

$$p_b = p_z \left(\frac{\rho}{\epsilon}\right)^{n_2} \text{ кг/см}^2; T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\epsilon}\right)^{n_2-1}, \quad (8)$$

где $\rho = \frac{V_z}{V_o}$.

Для процесса расширения показатель политропы может быть принят по табл. 7. Для двигателя с большой степенью сжатия берут меньшие значения n_2 , а для двигателей с меньшей степенью сжатия, а также для малых нагрузок и замедленного горения берут n_2 большего значения. Возможные ошибки при оценке n_2 в основном отзываются на линии расширения, на величину же p_1 влияют сравнительно мало.

Для двигателей с охлаждаемым поршнем n_2 берётся больше на 0,02—0,03.

Таблица 5

Значение коэффициента избытка воздуха

Типы двигателей	Коэффициент избытка воздуха α
Газовые	1,05—1,5
Нефтяные двигатели низкого сжатия с кривошипно-камерной продувкой	1,8 —2,5
Керосиновые	1,3 —1,8
Компрессорные двигатели с воспламенением от сжатия	1,4 —2,3
Бескомпрессорные двигатели с самовоспламенением от сжатия	1,5 —2,4

Таблица 6

Температура самовоспламенения различных топлив

Вид и название топлива	Температура воспламенения в град.
Жидкое топливо:	
бензин	415—460
керосин	380—430
мазут	380
машинное масло	380
каменноугольная смола	500
Газообразное топливо:	
водород	585
метан	650—720
окись углерода	650
бутан	475—550
пропан	510—580
этан	580—605

Таблица 7

Значение показателей расширения

Типы двигателей	Показатель политропы n_2
Двигатели с самовоспламенением от сжатия	1,28—1,32
Газовые	1,27—1,30
Нефтяные без впрыска воды	1,25—1,30
Нефтяные с впрыском воды	1,15—1,25

Процесс выхлопа

Продукты сгорания выталкиваются из цилиндра раньше н.м.т. Величина давления p_i определяется по табл. 1.

Таблица 8

Значения средних индикаторных давлений

Наименование двигателей	p_i в кг/см ²
Газовые двигатели:	
а) на бедных смесях	4,2—5,2
б) на богатых смесях	5,0—6,0
в) с наддувом	5,5—7,0
Двухтактные нефтяные с запальным шаром и кривошипно-камерной продувкой	2,2—3,0
То же, но с повышенным ϵ	2,4—4,0
Двухтактные двигатели высокого сжатия с кривошипно-камерной продувкой	2,4—4,0
Компрессорные двигатели высокого сжатия	6,8—8,6
Бескомпрессорные двигатели высокого сжатия	6,2—7,0

Моменты открытия и закрытия клапанов принимаются для каждого двигателя в соответствии с указанием завода.

Значения p_i можно принимать для ориентировочных подсчетов по табл. 8.

При переходе к среднему индикаторному давлению действительной диаграммы применяется формула:

$$p_i = \varphi p_i' - \Delta p_i \text{ кг/см}^2, \quad (9)$$

где коэффициент φ называется коэффициентом полноты диаграммы и для полной нагрузки принимается от 0,92 до 0,97. Указанный коэффициент

учитывает потери у точек начала и конца горения, начала и конца выхлопа; Δp_i является поправкой на отрицательную работу при выпуске и всасывании.

Общие указания по тепловому процессу двухтактного двигателя

В двухтактном двигателе процессы всасывания и выхлопа заменяются процессом продувки рабочего цилиндра воздухом, предварительно сжатым в продувочном насосе или в кривошипной камере двигателя.

В двухтактных двигателях начальное давление берётся в пределах 1,10 до 1,25 *ата*, в быстроходных двигателях это давление повышается до 1,40 *ата*. Температура начала сжатия, из-за нагрева воздуха в продувочном насосе, получается выше, чем у четырёхтактного двигателя, её можно принимать в пределах от 350 до 380° абс. Вместо отрицательной работы на всасывание и выталкивание газов необходимо учитывать отрицательную работу продувочного насоса (8—10%).

Определение мощности по главным размерам двигателя

Индикаторная мощность, развиваемая двухтактным двигателем простого действия, определяется по формуле

$$N_i = \frac{p_i \cdot n \cdot V_d}{900} \text{ л. с.}; \quad (10)$$

для четырёхтактных двигателей

$$N_i = \frac{p_i \cdot n \cdot V_d}{450} \text{ л. с.} \quad (11)$$

Для двухтактных двигателей объём в литрах принимается равным всему объёму цилиндра за вычетом части объёма, отводимого на выхлоп и продувку. Эффективная мощность определяется по формуле

$$N_e = N_i \eta_m \text{ л. с.}, \quad (12)$$

где η_m — механический коэффициент полезного действия.

Практические данные для p_e и $\gamma_{ит}$ приведены в табл. 9.

Таблица 9
Значения p_e и $\gamma_{ит}$

Тепловой баланс двигателя

В идеальном двигателе из всего располагаемого тепла Q_0 превращается в работу $Q_0 - Q_1$; количество Q_1 является неизбежной потерей.

Практически в реальном двигателе неизбежны потери в охлаждающую воду с выхлопными газами и в окружающую среду. Кроме того, в реальном двигателе имеют место потери от догорания топлива на линии расширения, от неполного горения, потери на работу насосов и пр.

В общем виде уравнение теплового баланса, отнесённое к одному часу работы двигателя, выражается формулой

$$Q_0 = Q_e + Q_{ox} + Q_e + Q_{н.б} + Q_{н.с} \text{ ккал/час,}$$

где Q_0 — располагаемая теплота, определяющаяся по нижней теплотворной способности топлива и по его часовому расходу;

Q_e — теплота эквивалентная эффективной работе

$$Q_e = 632N_e \text{ ккал/час;}$$

Q_{ox} — теплота, отнимаемая охлаждением, находится опытным путём;

Q_e — теплота, уходящая с отработавшими газами, определяется как разность теплосодержания отработавших газов и свежего заряда.

Способ экспериментального определения Q_e заключается в калориметрировании отработавших газов.

$Q_{н.с}$ — потеря теплоты вследствие теоретической неполноты сгорания.

Для определения $Q_{н.с}$ необходимо знать элементарный состав топлива и коэффициент α .

$Q_{н.б}$ — остаточный член баланса учитывает прочие, трудно определяемые потери теплоты в двигателе, а также включает в себя погрешности в оценке всех прочих членов баланса

$$Q_{н.б} = Q_0 - (Q_e + Q_{ox} + Q_e + Q_{н.с}) \text{ ккал/час.}$$

На фиг. 5 представлена схема теплового баланса, дающая наглядное представление о тепловом потоке и статьях расхода теплоты в действительном двигателе.

Коэффициенты полезного действия

Термическим к. п. д. называется отношение тепла, превращённого в работу в теоретическом цикле, к теплу, затраченному в этом цикле.

Термический к. п. д. — η_t определяется по формулам: для цикла быстрого сгорания

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}}; \quad (13)$$

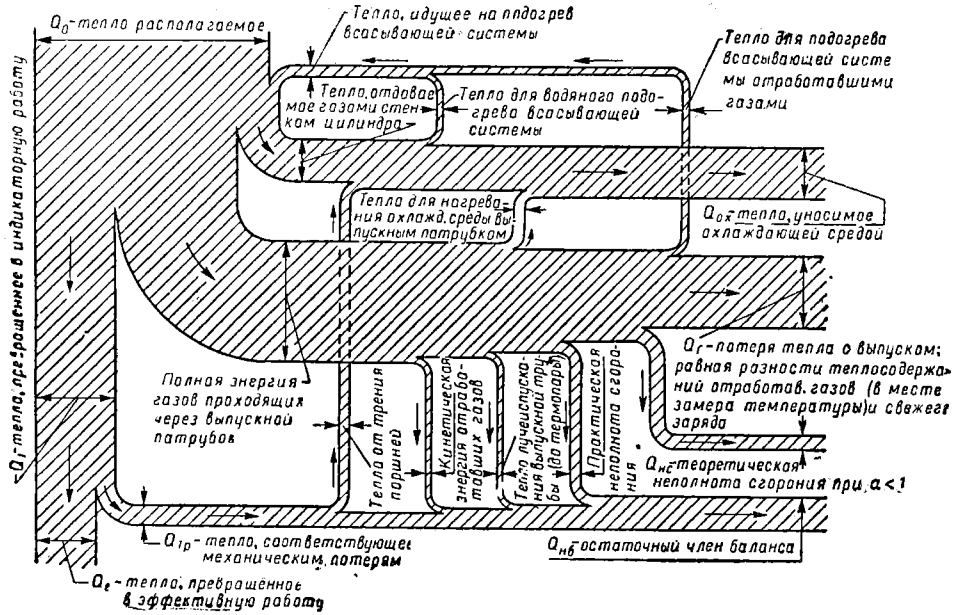
для цикла постепенного сгорания

$$\eta_i = 1 - \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} k (\rho - 1)}; \quad (14)$$

для цикла смешанного сгорания

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} (\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)}, \quad (15)$$

где k — показатель адиабаты;
 ρ — степень предварительного расширения (отношение объёма в конце сгорания к объёму в конце сжатия);
 λ — степень увеличения давления при сгорании (отношение давления в конце сгорания к давлению в конце сжатия).



Фиг. 5. Схема теплового баланса.

Индикаторный к. п. д. η_i представляет собой отношение тепла, фактически превращённого в работу в цилиндре, к теплу, затраченному на эту работу.

$$\eta_i = \frac{632,3}{b_u Q_p^H}, \quad (16)$$

где b_u — расход топлива;
 Q_p^H — рабочая теплотворная способность топлива.

Относительный индикаторный к. п. д. — η_g представляет собой отношение индикаторного к. п. д. к термическому и характеризует степень совершенства действительного цикла

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t}. \quad (17)$$

Эффективный к. п. д. — η_e представляет собой отношение тепла эквивалентного полезной работе, к теплу топлива:

$$\eta_e = \frac{632,3}{b_e Q_p^H}, \quad (18)$$

где b_e — расход топлива на 1 э. л. с.-час.

Относительный эффективный к. п. д. η_{ge} представляет собой отношение эффективного к. п. д. к термическому и характеризует степень использования двигателем термодинамического цикла

$$\eta_{ge} = \frac{\eta_e}{\eta_t} \quad (19)$$

Механический к. п. д. — η_m представляет собой отношение работы, получаемой на валу двигателя, к работе, развиваемой в цилиндре двигателя

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_t} = \frac{\eta_e}{\eta_t} = \frac{L_e}{L_t}, \quad (20)$$

где L_e — работа, получаемая на валу двигателя;

L_t — индикаторная работа.

Соотношение между рассмотренными к. п. д. дают

$$\begin{aligned} \eta_t &= \eta_g \cdot \eta_i; \\ \eta_e &= \eta_{ge} \cdot \eta_{t_i} = \eta_m \cdot \eta_t = \eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_i, \end{aligned} \quad (21)$$

Расход топлива

Расход топлива (теоретический) по тепловому расчёту находится по формулам:

для жидкого топлива

$$b_u = 9220 \frac{p_0}{T_0} \cdot \frac{\eta_v}{L' p_t} \text{ кг/у. л. с.-час}; \quad (22)$$

для газообразного топлива

$$b_u = 7780 \frac{p_0}{T_0} \frac{\eta_v}{p_i (1+L)} \text{ м}^3/\text{у. л. с.-час} \quad (23)$$

при 15° и 735,5 мм рт. ст.

Расход топлива на 1 э. л. с.-час через удельный индикаторный расход топлива определяется по формуле

$$b_e = \frac{b_u}{\eta_m}. \quad (24)$$

Практически расход топлива на 1 э. л. с.-час определяется испытанием.

Удельный расход топлива меняется в довольно широких пределах в зависимости от нагрузки. У двигателей высокого сжатия минимальный расход находится в пределах 75—85% от полной мощности. Примерное увеличение удельного расхода топлива по сравнению с оптимальным расходом (принимаемым за 100%) приведено в табл. 10.

Таблица 10

Увеличение удельного расхода топлива при изменении нагрузки

Повышение расхода топлива в % от минимального	Нагрузка в % от полной						
	110	100	90	80	70	50	25
Двигатели бескомпрессорные	2,5%	1%	0,2%	0,0%	0,5%	2,5%	55%
Газовые двигатели и калоризаторные нефтянки . .	0,9%	0,0%	2,0%	11%	15%	30%	100%

71. КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Нефтяные двигатели низкого сжатия

Особенностями нефтяных двигателей низкого сжатия являются:

- 1) быстрое сгорание топлива — при постоянном объёме;
- 2) низкая степень сжатия;
- 3) воспламенение топлива за счёт одновременного действия теплоты сжатия и теплоты накаливаемой поверхности калоризатора;
- 4) низкое давление распыливания топлива в пределах 40—80 ат.

В основном нефтяные двигатели низкого сжатия выполняются двухтактными с использованием кривошипной камеры двигателя для целей продувки.

Этот тип двигателей отличается простотой конструкции, несложностью ухода и надёжностью в работе. Существенным недостатком двигателей низкого сжатия является большой расход топлива (250—450 г/э. л. с.-час), который объясняется несовершенством распыливания топлива, низкой степенью сжатия и некачественной продувкой.

Из-за низкой степени сжатия температура сжатого воздуха недостаточна для воспламенения топлива, поэтому перед пуском калоризатор разогревается паяльной лампой до тёмновишнёвого цвета. Впрыскиваемое топливо направляется на калоризатор за 35—40° до прихода поршня в в. м. т., вследствие чего обеспечивается своевременное его воспламенение топлива.

Нижний предел температуры калоризатора 360—380°, верхний предел — 550°. При увеличении нагрузки температура калоризатора увеличивается. Для регулирования температуры в камеру сжатия вводится вода, количество которой определяет температуру калоризатора и температуру цикла. Размеры калоризатора подбираются так, чтобы при холостом ходе двигателя температура калоризатора не была ниже минимального предела (360—380°).

Типы двигателей

Двигатели завода «Коммунист». Двигатели выпускаются в одно- и двухцилиндровом исполнении стационарного и судового типа. Двигатели двухтактные с кривошипно-камерной продувкой без впрыскивания воды. Особенностью двигателя является повышенная степень сжатия с конечным давлением сжатия до 12—14 ат и давлением вспышки до 26—28 ат.

Для воспламенения топлива служит запальник, установленный в крышке (калоризаторе). Форсунка имеет распылитель с двумя параллельными спиральными канавками; диаметр отверстия сопла 0,5—0,6 мм. Привод плунжера насоса приводится в движение от кулачка, заклиненного под углом, обеспечивающим начало подачи топлива в 60° до в. м. т.

Регулирование подачи топлива производится с помощью центробежного регулятора, перемещающего муфту с кулачком вдоль вала и изменяющего тем самым величину хода плунжера.

Смазка двигателя производится от лубрикатора. Смазка мотылёвого подшипника — центробежная. Смазка поршневого пальца производится с помощью маслоуловителя.

Для пуска двигателя вынимается запальник и нагревается до тёмновишнёвого цвета, после чего устанавливается на место и зажимается гайкой.

На фиг. 6 показан продольный разрез двигателя.

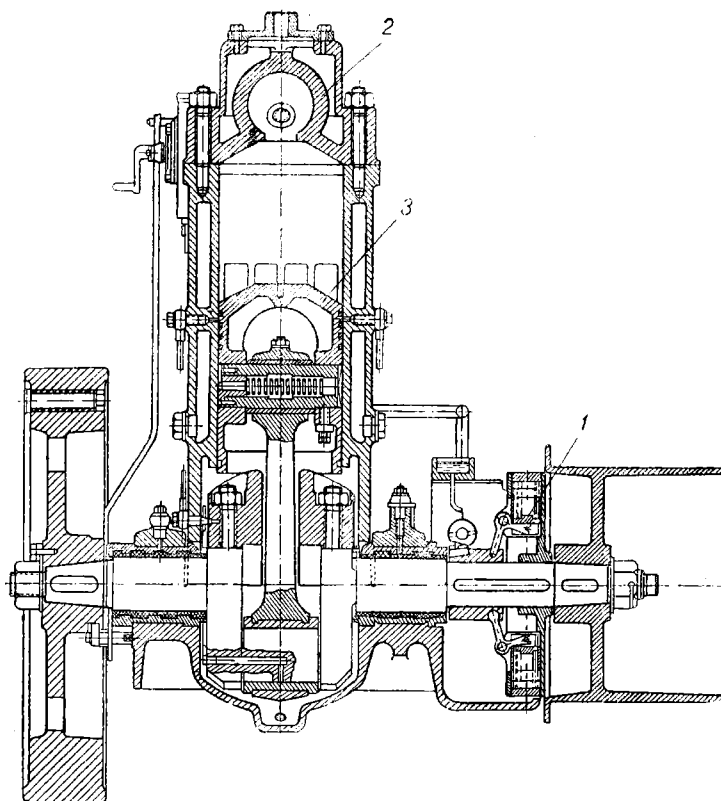
Двигатели «Красный Прогресс». Завод имени Кирова выпускал двигатели мощностью 12 и 18 л. с. и более совершенную модель в 22 л. с.

В двигателях 18 и 22 л. с. регулирование числа оборотов производится с помощью маятникового регулятора (фиг. 7), дающего пропуск вспышек.

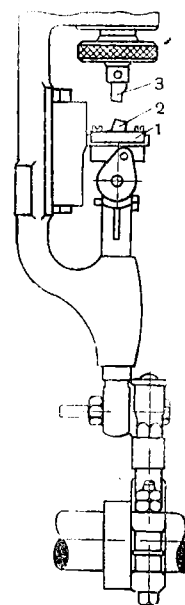
Маятник приводится в действие от эксцентрика, расположенного на валу двигателя. При большом числе оборотов маятник, будучи закреплён на шарнире благодаря наличию выступа на направляющей планке, забрасывается в сторону и не производит нагнетания топлива. При регулировке положение выступа меняется путём передвижения винтами всей направляющей планки.

Нормальное число оборотов устанавливается соответствующим регулированием положения выступа и натяжения пружины в шарнире маятника.

Форсунка двигателя показана на фиг. 8.



Фиг. 6. Продольный разрез двигателя завода «Коммунист», 15 л. с.:
1 — регулятор; 2 — калоризатор; 3 — поршень.

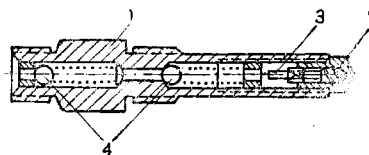


Фиг. 7. Маятниковый регулятор:

1 — маятник; 2 — бойк;
3 — наконечник плун-
жера.

Двигатели «Красный Прогресс» двухтактные с кривошипно-камерной продувкой и выполняются с впрыском воды. В нижней части калоризатор снабжается козырьком, назначение которого способствовать завихрению воздуха и служить направлением для впрыскиваемого топлива.

В двигателе мощностью 22 л. с. регулировка осуществляется центробежным регулятором (фиг. 9). Грузы регулятора укреплены на рычагах, которые поворачиваются вокруг своих осей. Концы рычагов соединены с муфтой. Пружина отжимает муфту вправо. При увеличении числа оборотов грузы регулятора расходятся и перемещают муфту влево. Перемещение муфты вызывает соответствующее смещение косоугольного кулачка, воздействующего на ролик топливного насоса.



Фиг. 8. Форсунка:

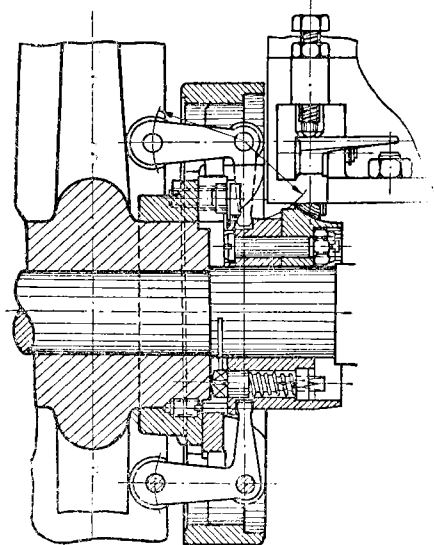
1 — корпус; 2 — сопло; 3 — распылитель; 4 — шариковый клапан.

Калоризатор выполнен с цилиндрическим стаканчиком, крепится к крышке. Форсунка расположена так, что струя топлива направляется в цилиндрический стаканчик, где и воспламеняется. Для работы на тяжёлых сортах топлива предусмотрен специальный подогрев калоризатора отходящими газами.

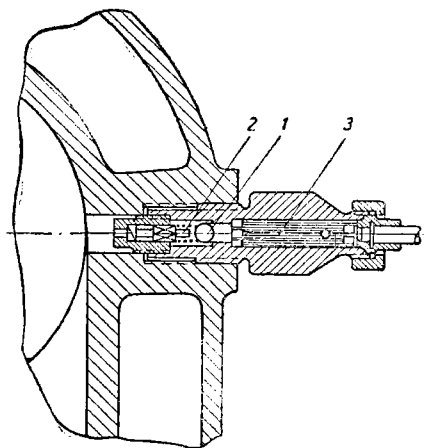
На фиг. 10 показана форсунка. Поступающее в форсунку топливо проходит через щелевой фильтр к распылителю, выполненному со спиральной нарезкой.

Смазка двигателя производится от лубрикатора. Охлаждение предусмотрено циркуляционное, с градирней.

Двигатели «Победа». Завод имени Микояна изготавливает двухтактные двигатели «Победа» с кривошипно-камерной продувкой и впрыском воды. Запальный шар при помощи резьбы крепится к крышке двигателя. Топливный



Фиг. 9. Центробежный регулятор.



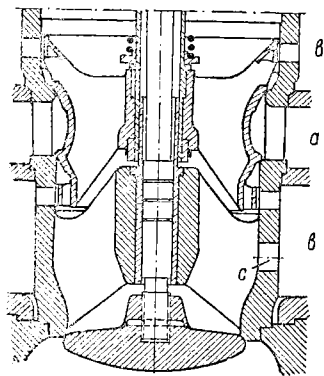
Фиг. 10. Форсунка:

1 — шариковый клапан; 2 — распылитель;
3 — фильтр.

насос приводится от эксцентрика, который связан с центробежным регулятором. Количество подаваемого топлива регулируется путём перестановки регулятором кулачка.

Газовые двигатели

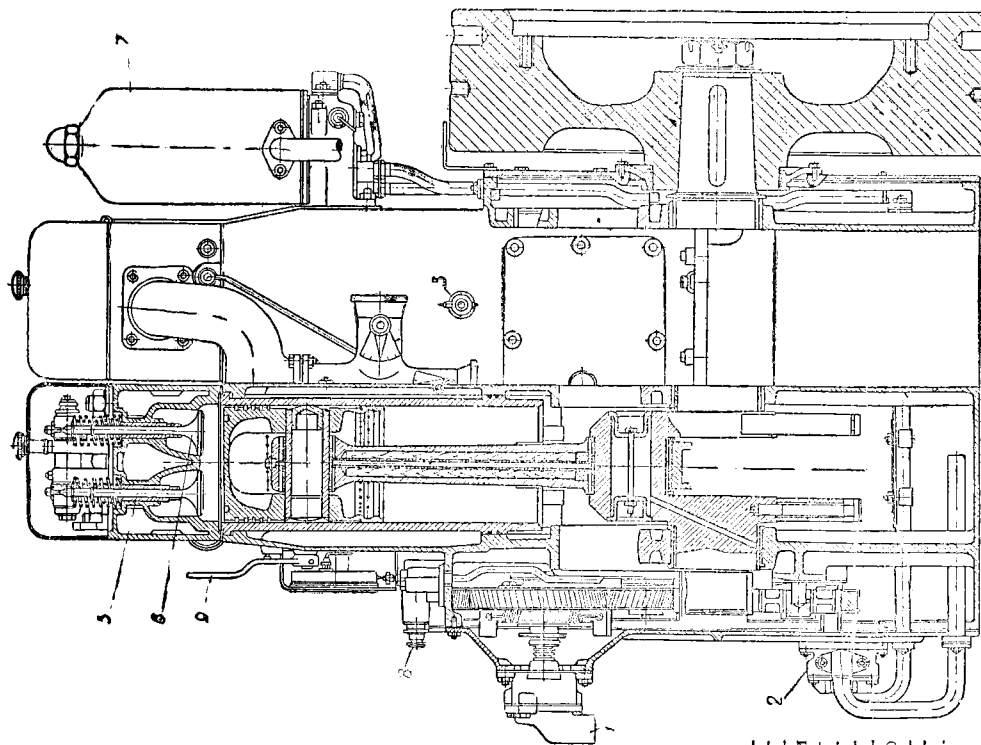
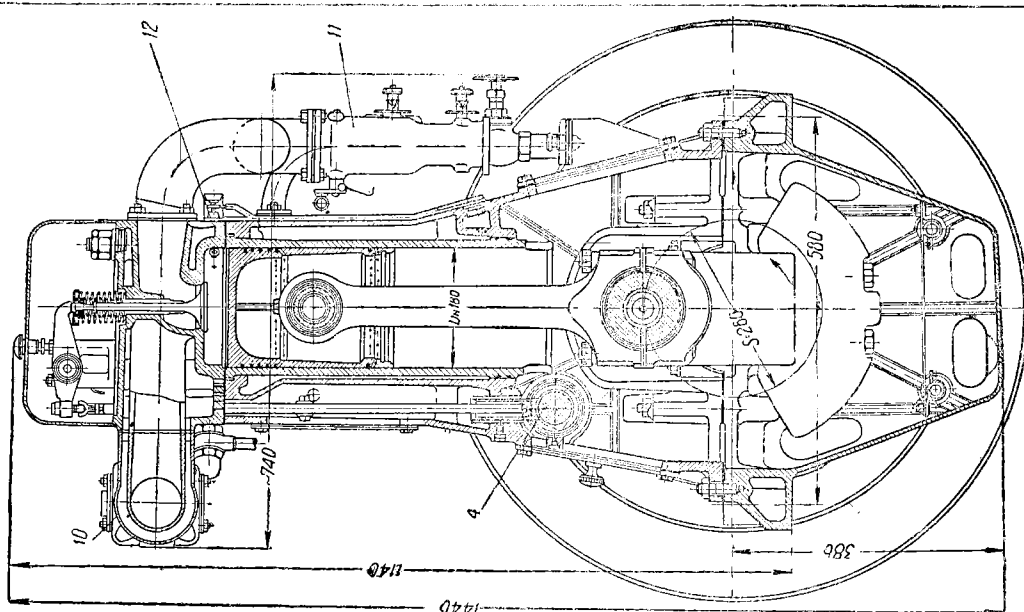
Основными видами топлива для газовых двигателей являются генераторный, доменный, коксовальный, светильный газы и применяющийся в последнее время природный газ.



Фиг. 11. Газосмесительный клапан.

Образование рабочей смеси получается в специальном смесителе либо в смесительном всасывающем клапане. При наличии смесительного клапана на подводящем газопроводе должен быть установлен обратный газовый клапан, перекрывающий доступ газа в цилиндр при открытом всасывающем клапане. Такой же клапан обычно ставится и после смесителя. Объем смешивающей камеры должен быть по возможности ограничен.

На фиг. 11 показан один из типов смесительного клапана, где *a* — газовая камера, *b* — воздушные камеры. Двухпорный газо-воздушный клапан выполнен в виде поршневого золотника, укрепленного на полой шпindelе, концентричном со шпindelем всасывающего клапана. Привод золотника под действием регулятора открывает золотник вверх на величину, определяющуюся нагрузкой, всасывающий же клапан открывается вниз на постоянную величину. Во избежание взрывов в смешивающей камере газовый золотник закрывается раньше и открывается позже впускного клапана. Для прохода воздуха при закрытом газовом золотнике в нижней части камеры предусмотрены отверстия *c*.



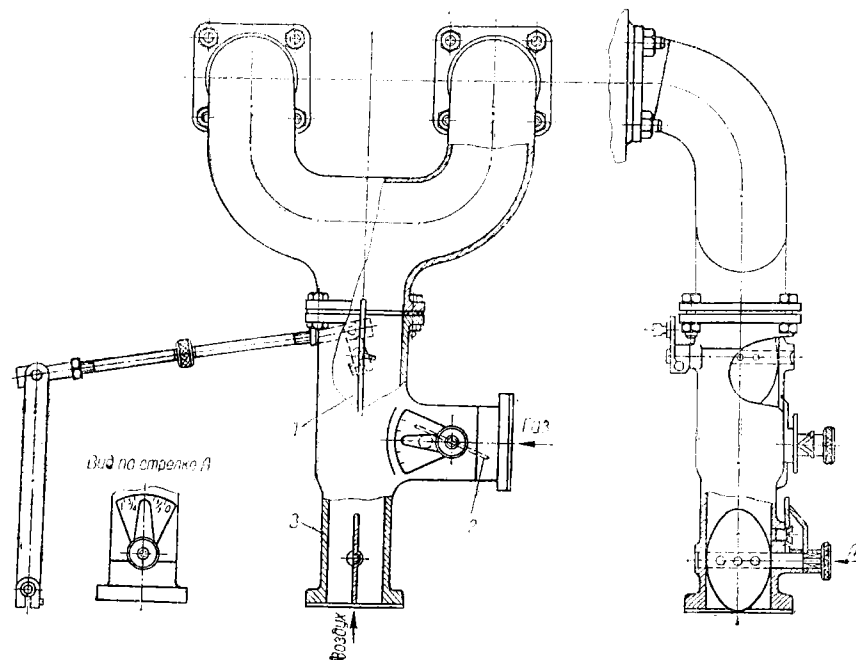
Фиг. 12. Двигатель
2ГЧ 18/26;

- 1 — распределитель пустого воздуха; 2 — масляный насос; 3 — сапун; 4 — распределительный вал; 5 и 6 — вращающийся и вращающийся валы; 7 — охлаждающая вода; 8 — редукционный клапан; 9 — ручья для демпферного устройства; 10 — выхлопной коллектор; 11 — всасывающий коллектор с газосмесителем; 12 — свеча.

В двигателях небольшой мощности газовый клапан обычно выполняется с автоматическим открытием под действием разрежения.

Для зажигания рабочей смеси применяется:

- 1) нормальные индукционные катушки автомобильного типа (для тихоходных двигателей);
- 2) магнето высокого напряжения автотракторного типа (для быстроходных двигателей);
- 3) аккумулятор, заряжаемый от генератора постоянного тока;
- 4) постоянный ток внешней электрической сети с применением повысительной индукционной катушки (бобины) автомобильного типа.



Фиг. 13. Всасывающий коллектор с газосмесителем двигателя 2ГЧ 18/26.

При пуске магнето, из-за малого числа оборотов, обычно даёт недостаточно сильную искру. Из этих соображений применяют двойное зажигание (с бобиной) или устанавливают магнето с пусковым ускорителем.

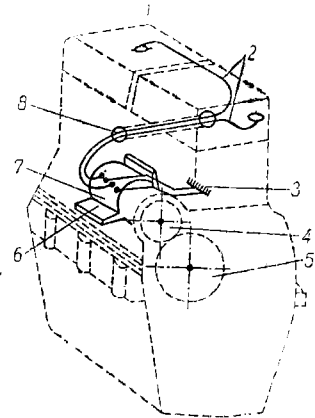
На фиг. 12 показан газовый двигатель марки 2-4ГЧ 18/26, четырёхтактный, стационарный, простого действия, мощностью 22,5 л. с. в цилиндре, с числом оборотов в минуту 750. В этом типе двигателя всасывающий коллектор с газосмесителем крепится к цилиндровой крышке, запальная свеча проводами высокого напряжения соединяется с магнето.

Всасывающий коллектор с газосмесителем показан на фиг. 13.

Заслонка 1 управляется регулятором, заслонка 2 служит для регулирования количества поступающего газа, а заслонка 3 — для регулирования количества поступающего воздуха.

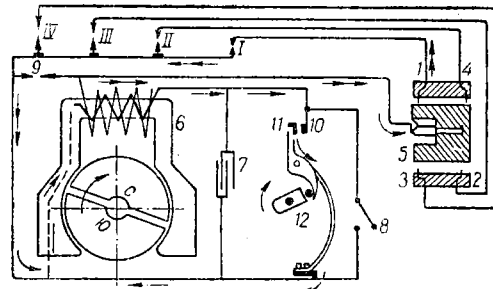
Схема расположения приборов зажигания показана на фиг. 14, а принципиальная схема — на фиг. 15.

Регулятор центробежного типа показан на фиг. 16. Регулятор располагается внутри шестерни 2, смонтированной на конце распределительного вала, и состоит из двух грузов 1. Указанные грузы, вращаясь на оси, через муфту 4 воздействуют на рычаг 8. Отклонению грузов препятствуют пружины 10. При увеличении числа оборотов грузы 1 перемещают муфту 4 вдоль оси вала, посредством цапфы 9 и рычага 8 поворачивают валик 5 и через рычаг 7 и шаровой палец 6 воздействуют на дроссельную заслонку.



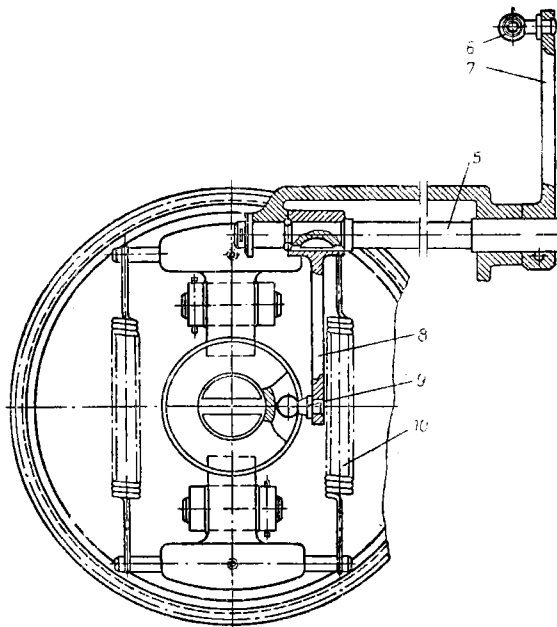
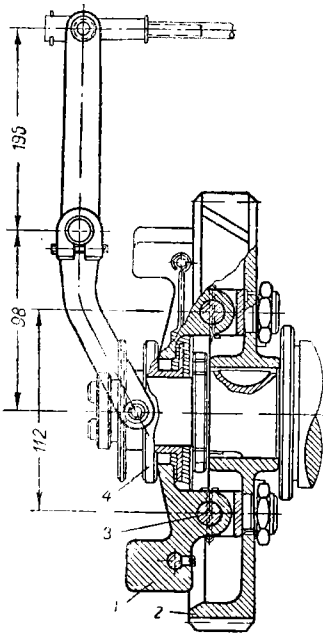
Фиг. 14. Монтажная схема приборов зажигания двигателя 2ГЧ 18/26:

1 — запальная свеча; 2 — провода высокого напряжения; 3 — провода высокого напряжения, замкнутые на массу; 4 — шестерня привода магнето; 5 — шестерня привода распределительного вала; 6 — кронштейн магнето; 7 — магнето; 8 — отверстие в блоке для проводов.



Фиг. 15. Принципиальная схема электрического зажигания двигателя 4ГЧ 18/26:

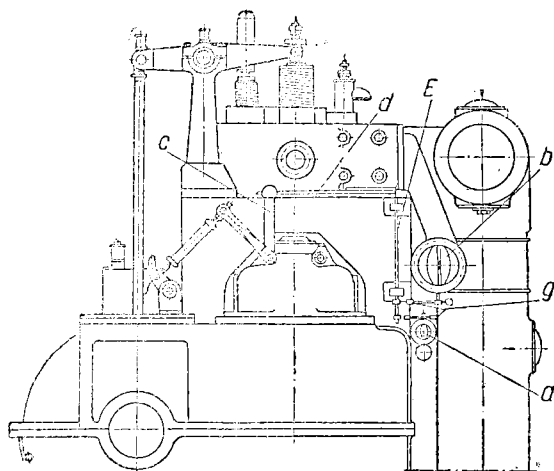
1, 2, 3, 4 — провода высокого напряжения к свечам I, II, III и IV; 5 — ротор распределитель; 6 — статор магнето; 7 — конденсатор; 8 — выключатель; 9 — предохранитель цепи высокого напряжения; 10—11 — контакты прерывателя цепи первичной обмотки; 12 — кулачок прерывателя.



Фиг. 16. Регулятор двигателя ГЧ 18/26:

1 — груз; 2 — шестерня; 3 — ось; 4 — муфта; 5 — валик рычага; 6 — шаровой палец; 7 — рычаг; 8 — рычаг; 9 — шаровая цапфа; 10 — пружина.

Связь регулятора с газовой и воздушной заслонками двигателя ГЧ 42,5/60 показана на фиг. 17, где *C* и *d* тяги, воздействующие на вертикальный валик *E*, который через рычаг *g* воздействует на газовую заслонку *a* и воздушную *b*. Общая схема регулирования и питания того же газового двигателя показана на фиг. 18.

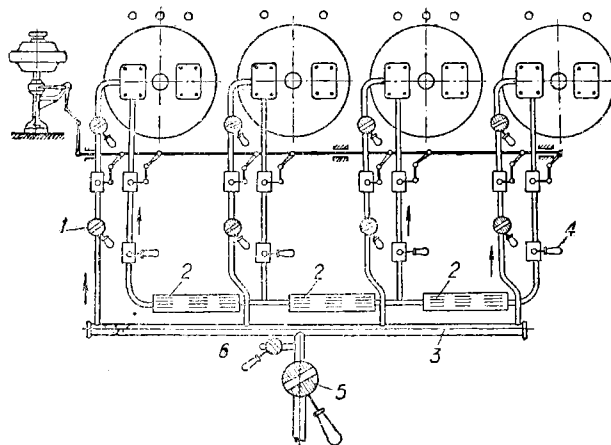


Фиг. 17. Связь регулятора с газовой и воздушной заслонками двигателя ГЧ 42,5/60.

Система регулирования и управление двигателем, который переоборудуется с тяжелого жидкого топлива на газообразное, осуществляется в зависимости от конструктивных особенностей двигателя.

На фиг. 19 приведена схема системы регулирования и управления, которая в основном может быть применена для двигателей. Муфта регулятора связывается через систему рычагов с газовой заслонкой и топливным насосом. Упругая связь с топливным насосом (через пружину) позволяет осуществлять работу по газожидкостному циклу (в этом случае воздействие на топливный насос дополнительно регулируется ручным рычагом и позволяет установить

с топливным насосом (через пружину) позволяет осуществлять работу по газожидкостному циклу (в этом случае воздействие на топливный насос дополнительно регулируется ручным рычагом и позволяет установить



Фиг. 18. Схема питания и регулирования газового двигателя ГЧ 42,5/60:

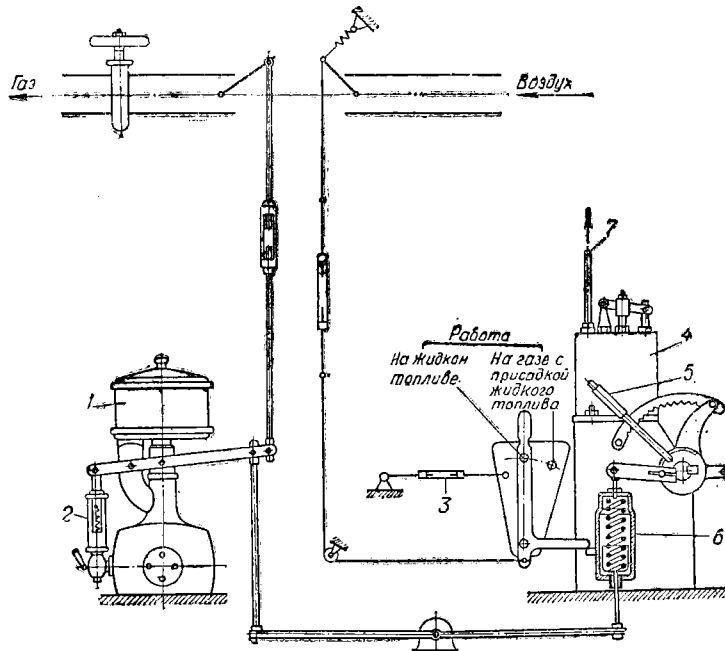
1 — ручная регулировка газа; 2 — воздух; 3 — газ; 4 — ручная регулировка воздуха; 5 — главный газовый кран; 6 — кран сообщения с атмосферой.

минимальную дозу запального топлива). При работе двигателя только на жидком топливе увеличение подачи производится посредством пружины, а уменьшение — независимо от пружины. Рассмотренная схема более наглядно показана на фиг. 20.

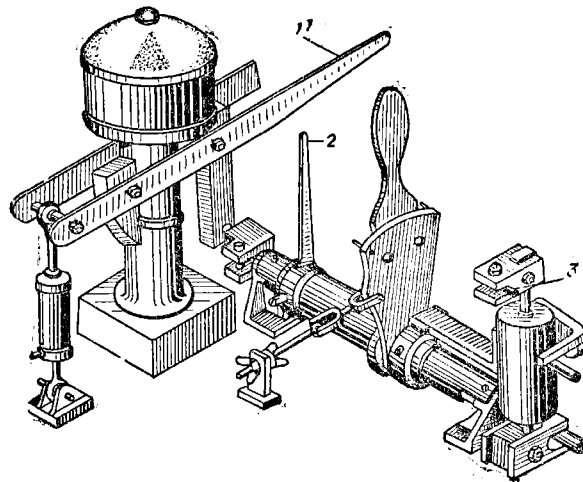
Компрессорные двигатели

В компрессорных двигателях распыливание топлива осуществляется с помощью воздуха. В настоящее время эти типы двигателей для стационарных установок с производства сняты.

В современных конструкциях двигателей хорошее распыливание и распределение топлива, в основном, зависит от топливоподающей системы и от конструктивных форм камеры сгорания.



Фиг. 19. Схема регулирования и управления двигателем:
1 — регулятор; 2 — пружинные весы; 3 — регулировка дозы жидкого топлива; 4 — топливный насос; 5 — пусковая рукоятка; 6 — измерительное устройство; 7 — нефтепровод к форсункам.



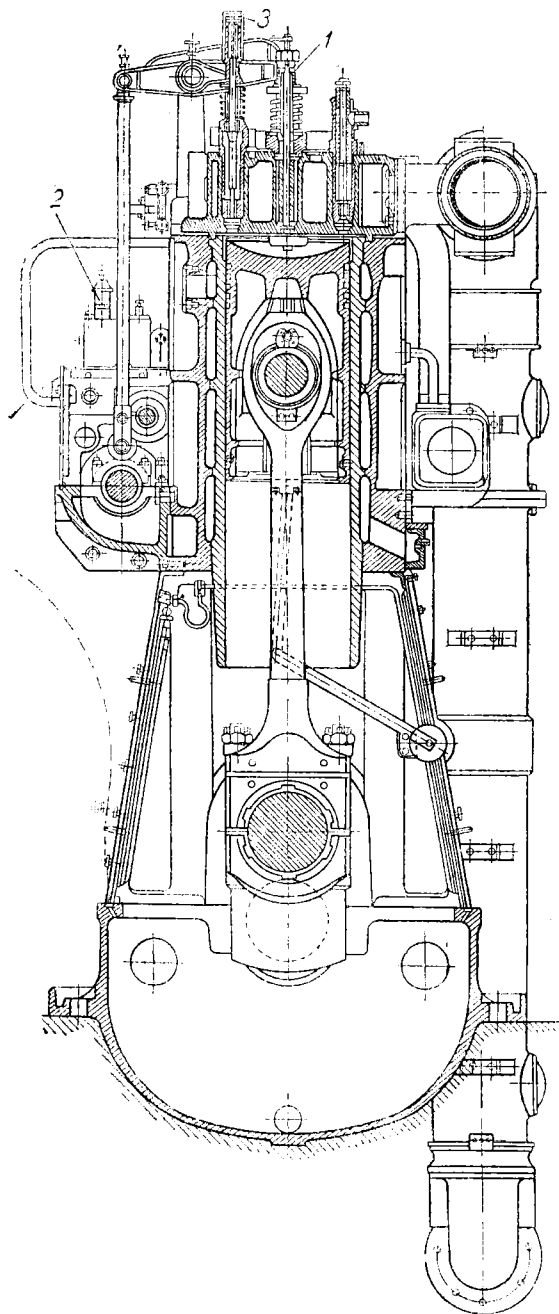
Фиг. 20. Схема регулирования:
1 — к газовой дроссельной заслонке; 2 — к вакуумной дроссельной заслонке; 3 — к отсекающему топливного насоса.

В компрессорных двигателях распыливание воздуха достигается с помощью воздуха давлением от 40 до 60 кг/см^2 .

Впрыск топлива производится с некоторым опережением, т. е. тогда, когда поршень ещё не дошёл до верхней мёртвой точки. Угол опережения впрыска принимается в связи с необходимостью предварительной подготовки топлива к сгоранию, т. е. его подогрева, смешения с воздухом, испарения и диффузии.

Бескомпрессорные двигатели

Основной особенностью бескомпрессорных двигателей является осуществление распыливания топлива непосредственно насосом в предкамеру или в камеру сжатия. В этих типах двигателей компрессор отсутствует либо сохраняется только для обеспечения установки пусковым воздухом. В зависимости от способа распыливания (в предкамеру, называемую также форкамерой, или непосредственно в камеру сжатия) двигатели разделяются на машины с предкамерным распыливанием и струйным.



Фиг. 21. Разрез двигателя Ч42,5/60:
1 — форсунка; 2 — топливный насос; 3 — пусковой клапан.

двигатель НИДИ марки 2Д 16/20, 30 л. с. при 650 оборотах в минуту. Двигатель выполнен с кривошипно-камерной продувкой. Распыливание топлива — предкамерное. Пуск осуществляется сжатым газом, отбираемым из

камеру сжатия. В этих типах двигателей компрессор отсутствует либо сохраняется только для обеспечения установки пусковым воздухом. В зависимости от способа распыливания (в предкамеру, называемую также форкамерой, или непосредственно в камеру сжатия) двигатели разделяются на машины с предкамерным распыливанием и струйным.

При предкамерном распыливании топливо подаётся под давлением 110—120 ат в предкамеру, где воспламеняются при недостатке воздуха. Образующееся при этом избыточное давление в предкамере вторично распыливает и подаёт топливо в основную массу воздуха, находящуюся в камере сжатия.

В двигателях со струйным распыливанием топливо непосредственно подаётся в камеру сжатия под давлением 200 ат и выше. Указанное давление распыливания создаётся непосредственно топливным насосом и обеспечивает необходимое качество распыливания.

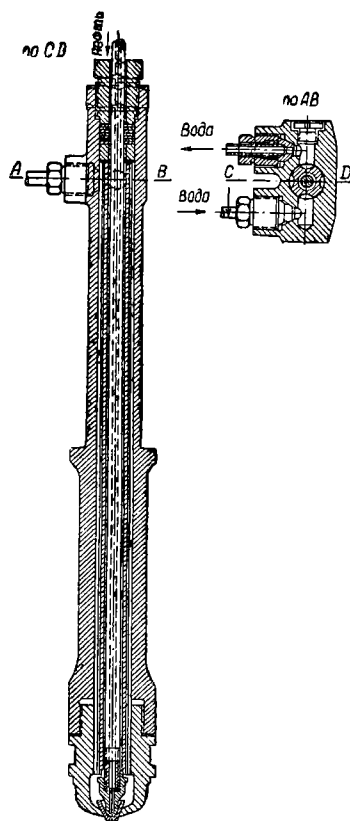
На фиг. 21 показан разрез бескомпрессорного 4-тактного двигателя марки 4—6 Ч 42,5/60. Особенностью конструкции является наличие анкерных связей, воспринимающих растягивающие усилия от вспышки и общего блока. Форсунка — открытого типа с подачей топлива от индивидуального насоса, смонтированного у каждого цилиндра. Распыливание топлива — струйное. Двигатель выполняется мощностью 100 и 125 л. с. в цилиндре.

На фиг. 22 показан двухтактный двухцилиндровый

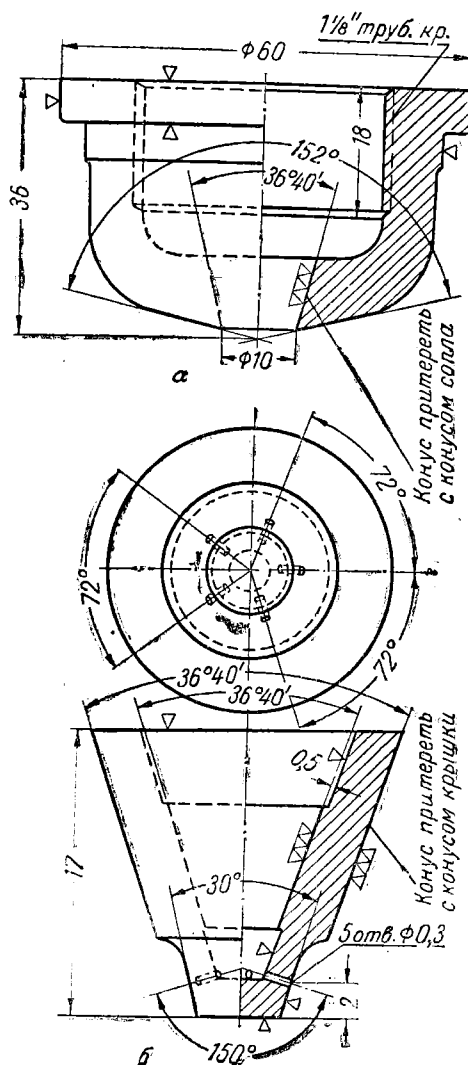
Нагнетающий трубопровод изготавливается из цельнотянутых толстостенных труб, исключающих заметную деформацию, которая могла бы вносить искажения в процессе распыливания.

Регулировка количества подаваемого топлива, осуществляется тремя способами: 1) изменением конца подачи; 2) изменением начала подачи; 3) изменением начала и конца подачи.

При первом способе начало подачи топлива сохраняется постоянным при любых нагрузках и числах оборотов. Регулировка подачи количества топлива осуществляется изменением конца нагнетания с помощью отсечного устройства



Фиг. 23. Открытая форсунка двигателя Ч 42,5/60.



Фиг. 24. Распылитель форсунки двигателя Ч 42,5/60.

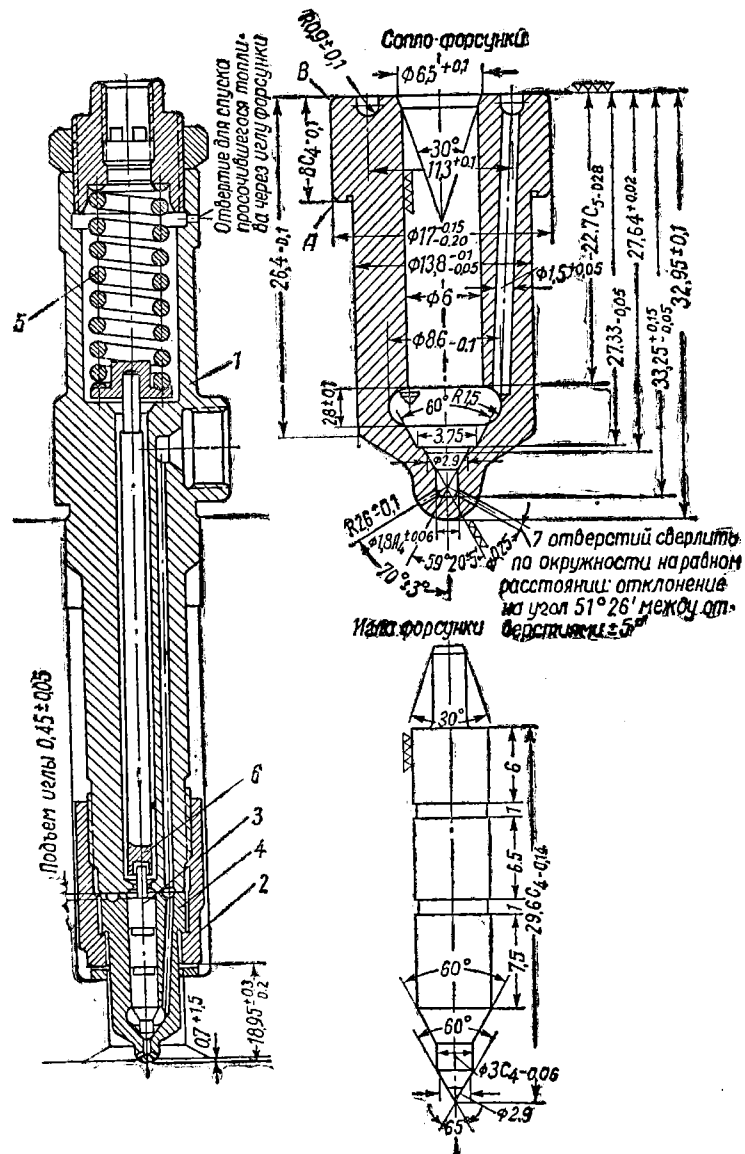
(клапана, иглы или золотника). Этот способ регулировки применяется в двигателях, которые должны работать при неизменном числе оборотов.

При втором способе начало подачи изменяется в зависимости от числа оборотов, а конец подачи остаётся неизменным.

При третьем способе изменяется как начало, так и конец подачи. Регулировка по этому способу, в виду сложности, применяется редко.

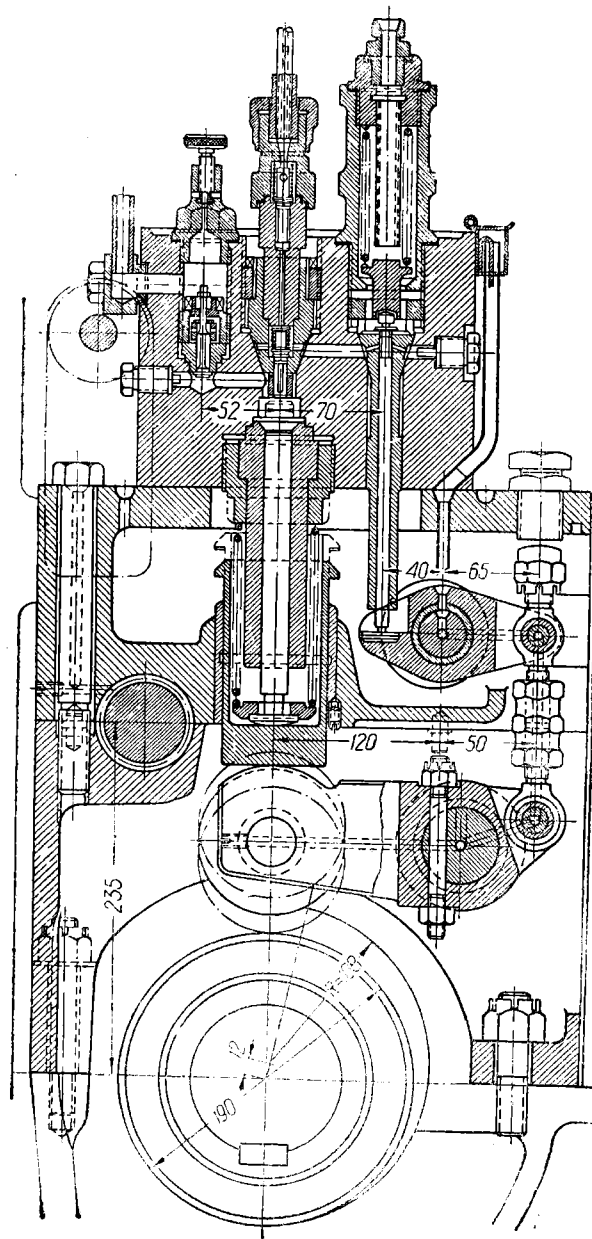
Смесеобразование в камерах сгорания бескомпрессорных двигателей с самовоспламенением от сжатия

Современные двигатели по типу и конструкции камер сгорания разделяются: 1) на типы с нераздельными камерами сгорания; 2) с разделёнными камерами сгорания.



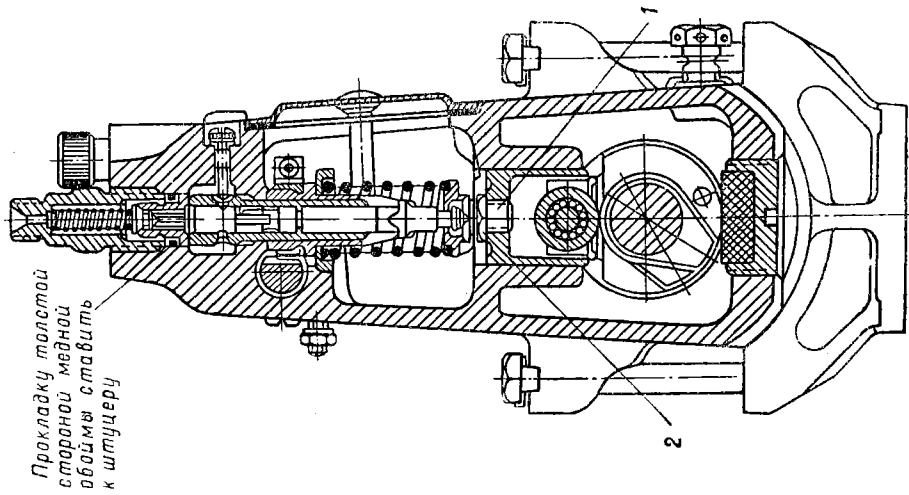
Фиг. 25. Форсунка двигателя ЗД-6:
 1 — корпус; 2 — нажимная гайка; 3 — игла; 4 — корпус распылителя;
 5 — пружина; 6 — толкатель.

- По принципу смесеобразования камеры сгорания группируются на:
1. Разделённые камеры: а) предкамерные; б) вихревые; в) воздушно-вспомогательные;
 2. Неразделённые камеры сгорания: 2) непосредственного впрыска (струйного распыливания).

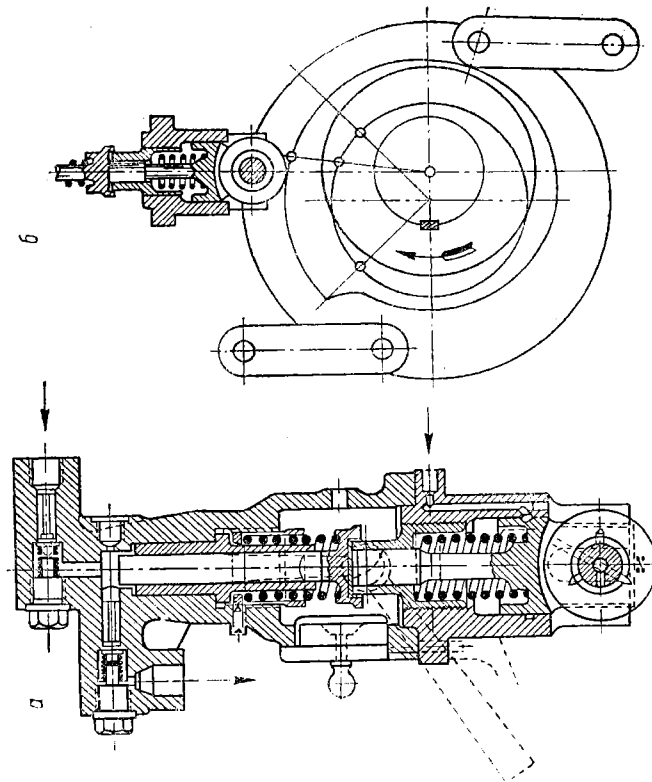


Фиг. 26. Топливный насос двигателя Ч42,5/60:
1 — плунжер; 2 — всасывающий клапан; 3 — перепускной клапан.

В двигателях с неразделёнными камерами сгорания объём камер ограничивается днищем поршня и поверхностью цилиндрической крышки. К неразделённым камерам относятся также две камеры, связанные между собой большими проходными сечениями, не вызывающими больших гидравлических потерь. На фиг. 30 показаны типы неразделённых камер сгорания. Камера типа *a*

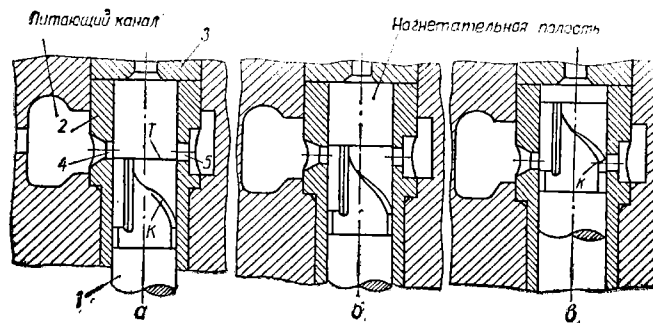


Фиг. 28. Топливный насос Кировского завода:
1 — болтик, регулирующий момент начала подачи топлива; 2 — контргайка толкателя.

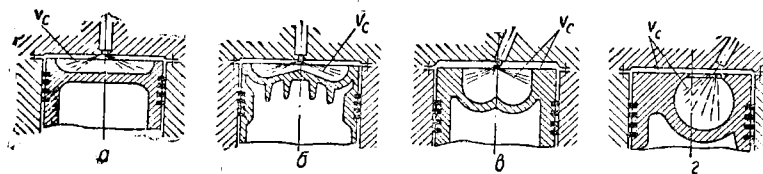


Фиг. 27. Топливный насос двигателя РК-30:
а — топливный насос; б — схема связи с регулятором

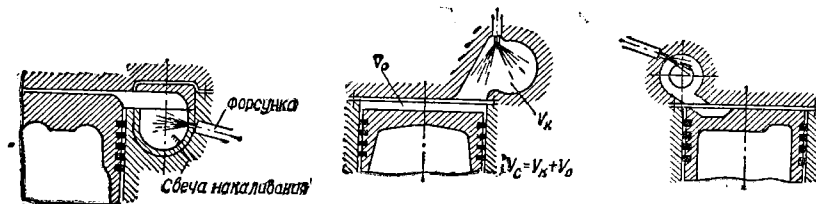
обеспечивает хорошее смесеобразование в тихоходных двигателях, камера типа *б* применяется в двигателях с повышенными скоростными режимами. Камеры типа *в* и *г* дают снижение тепловых потерь из-за отсутствия искусственного охлаждения поршня и усиливает эффективность процесса сгорания.



Фиг. 29. Плунжер золотник в различных положениях:
1 — плунжер; 2 — гильза; 3 — корпус; 4 и 5 — питающие каналы;
к — отсекающая кромка.



Фиг. 30. Нераздельные камеры сгорания.



Фиг. 31. Раздельные камеры сгорания.

В двигателях с разделёнными камерами сгорания (фиг. 31) интенсивность смешения распылённого топлива с воздухом резко возрастает. Процессы перетекания газов на ходе сжатия, вспышки и расширения сопровождаются гидродинамическими и тепловыми потерями.

Вихревые и воздушно-вспомогательные камеры в основном применяются в двигателях нестационарного типа.

72. МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ МОНТАЖА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Фундаментная плита (рама)

Горизонтальное положение рамы проверяют уровнем, для чего на хорошо очищенную верхнюю поверхность рамы кладут ребром длинную, точную линейку с уровнем.

Проверка рамы производится в продольном направлении (по двум плоскостям) и в поперечном (по два промера на один цилиндр).

Поверочную линейку можно рекомендовать таких размеров: высота — 150—200 мм, длина 2—2,5 м (в зависимости от длины рамы).

Уровень рекомендуется выбирать с ценой одного деления, равного 0,2—0,32 мм на 1 м длины. Применение более чувствительных уровней не обязательно, так как они усложняют проверку.

Коленчатый вал

Проверка состояния коленчатого вала разделяется на: 1) проверку нового или переукладываемого вала (при снятом маховике и вынутых поршнях); 2) периодическую проверку вала в условиях нормальной эксплуатации (при собранном маховике и поршнях).

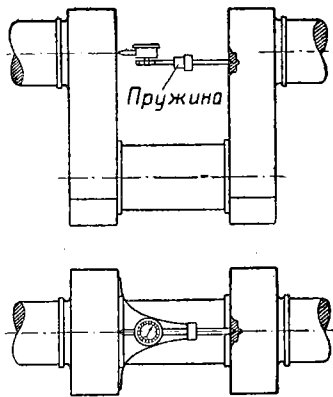
Пользование уровнем при проверке вала допустимо, если шейка достаточно гладкая (без борозд) и если есть уверенность в отсутствии большой конусности или износа шейки. Наличие конусности шейки, даже при незначительной её величине, должно быть учтено при промерах. Пользование уровнем также допустимо, если расхождение в щёках коленчатого вала не превосходит допускаемых величин. В качестве основного проверочного метода принимается проверка специальной скобой, как показано на фиг. 32. В этом случае необходимо добиться одинаковых значений в местах a и a' . Плечо нужно брать равным от 1,5 до 2 м.

Проверка состояния шеек неразрывно связана с проверкой расхождения щёк. Только при наличии допустимой величины расхождения (не выше 0,01—0,02 мм) показания замеров шеек по индикатору могут считаться приемлемыми.

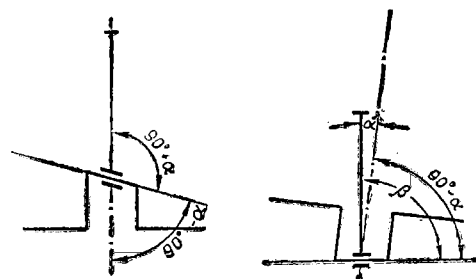
Все эти указания остаются правильными и при проверке места вала под маховиком и шестерней.

Расхождение щёк проверяют в четырёх положениях вала, как это показано на фиг. 33.

Кроме указанных проверок, необходимо дополнительно, после сборки маховика и поршней, произвести проверку расхождения щёк с тем, чтобы зафиксировать влияние маховика и поршней на положение вала.



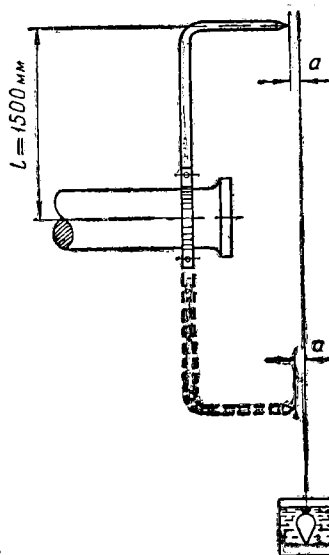
Фиг. 33. Проверка расхождения щёк коленчатого вала.



Фиг. 34. Проверка осей.

Основным методом проверки параллельности осей мотылёвых шеек нужно считать проверку по струне.

При установленном в верхнем положении колене опускают вдоль шатуна по линии симметрии стальную струну, на конце которой подвешивается груз, опущенный в сосуд с вязкой жидкостью (удобное при монтаже средство, устраняющее качание груза).



Фиг. 32. Проверка горизонтального положения коренного вала.

Отклонение струны от линии симметрии указывает величину неточности положения шатуна. Поворачивая колено последовательно на 90, 180, 270°, легко проследить, насколько ось мотылёвой шейки параллельна оси вала.

Непараллельность осей вызовет отклонение шатуна на некоторый угол и соответствующее его смещение от линии отвеса (фиг. 34).

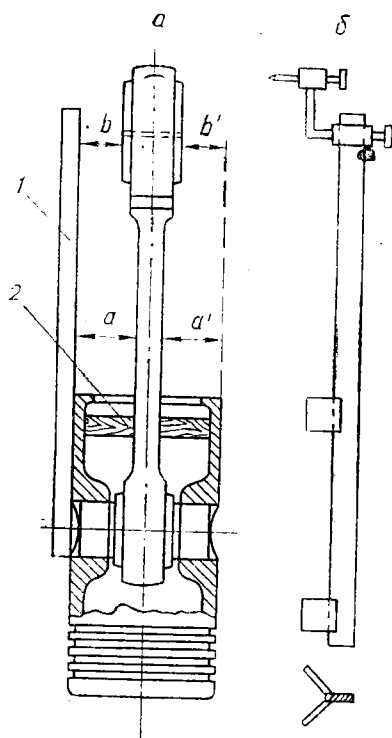
Указанный метод хорош тем, что он позволяет одновременно производить проверку осей вала и точности пригонки шатуна.

Шатун и его подшипники

При проверке установки шатуна должны выполняться следующие условия: 1) шабровка подшипников нижней головки должна обеспечить строго перпендикулярное положение стержня шатуна относительно вала; 2) оси верхней и нижней головок шатуна должны быть параллельны.

Непараллельность осей вала, перекосы шатунов вызывают, как правило, стуки и приводят к ненормальной работе двигателя и нагреву его деталей.

Параллельность осей верхней и нижней головок шатуна достигается на заводе расточкой мест с одной установки. При монтаже параллельность обеспечивается шабровкой вкладышей с соответствующей проверкой.



Фиг. 35. Проверка сборки поршневого узла.

Проверка торцевых зазоров достигается перемещением шатуна в одну и другую стороны до упора вкладышей и по указанному выше методу производится замер расстояний между линейкой и телом шатуна.

Палец и поршневой узел

Предварительная пригонка пальца к вкладышам проверяется угольником, прикладываемым к пальцу и торцам вкладыша (при заложенном пальце).

Проверка сборки всего поршневого узла осуществляется по схеме (фиг. 35).

Для этого шатун заклинивается строго посредине; расстояния a и a' от внутреннего обработанного пояса поршня, или от его наружной образующей, до тела шатуна должны быть равны.

Если сборка поршневой группы произведена правильно, то расстояния b и b_1 на конце шатуна будут также равны.

Цилиндр

При установке цилиндра необходимо проверить: 1) перпендикулярность оси цилиндра к оси вала; 2) правильность установки цилиндра относительно мотылёвой шейки; 3) состояние (износ и пр.) зеркала цилиндра.

Для проверки вертикальной оси цилиндра, вверху, через центр, опускается отвес. Для быстрой установки нити отвеса изготавливается приспособление, позволяющее произвести эту работу достаточно точно (фиг. 36).

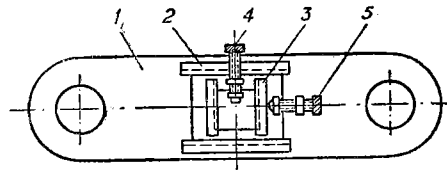
Приспособление состоит из планки 1, надеваемой на шпильки. Посредине планки имеются рамки 2 и 3, перемещающиеся с помощью винтов 4 и 5 в пазах. Через центральное отверстие в приспособлении опускается нить отвеса. Про-

верка расстояния от нити отвеса до стенок цилиндра (вверху и внизу) осуществляется лучше всего раздвижным штихмассом.

Для определения размеров и величины износа зеркала цилиндра применяются штихмассы, которые должны иметь утоньшённые и закруглённые концы (лопаткой). При промере штихмассом необходимо его стержень обматывать асбестом или другим малотеплопроводным материалом.

Результаты замеров записываются в специально разработанную форму 1.

Размер цилиндра берётся штихмассом по наименьшему диаметру цилиндра внизу (примерно на высоте 100 мм от нижнего края цилиндра). Температуру помещения, в котором производились измерения, следует записывать.



Фиг. 36. Приспособление для установки нити отвеса.

Форма 1

Расстояние от верхней кромки цилиндровой втулки	Цилиндр №				Цилиндр №				Примечание
	Первоначальные размеры		Размеры при испытании		Первоначальные размеры		Размеры при испытании		
	по ходу шатуна	по валу	по ходу шатуна	по валу	по ходу шатуна	по валу	по ходу шатуна	по валу	
									Размеры в мм Температура помещения в град.

Поршень

Для определения размеров поршней применяется специальная микрометрическая скоба либо кронциркуль. Результаты замеров записываются в специально разработанную форму 2.

Форма 2

Расстояние от верхней кромки поршня	Поршень № к цилиндру №				Поршень № к цилиндру №				Примечание
	Первоначальные размеры		Размеры при испытании		Первоначальные размеры		Размеры при испытании		
	по ходу шатуна	по валу	по ходу шатуна	по валу	по ходу шатуна	по валу	по ходу шатуна	по валу	

Пальцы проверяются в двух плоскостях, перпендикулярных оси: по наибольшему и по наименьшему диаметру на расстоянии примерно $\frac{1}{3}$ длины пальца от его торцов.

Для измерения пальцев, как и других цилиндрических деталей, применяются микрометрические скобы. Указанные замеры необходимо производить не менее двух раз и при получении расхождений выводить средний результат.

Сборка зубчатых соединений

Зубчатые передачи в стационарных двигателях применяются для привода распределительного вала и регулятора, а также для привода других механизмов.

Типы передач выполняются: 1) с параллельными и 2) со скрещивающимися под прямым углом осями. Для этих типов передач, главным образом, применяются шестерни с винтовыми зубцами.

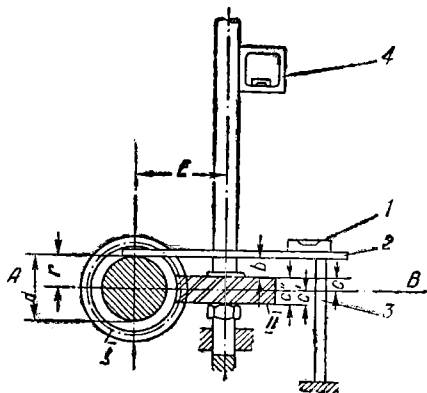
В последнее время в конструкциях двигателей применяются цилиндрические зубчатые передачи, связывающие коленчатый вал с распределительным валом.

Винтовые шестерни

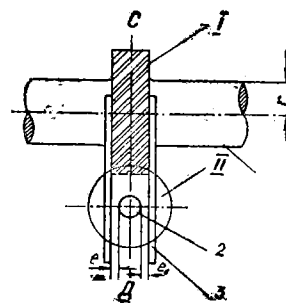
Проверка положения регуляторного вала имеет в виду обеспечение следующих условий:

1. Ось AB (фиг. 37), проходящая через центр вала, должна одновременно являться осью симметрии шестерни II , т. е. должно быть соблюдено условие, при котором $c = c'$.

2. Ось CD (фиг. 38), проходящая через центр регуляторного (промежуточно-



Фиг. 37. Проверка сборки шестерён.



Фиг. 38. Проверка сборки шестерён.

го) вала, должна одновременно пройти посредине шестерни I , т. е. должно быть соблюдено условие, при котором $e = e'$.

3. Расстояние E (фиг. 37) от оси регуляторного вала до оси коленчатого вала должно быть выдержано строго определённым и обеспечивать необходимый зазор в шестернях.

4. Регуляторный вал должен быть установлен строго вертикально.

Первое условие — прохождение оси AB через середину шестерни II , проверяют следующим образом: устанавливают строго горизонтально линейку на шейку вала и измеряют расстояние b от нижнего края линейки торца шестерни; дальше, зная диаметр шейки вала и ширину шестерни, из равенства: $\frac{d}{2} = \frac{c''}{2} + b$, определяют степень точности положения регуляторного вала.

Изменение положения вала, а следовательно, и шестерни, осуществляется понижением или повышением подпятника.

Второе условие проверка оси CD осуществляется следующим образом (фиг. 38): устанавливают линейку с одной и другой сторон шестерни колен-

чатого вала, прикладывая её к торцам шестерни. Расстояния от плоскости линейки до регуляторного вала должны быть равны, т. е. должно быть соблюдено условие, при котором $e = e'$.

Третье условие, т. е. проверка расстояния E обычно упрощается наличием контрольных шпилек, определяющих положение регуляторного вала. В тех случаях, когда возникает необходимость проверить этот размер, проверку можно производить только при снятой шестерне.

Из фиг. 37 видно, что E представляет собой сумму радиусов двух валов и расстояния между ними.

Установив, таким образом, действительную величину E и зная R и R' , проверяем равенство $E = R + R'$, где R — радиус начальной окружности шестерни I ; R' — радиус начальной окружности шестерни II .

Наличие зазора в шестернях следует проверять покачиванием регуляторного вала. Наличие зазора между шестернями можно легко обнаружить наощупь. Поворачивая вал, нужно провести проверку зацепления, а следовательно, и зазора всех зубьев.

Проверка вертикального положения регуляторного вала осуществляется рамочным уровнем.

Шатунные болты и узел нижней шатунной головки

Основными факторами, определяющими пригодность болтов и нормальную длительность их эксплуатации, следует считать: 1) надёжность расчёта; 2) правильный выбор материала; 3) надлежащий выбор конструктивных форм; 4) качественное выполнение; 5) правильный монтаж болтов и в целом всего узла нижней шатунной головки; 6) своевременный и правильный контроль шатунных болтов и надлежащее их обслуживание.

Материал шатунных болтов

Для изготовления шатунных болтов двигателей внутреннего сгорания должна быть применена высококачественная сталь. Марка стали назначается по указанию завода-изготовителя, а при отсутствии этих данных — в соответствии с типом и напряжённостью работы двигателя.

В правилах технической эксплуатации установок с двигателями внутреннего сгорания рекомендуются следующие марки сталей для изготовления шатунных болтов:

а) для двухтактных и четырёхтактных двигателей при средней скорости поршня ниже $5,5$ м/сек — сталь Ст. 5 по ГОСТ 380 и сталь 30 по ГОСТ В-1050-41;

б) для двухтактных двигателей, но при средней скорости поршня $5,5$ м/сек и выше — сталь Э-10; 20ХНЗА или 40ХН по ОСТ 7124 с обязательной термообработкой;

в) для всех двухтактных двигателей и компрессоров простого действия при средней скорости поршня ниже 7 м/сек — сталь Ст. 5; 30 или Э-6.

г) для двигателей и компрессоров, указанных в п. «в», но при скорости поршня 7 м/сек и выше — сталь Э-10; 20ХНЗА или 40ХН.

При изготовлении болтов необходимо выполнять следующие основные условия:

1. Болты вместе с гайкой должны изготавливаться на заводе, построившем двигатель, или на другом специализированном заводе.

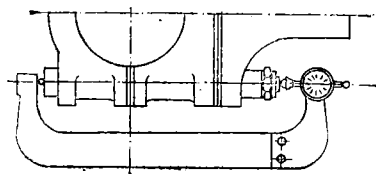
2. Болты должны изготавливаться строго по заводским чертежам либо по заводским образцам с учётом состояния отверстий для болтов (в шатунной головке). Болты старых конструкций не следует копировать, а нужно пересмотреть их конструкцию с учётом последних данных.

3. Смена болта должна происходить одновременно с гайкой.

4. Нарезку болтов и гайки следует производить на одном и том же станке с тем, чтобы избежать влияния неточностей станка.

5. Резьба должна быть выполнена аккуратно (без заусенцев и рванин), с большим числом проходов резца и малыми подачами.

6. Переход резьбы к стержню нужно выполнить плавным.
7. Переходы от сечения к сечению нужно выполнять плавными, с соблюдением необходимых радиусов закруглений.
8. Острые углы нарезки болта и гайки надлежит сошлифовать
9. Диаметр уменьшенной части стержня болта рекомендуется выполнять на 5—10% меньше внутреннего диаметра резьбы.
10. Фиксирующий штифт закрепляется в крышке, в головке же болта выполняется соответствующий прорез.
11. Подгонка резьбы должна быть выполнена так, чтобы гайка туго (без заметного зазора) навинчивалась от руки.



Фиг. 39. Замер длины болтов.

12. Цилиндрические отверстия в головке шатуна должны обеспечивать ходовую посадку болта. Отверстие выполняется по второму классу точности (система отверстий).

13. Опорные поверхности гайки и головки болта должны быть перпендикулярны к стержню болта и прилегать к соответствующим местам головки шатуна всей опорной поверхностью.

14. Стержень болта рекомендуется отполировать, особенно это относится к радиусам.

На фиг. 39 показан контроль затяжки болтов при помощи скобы с индикатором.

73. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Установка распределения заключается в своевременном открытии и закрытии клапанов. При этом, как основное условие, должны быть соблюдены определённые зазоры между кулаками и роликами соответствующих рычагов.

Средние величины предварения впуска и запаздывания закрытия клапанов для компрессорных двигателей с числом оборотов до 200 берутся по табл. 11, а для двигателей выше 200 об/мин. по табл. 12.

Таблица 11

Средние величины впуска и запаздывания закрытия клапанов для компрессорных двигателей с числом оборотов до 200

Клапан	Предварение открытия			Запаздывание закрытия		
	$\angle a$ в град.	Ход в %	Дуга при $r=1$	$\angle b$ в град.	Ход в %	Дуга при $r=1$
Всасывающий . . .	20	4	0,370	26	4	0,454
Выхлопной	40—45	12	0,790	18	3	0,314
Пусковой	0	0	0	68	36	1,187
Впускной для топлива (форсунка)	5	1/4	0,087	34—42	10—15	0,593—0,733

Таблица 12

Средние величины впуска и запаздывания закрытия клапанов для компрессорных двигателей с числом оборотов > 200

Клапан	Предварение впуска			Запаздывание закрытия		
	$\angle a$ в град.	Ход в %	Дуга при $r=1$	$\angle b$ в град.	Ход в %	Дуга при $r=1$
Всасывающий	23	5	0,410	29	5	0,506
Выхлопной	50	15	0,882	23	5	0,410
Пусковой	0	0	0	72	40	1,266
Впускной для топлива (форсунка)	10	1	0,175	31—34	8—10	0,593

Данные распределения бескомпрессорных двигателей приводятся в табл. 13 и 14.

Таблица 13

Данные двухтактных бескомпрессорных двигателей

Наименование	Типы двигателей			
	РК-30 Д30/40М	Д16/20 ЦНИДИ	Д20/30 и РМ-30	Д19/32
	«Русский Дизель», ХПЗ	Завод имени Микояна и «Коммунист»	Завод имени Сталина	Воронежский завод имени Сталина
Число цилиндров	2—6	1—3	1—2	2—6
Мощность в л. с.	100—300	15—45	25—50	70—210
Число об/мин.	300	650	430	430
Диаметр цилиндра в мм	300	160	200	190
Ход поршня в мм	400	200	300	320
Высота камеры сжатия в мм	5	1,5—1,8	—	—
Рабочий ход плунжера топливного насоса в мм	3,9—4,4	2,7	—	—
Ход всасывающего клапана топлив- ного насоса в мм	—	1,0—1,5	—	—
Угол предварения начала подачи топлива	14—20°	14—16°	15—18°	—
Начало открытия пускового клапана .	до в. м. т. 25°	до в. м. т. 3—5°	до в. м. т. 5°	—
	до в. м. т.	за в. м. т.	за в. м. т.	—
Подъём иглы форсунки максималь- ный в мм	1,0	0,9	—	—
Подъём иглы форсунки минималь- ный в мм	—	0,5	—	—
Количество отверстий в сопле форсунки	1	1	1	1
Диаметр отверстия в сопле форсунки в мм	1,1	0,4	0,7	0,7
Давление распыливания топлива в кг/см ²	75	95—105	100—110	110—120
Количество отверстий в сопле фор- камеры	8	12	12	12
Диаметр отверстий в сопле форка- меры в мм	5,5	4	4	4

Практические приёмы установки распределения сводятся к следующему (выверяется предварение впуска всасывающего клапана): производится точная выверка длины окружности маховика; допустим, её длина будет равна 9400 мм. Так как окружность заключает в себе 360°, то, разделив $9400 : 360 \approx 26$ мм, получим длину дуги окружности маховика, приходящуюся на 1° поворота кривошипа, что на 1' даст: $26 : 60 = 0,43$ мм.

Взяв по табл. 11 предварение впуска для всасывающего клапана, равное 20°, находим длину дуги по окружности маховика, соответствующую взятой величине предварения всасывания;

$$0,43 \cdot 1200 = 516 \text{ мм, где } 1200' = 20^\circ.$$

Установив поршень в верхнюю мертвую точку, отмечаем чертой положение маховика относительно какого-либо предмета (ограждения), а затем откладываем по его окружности в сторону нормального вращения маховика дугу, равную 516 мм, и тоже отмечаем соответствующей чертой на маховике. Проворачивая двигатель до совпадения второй черты с тем же неподвижным предметом, относительно которого берётся отсчёт, получаем положение кривошипа, соответствующее предварению впуска.

Величина запаздывания всасывающего клапана и установка распределения других клапанов определяется таким же путём.

Момент открытия клапанов почти совпадает с началом набегания ролика на кулак распределительной шайбы. Проверка же открытия форсунки компрес-

Данные четырёхтактных бескомпрессорных двигателей

Наименование	Завод-изготовитель и типы двигателей									
	«Двигатель революции»					Коломенский завод				
	ВК-38 БО-38 Ч 26/38	Ч 29/41,5	ДР-60 60 Г Ч 42,5/60	42 БМВ6 6Ч 45/42	38 КФ8 84 Ч 28/38	84 Г	6 ВК-43 6Ч 29/43	6 БС-70 6Ч 48/70		
Число цилиндров	1—4	3—6	4—6	6	8	6	6			
Мощность в л. с.	35—140	180—360	400—600	750—830	600	300	1050			
Число об/мин	300	375	187	300—375	500	300	215			
Диаметр цилиндра в мм	260	290	425	450	280	290	480			
Ход поршня в мм	380	415	600	420	380	430	700			
Высота камеры сжатия в мм	7	—	15	—	—	9	15			
Количество отверстий в форсунке	4	5	6	10	1; 14	4	8			
Диаметр отверстий в форсунке в мм	0,5	0,35	0,45	0,4	1,5; 6]	0,45	0,45			
Подъём иглы в мм	1,0	0,60	—	—	0,8	—	—			
Давления распыливания в кг/см ²	—	250—300	250—300	400	115—125	500	450—480			
Ход плунжера топливного насоса в мм	20	20	24	—	—	18	28			
Диаметр плунжера в мм	15	18	24	—	—	18	32			
Конiec подачи топлива после в. м. т.	30°—33°	55°	44°	—	4°—8°	—	—			
Предварение подачи топлива до в. м. т.	25°—30°	30°	26°—30°	30°	18°	18°	20°			
Начало открытия всасывающего клапана до в. м. т.	10°±2°	12°±4°	21°±4°	21°±6°	37°±7°	—	21°			
Конiec закрытия всасывающего клапана	26°±2°	36°±2°	29°±4°	29°±6°	47°±7°	—	29°			
Ход всасывающего клапана в мм	—	30	—	38	23	—	42			
Начало открытия выхлопного клапана до н.м.т.	50°±2°	55°±2°	52°±4°	41,5°±4°	52°±7°	—	—			
Конiec закрытия выхлопного клапана после в. м. т.	10°±2°	15°±2°	(31° у холодной машины)	20,5°±4°	32°±7°	(31,5° у холодной машины)	21°			
Ход выхлопного клапана в мм	—	30	—	38	22	—	—			
Начало закрытия пускового клапана	10°±2°	10°±2°	26°±4°	20,5°	18°	—	24°			
Конiec закрытия пускового клапана после в.м.т.	после в. м. т.	после в. м. т.	до в. м. т.	до в. м. т.	до в. м. т.	до в. м. т.	до в. м. т.			
Зазор между роликами и шайбой всасывающего клапана в мм	110°±2°	90°	31°	31,5°	40°	—	29° до н. м. т.			
То же выхлопного в мм	0,8—0,3	0,5	—	0,9	1,0	—	—			
То же пускового в мм	1,4—0,3	0,8	—	1,8	1,0	—	—			
То же пускового в мм	2,0—0,3	—	—	2,5	—	—	—			

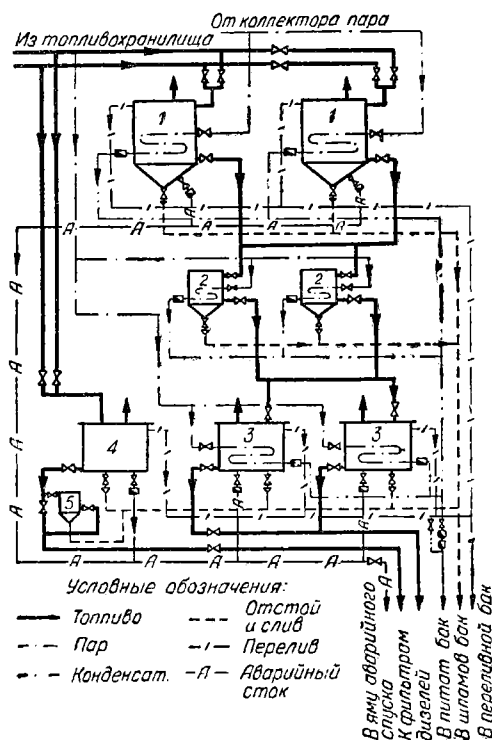
сгорания двигателя осуществляется с помощью воздуха, при открытом соответствующем вентиле баллона. Начало открытия иглы обозначится лёгким шипением воздуха и выходом его в открытый индикаторный кран. Более точная проверка распределения осуществляется при помощи теплового индикатора.

Проверка момента впрыска топлива в бескомпрессорном двигателе предварительно производится по заданному заводом-изготовителем углу опережения подачи топлива. Так как момент начала нагнетания и впрыска чётко не обозначается, то окончательная установка опережения производится на основании данных индицирования. Мерой оценки является давление сгорания топлива, которое всегда устанавливается заводом-изготовителем. При этом увеличение опережения подачи топлива вызывает повышение давления сгорания. Наиболее удобный угол опережения берётся по наибольшему допускаемому давлению сгорания при полной нагрузке и минимальном расходе топлива.

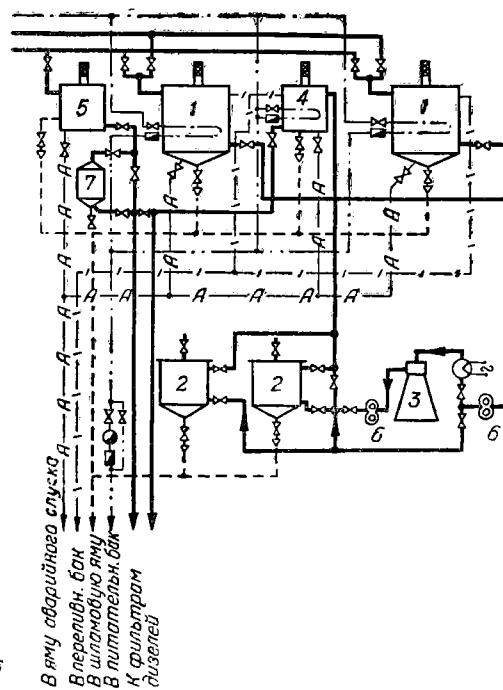
74. ТОПЛИВНОЕ ХОЗЯЙСТВО

При организации топливного хозяйства необходимо предусмотреть приём и хранение поступающего топлива, а также бесперебойное питание двигателя топливом.

На фиг. 40 показана принципиальная схема подготовки топлива без сепараторов. При подогреве топливо по указанной схеме из резервуаров, после



Фиг. 40. Схема подготовки топлива.



Фиг. 41 Принципиальная схема подготовки топлива с сепаратором.

предварительного отстоя, поступает в отстойные баки 1. Из отстойных баков топливо, после отстоя и подогрева, поступает через фильтры 2 к расходным бакам 3, откуда через фильтры у двигателей подаётся к топливным насосам.

На фиг. 41 показана принципиальная схема подготовки топлива с сепаратором. По этой схеме топливо из отстойных баков 1 подаётся в сепаратор 3 и после очистки перекачивается насосом через фильтр 2 в расходный бак 4.

Таблица 15

Физико-химические свойства топлив

Наименование топлива	Марка топлива	Фракционный состав при перегонке в %			Вязкость по Энглеру при		Коксовость по Конрадсону в % не более	Зольность в % не более	Содержание серы в %		Содержание механических примесей в % не более	Содержание воды в % не более	Температура вспышки в град.		Температура застывания в град. не выше
		до 250° не более	до 300° не менее	до 350° не менее	20°С	50°С			по Мартенскому не ниже	по Бренке не ниже					
Дизельное	Д	—	50	85	1,40—1,70	—	0,1	0,025	0,2	1,9	—	—	65	—10	—
»	З	—	—	—	1,40—1,70	—	0,1	0,025	0,2	1,9	—	—	65	—10	—
Соляное масло	—	—	—	—	1,20—1,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—35	—
Моторное	М-3	15	—	—	—	5,0	3,0	0,040	0,5	2,5	0,1	Следы	65	—20	—
»	М-4	15	—	—	—	7,5	3,5	0,08	0,5	2,5	0,1	—	65	—5	—
»	М-5	15	—	—	—	9,0	4,0	0,08	0,5	2,5	0,1	—	90	—5	—

Из расходного бака топливо через фильтры у двигателей поступает к топливным насосам.

В схеме предусмотрено отключение сепаратора для чистки с подачей топлива непосредственно к фильтрам и отключение фильтров с подачей топлива только через сепаратор.

Вся топливная система с аппаратурой требует периодической очистки фильтров, насосов, сепараторов и пр., она должна производиться в соответствии с инструкциями заводов-изготовителей, так, например, фильтры должны очищаться не реже чем через 500 час. работы; насосы должны подвергаться осмотру и чистке не реже одного раза в три месяца; полная ревизия сепаратора должна производиться не реже одного раза в год.

Физико-химические свойства топлива, применяемого для двигателей, приводятся в табл. 15.

В южных районах СССР в летние месяцы (май—август) допускается сдача — приёмка моторного топлива, имеющего температуру застывания +15°, а для топлива Грозненских заводов — температуру застывания +36°.

В зависимости от времени года и марки топлива необходимо предусматривать его слив в нефтехранилище с подогревом или без подогрева, в связи с чем температура подогрева принимается для топлива М-3 до 20°; М-4 от 25 до 40°; М-5 от 25 до 50°.

Температура подогрева топлива в резервуарах должна соответствовать данным, приведённым в табл. 16.

Таблица 16

Температура подогрева топлива в резервуарах

Марка топлива	Температура подогрева в град.	
	Расходный резервуар	Запасный резервуар
М-4	15	30—40
М-5	50	25—50

Температура подогрева топлива в отстойниках, расходных баках и центральных фильтрах должна соответствовать данным табл. 17.

Системы водоохлаждающих устройств разделяются на: 1) проточное охлаждение; 2) циркуляционное открытое охлаждение; 3) циркуляционное закрытое охлаждение.

На фиг. 42 приведена схема проточного охлаждения установки. Основными недостатками этого типа охлаждения являются:

1) высокая разность температур входящей воды от 5 до 20° и выходящей до 45—60°, вызывающая в охлаждающих деталях значительные местные напряжения материала;

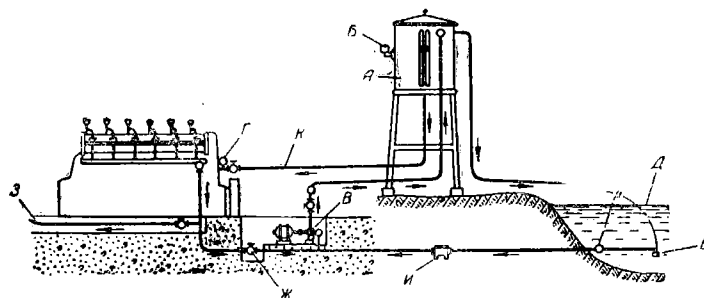
2) сравнительно низкие скорости циркуляции воды, создающие опасность интенсивного образования накипи, что также ведёт к местным перегревам и значительным напряжениям в материале;

3) повышенное загрязнение рубашек механическими примесями;

4) необходимость специальных фильтрующих устройств.

Температура подогрева в отстойниках, расходных баках и фильтрах

Марка топлива	Температура подогрева в град.		
	Расходный бак	Центральный фильтр	Отстойник
М-4	40—45	50	50
М-5	50—60	70	70



Фиг. 42. Схема проточного охлаждения:

А — напорный бак; Б — сигнализация уровня; В — неавтономный насос;
Г — манометр; Д — шарнир, позволяющий производить очистку приёмной сетки; Е и Ж — вентили перепуска горячей воды; З — спуск воды;
И — фильтр; К — трубопровод к двигателю.

Проточная система охлаждения непригодна также в тех случаях, когда вода имеет высокую жёсткость.

Наиболее совершенными системами охлаждения двигателей являются системы циркуляционного охлаждения, при которых вода многократно возвращается для повторного охлаждения двигателя.

Охлаждение в этих случаях происходит при достаточно равномерной температуре охлаждающей воды с перепадом 10—15°, что снижает опасность местных термических перенапряжений в охлаждаемых деталях. Охлаждающие устройства для горячей воды бывают следующих видов: градирни башенного типа, открытые градирни капельного типа, открытые градирни брызгального типа, брызгальные бассейны и естественные бассейны — водоёмы. Схема градирни башенного типа приведена на фиг. 43.

Охлаждение воды в башенных градирнях происходит благодаря испарению.

В градирнях брызгального типа разбрызгивание воды производится ударными или винтовыми соплами, которые обычно устанавливаются отверстиями вниз.

Производительность сопла определяется по формуле

$$W = A\sqrt{H} \text{ м}^3/\text{час},$$

где H — напор перед соплом в м вод. ст.

A — опытный коэффициент (см. табл. 18).

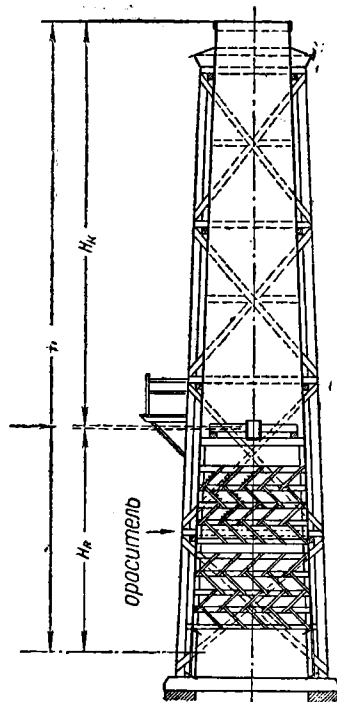
Таблица 18

Техническая характеристика сопел

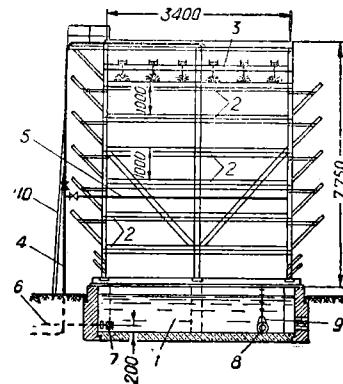
Наименование сопел	Диаметр отверстий в мм	Производительность сопла при напоре 8 м вод. ст. в м ³ /час	Значение коэффициента А
Ударного типа: входное	50	11,2	6,1
выходное	29		
Винтового типа: входное	50	16,0	7,1
выходное	24		

делительным желобам, откуда стекает струями на разбрызгивающие розетки.

Отличие открытых градирень брызгального и капельного типов от башенных заключается в отсутствии в них вытяжных каминов и в устройстве продувки их воздухом, проходящим через боковые жалюзи. Оросительное устройство открытой градирни показано на фиг. 45.

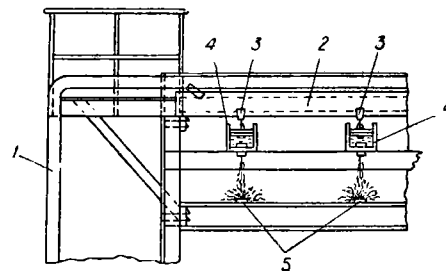


Фиг. 43. Градирня башенного типа.



Фиг. 44. Открытая капельная градирня:

1 — резервуар; 2 — решётки; 3 — распределитель воды; 4 — подвод нагретой воды; 5 — зимний сброс; 6 — отвод; 7 — сетка; 8 — труба в канализацию; 9 — задвижка; 10 — лестница.

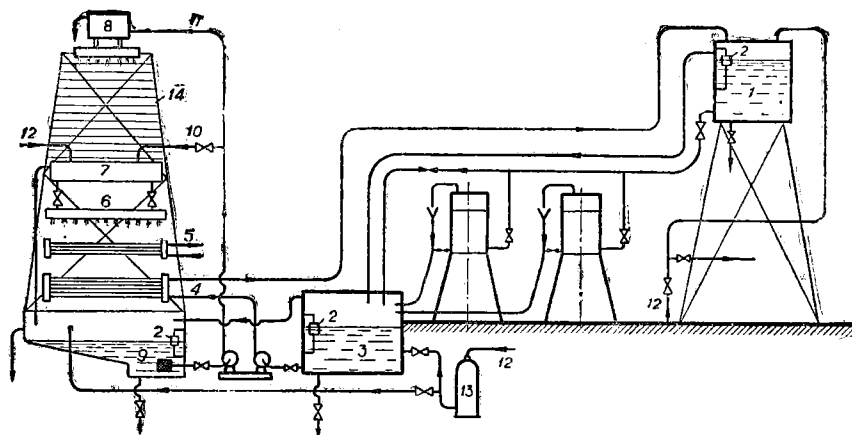


Фиг. 45. Оросительное устройство открытой градирни:

1 — подвод нагретой воды; 2 — центральный распределительный желоб; 3 — насадки; 4 — распределительные желоба; 5 — разбрызгивающие розетки.

Охлаждение воды в бассейнах с разбрызгиванием применяется сравнительно редко в связи с необходимостью большой площади зеркала бассейна, загрязняемостью, сильным увлажнением окружающей среды и пр.

Если жёсткость воды превышает 10° , наиболее целесообразно применить закрытую циркуляционную систему охлаждения по типу, изображённому на схеме фиг. 46, где показан путь воды по элементам системы двигателя. Насос прогоняет выходящую из двигателя воду и подаёт в водоохладитель 4 и напорный бак двигателя. В двигателе вода из крышек поступает в нижнюю часть



Фиг. 46. Закрытая циркуляционная система охлаждения:

1 — напорный бак; 2 — поплавок; 3 — бак мягкой воды; 4 — водоохладитель; 5 — амзевик для масла; 6 — разбрызгивающий коллектор; 7 — сборный резервуар; 8 — напорный резервуар; 9 — резервуар воды; 10 — направление воды в зимнее время; 11 — направление воды в летнее время; 12 — подвод добавочной воды; 13 — водоумягчитель; 14 — Градирия.

выхлопного коллектора. Часть воды из цилиндрических крышек подаётся к корпусам выхлопных клапанов и дальше в отдельную выпускную трубу. Из общей выпускной трубы вода направляется в водосливный резервуар, и этим цикл охлаждения заканчивается.

76. ФУНДАМЕНТЫ

Для фундаментов под двигатели внутреннего сгорания следует принимать бетон марки 90 либо кирпичную кладку на цементном растворе.

Глубина заложения подошвы фундамента устанавливается в зависимости от геологических особенностей участка, строительных свойств грунта и расчётных размеров фундамента. Для вертикальных двигателей глубина заложения фундамента обычно берётся в пределах от 6 до 7 диаметров цилиндра.

Объём фундамента приближённо может быть определён по эмпирической формуле

$$V = cQV \bar{n} \text{ м}^3,$$

где Q — вес двигателя с генератором в t ;

n — число оборотов двигателя в минуту;

c — коэффициент, зависящий от числа цилиндров и типа двигателя.

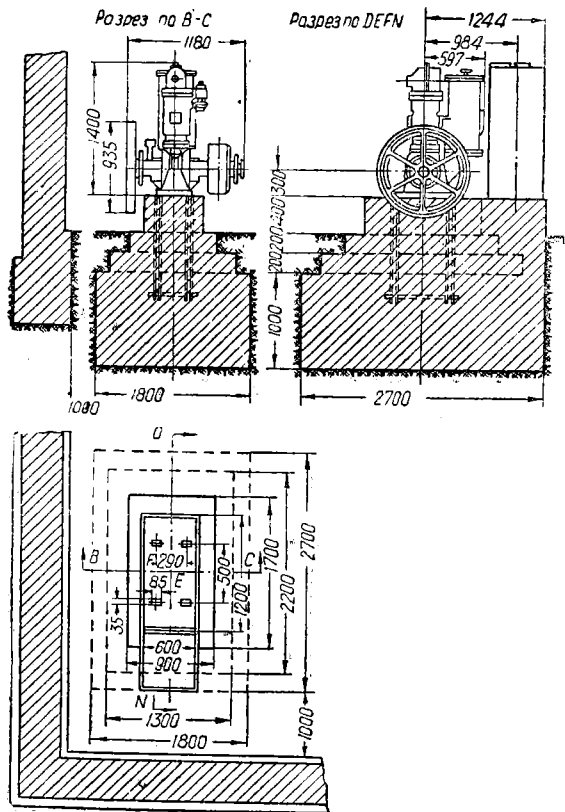
Значения коэффициента c , в зависимости от числа цилиндров, приведены ниже:

Число цилиндров .	1	2	3	4	5	6	8 и более
Значение коэффициента c	0,155	0,125	0,1	0,082	0,074	0,071	0,065

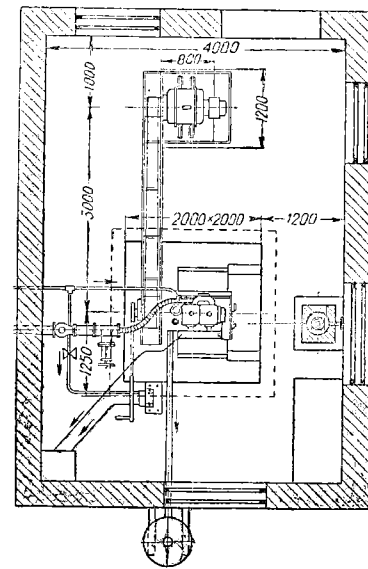
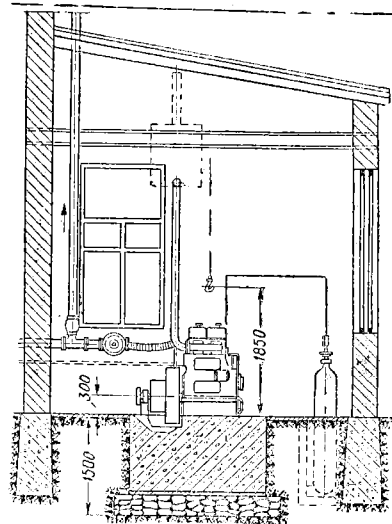
Приведённые данные относятся к бетонным фундаментам.

Габаритные размеры установок

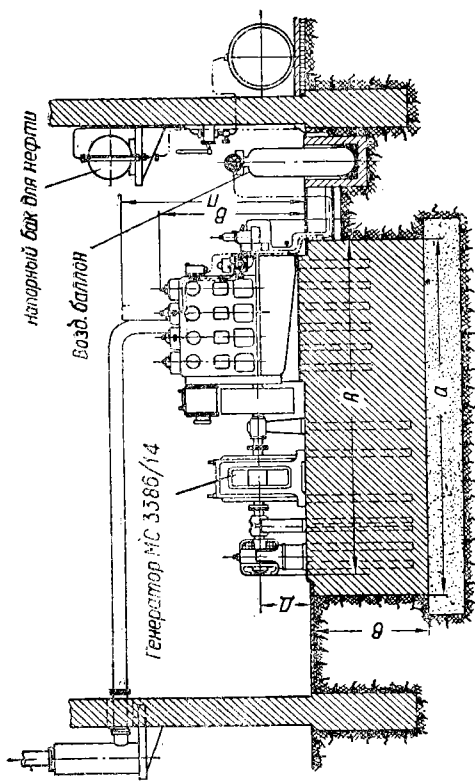
На фиг. 47 приведена схема установки на фундаменте двигателя завода имени Кирова мощностью 22 л. с.; на фиг. 48 — схема установки газового двигателя 2ГЧ 18/26.



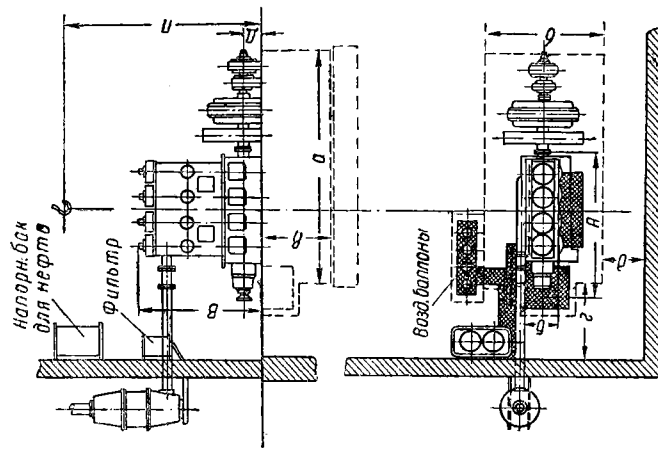
Фиг. 47. Установка двигателя завода имени
Кирова, 22 л. с.



Фиг. 48. Установка газового двигателя
2ГЧ 18/26.



Фиг. 49. Установка двухтактного двигателя Д19732.



Фиг. 50. Установка двухтактного двигателя ДК 30/40.

На фиг. 49 приведена схема установки двухтактного двигателя Д19/32, а в табл. 19 даны основные габаритные размеры.

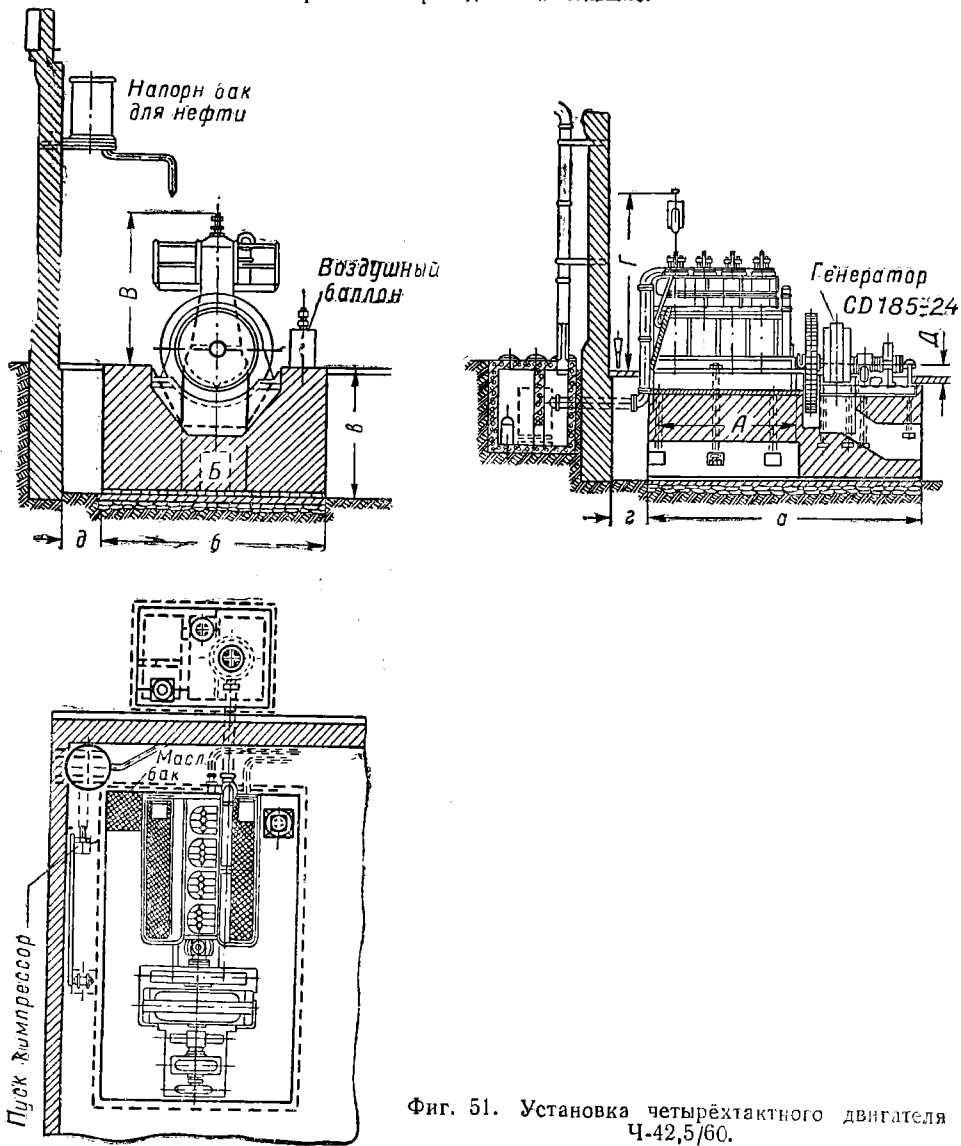
На фиг. 50 приведена схема установки двухтактного двигателя ДК30/40. Основные габаритные размеры установки даны в табл. 20.

Таблица 19

Габаритные размеры двигателей и фундаментов

Тип двигателя	Габаритные размеры двигателя в мм						Габаритные размеры фундамента в мм				
	А	Б	В	Д	Е	П	а	б	в	г	д
2Д19/32	3372	740	1845	600	90	2450	—	—	—	—	—
3Д19/32	3373	740	1845	600	90	2450	4300	2000	1550	800	800
4Д19/32	3703	740	1845	600	90	2450	4640	2000	1550	800	800

Примечания: 1. Е — расстояние от вала до лап двигателя.
2. Размеры г и д приведены наименьшие.



Фиг. 51. Установка четырёхтактного двигателя Ч-42,5/60.

Таблица 20

Габаритные размеры двигателей и фундаментов

Тип двигателя	Габаритные размеры двигателя в мм						Габаритные размеры фундамента в мм				
	А	Б	В	Д	Е	П	а	б	в	г	д
ЗДК30/40	2890	1100	2855	400	180	4500	4965	2800	1600	1800	1000
4ДК30/40	3440	1100	2855	400	180	4500	5420	2800	1600	1800	1000
6ДК30/40	3635	1100	2855	400	180	4500	6930	2800	1600	1800	1000

Примечания: 1. Б — ширина опорной поверхности; Е — расстояние от вала до лап двигателя. 2. Размеры г и д приведены наименьшие.

На фиг. 51. приведена схема установки четырёхтактного двигателя Ч42,5/60, а в табл. 21 даны габаритные размеры установки.

Таблица 21

Габаритные размеры двигателей и фундаментов

Марка двигателя	Габаритные размеры двигателя в мм						Габаритные размеры фундамента 5 мм				
	А	Б	В	Д	Е	П	а	б	в	г	д
4Ч42,5/60	4235	1630	3300	350	320	4850	8100	5200	2800	1200	1000
6Ч42,5/60	5895	1630	3300	350	320	4850	9100	4300	2800	1200	1000

Примечания: 1. Е — расстояние от оси вала до лап двигателя. 2. Размеры г и д приведены наименьшие.

В табл. 22 даны основные данные нефтяных двигателей низкого сжатия, а в табл. 23 — технические характеристики нефтяных и газовых двигателей отечественного производства.

Таблица 22

Основные данные нефтяных двигателей низкого сжатия

Завод-изготовитель	Мощность в л.с.	Число цилиндров	Число оборотов	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Среднее эффективное давление в кг/см ²	Расход топлива на 1 л.с.-час в г	Расход масла на 1 л.с.-час в г
Имени Кирова (бывший «Красный прогресс») . . .	12	1	325	200	240	2,2	360 ÷ 10%	25—35
	18	1	300	225	265	2,56	360 ÷ 10%	25—35
	22	1	500	200	240	2,63	250	25—35
Завод «Коммунист» . . .	15	1	650	180	200	2,04	280	30
	30	2	650	180	200	2,04	280	30
Имени Микояна	20	2	750	150	160	2,12	350	35
	25	1	500	220	250	2,36	350	35
Имени 25 Октября	60	1	230	410	420	2,12	320 ÷ 10%	8
	75	1	230	410	490	2,26	320 ÷ 10%	8
«Красный двигатель» . . .	20	1	310	240	289	2,28	280	25—35
	30	1	400	260	300	2,48	300	25—35

Технические характеристики двигателей отечественного производства

Заводское обозначение	Завод-изготовитель	Мощность в в.л.с.	Число об/мин.	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Число цилиндров	Степень сжатия	Расход топлива в г/л.с.-час	Расход масла в г/л.с.-час			Степень неравномерности	Сухой вес двигателя в кг	Расход топлива на 1 э.л.с.-час		
									цилиндрового	циркуляционного	суммарный			природный, канализационный, осветительный газ	антрацит	дрова
1Д 16/20	Завод «Коммунист»	15	650	160	200	1	15,5	220+10%	—	—	15+10%	1/100	600	—	—	—
2Д 16/20	»	30	650	160	200	2	15,5	220+10%	—	—	15+10%	1/115	1010	—	—	—
2Д 16/27	»	50	550	160	270	2	77-18	215	—	—	9	1/180	1565	—	—	—
2Д 20/30	Завод имени Будённого НКЗ	50	430	200	300	2	18	205	—	—	18	1/160	2200	—	—	—
2Д 19/32	»	70	430	190	320	2	17-18	215	—	—	9	1/110	1975	—	—	—
3Д 19/32	Завод «Коммунист»	105	430	190	320	3	17-18	215	—	—	9	1/120	2565	—	—	—
4Д 19/32	Калужский завод НКПС	140	430	190	320	4	17-18	215	—	—	9	1/145	2980	—	—	—
1Д 26/30	Завод имени Дзержинского	45	430	260	300	1	16	220	—	—	13,5	1/100	2100	—	—	—
3ДК 30/40	»	150	300	300	400	3	14,3	200+10%	2,2	9	—	1/215	8200	—	—	—
4ДК 30/40	Завод «Русский дизель»	200	300	300	400	4	14,3	200+10%	2,2	9	—	1/235	10400	—	—	—
6ДК 30/40	То же	300	300	300	400	6	14,3	200+10%	2,2	9	—	1/290	15800	—	—	—
4Д 24/38	»	240	375	240	380	4	14,25	190+5%	2,75	9	—	1/150	7200	—	—	—
3Ч 29/43	»	150	300	290	430	3	13	180+5%	—	—	3	1/130	11000	—	—	—
6Ч 29/43	»	320	300	290	430	6	13	180+5%	—	—	3	1/270	15800	—	—	—
3Ч 29/41,5	Завод «Двигатель революции»	180	375	290	415	3	13	180+5%	—	—	4,5	1/250	9200	—	—	—
4Ч 29/41,5	То же	240	375	290	415	4	13	180+5%	—	—	4,5	1/250	11000	—	—	—
6Ч 29/41,5	»	360	375	290	415	6	13	180+5%	—	—	4,5	1/250	15000	—	—	—
4Ч 42,5/60	»	500	250	425	600	4	13	180+5%	—	—	4,5	1/250	34000	—	—	—
6Ч 42,5/60	»	750	250	425	600	6	13	180+5%	—	—	4,5	1/250	48000	—	—	—
6Ч 48/70	»	1050	215	480	700	6	13	180+5%	—	—	2,5	1/250	70600	—	—	—
1Ч 10,5/13	Завод имени Микояна	10	1500	105	130	1	17	240	—	—	10	1/75	165	—	—	—
4Ч 10,5/13	То же	40	1500	105	130	4	17	230	—	—	10	1/170	400	—	—	—

Нефтяные двигатели

Продолжение табл. 23

Заводское обозначение	Завод-изготовитель	Мощность в в.л.с.	Число об/мин.	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Число цилиндров	Средняя скатия	Расход топлива в г/в.л.с.-час	Расход масла в г/в.л.с.-час			Степень неравномерности	Сухой вес двигателя в кг	Расход топлива на 1 в.л.с.-час				
									цилиндрового	прикупки-онного	суммарный			природный, канализационный, светильный газ	антрацит	дрова в кг		
2ГЧ 13/18	Завод имени Микояна	40	1500	130	180	2	19—20	230	—	—	15	1/100	540	—	—	—	—	
4ГЧ 13/18	То же	80	1500	130	180	4	19—20	230	—	—	15	1/55	975	—	—	—	—	
6ГЧ 23/30	Завод «Русский дизель»	450	1000	230	300	6	15	190	—	—	10	1/125	5000	—	—	—	—	
4ГЧ 16,5/21	Завод «Двигатель ре-ролоции»	130	1300	165	210	4	15	190	—	—	10	1/100	1230	—	—	—	—	
6ГЧ 16,5/21	То же	200	1300	165	210	6	15	190	—	—	10	1/125	1930	—	—	—	—	
8ГЧ 16,5/21	Завод «Русский дизель»	255	1300	165	210	8	15	190	—	—	10	1/250	2400	—	—	—	—	
Газовые двигатели																		
2ГЧ 18/26	Завод имени 25 Октября	45	750	180	260	2	9,25	—	—	—	8	1/70	1200	—	—	500	—	—
4ГЧ 18/26	То же	90	750	180	260	4	9,25	—	—	—	8	1/70	1820	—	—	500	—	—
4СЧ 16,5/21	Завод «Двигатель ре-воллоции»	90	1000	165	210	4	8,5	—	—	—	15,5	1/100	1630	—	—	500	—	—
6ГСЧ 16,5/21	То же	135	1000	165	210	6	8,5	—	—	—	15,5	1/125	—	—	—	500	—	—
2ГЧ 26/38	»	70	375	260	380	2	9,3	—	—	—	7	1/110	5765	—	—	—	1,15+10%	
4ГЧ 26/38	Завод имени 25 Октября	140	375	260	380	4	9	—	—	—	5,5	1/250	8900	—	—	—	1,1+10%	
3ГЧ 29/41,5	Завод «Двигатель ре-воллоции»	140	375	290	415	3	8	—	—	—	5,5	1/250	9200	—	—	—	1,1+10%	
4ГЧ 29/41,5	То же	190	375	290	415	4	8	—	—	—	5,5	1/250	11000	—	—	—	1,1+10%	
6ГЧ 29/41,5	»	290	375	290	415	6	8	—	—	—	5,5	1/250	15000	—	—	—	1,1+10%	
4ГЧ 42,5/60	»	400	250	425	600	4	5,0—7,7	—	—	—	5,5	1/250	34000	0,35м³+10%	—	—	1,1+10%	
6ГЧ 42,5/60	»	700	250	425	600	6	5,0—6,4	—	—	—	5,5	1/250	48000	0,35м³+10%	455+10%	455+10%	1,1+10%	

77. ДОПУСКАЕМЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ ПРИ СБОРКЕ И МОНТАЖЕ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

Непараллельность

1. При равномерно и окончательно затянутых фундаментных болтах отклонения фундаментной рамы от горизонтального положения в продольном направлении не должны превосходить 0,15 мм на 1 м и 0,3 мм на 1 м в поперечном направлении.

Контроль производится уровнем с ценою деления не более 0,2—0,32 мм на 1 м длины.

2. Допускаемое отклонение коленчатого вала от горизонтального положения не должно превосходить 0,1 мм на 1 м длины скобы или уровня и должно быть направлено в ту же сторону, что и отклонение фундаментной рамы.

Контроль производится скобой длиной в 1—1,5 м, укрепленной на коленчатом валу с отвесом или уровнем.

3. Допускаемые расхождения щёк первого от маховика колена 0,02—0,03 мм. Большее расстояние между щёками должно быть при нижнем положении кривошипа.

Контроль дополнительно производится в верхнем и нижнем положениях после посадки на вал маховика и ротора генератора.

4. Непараллельность осей мотылёвых шеек относительно оси вала допускается не более 0,1 мм на 1 м длины шейки.

Контроль производится в четырёх положениях кривошипа: нижнем, верхнем и двух горизонтальных.

5. Непараллельность осей пальцев поршней относительно осей мотылёвых шеек допускается не более 0,1 мм на 1 м длины пальцев.

6. Уклон цилиндра в станине или блоке в плоскости оси коленчатого вала допускается не более 0,5 зазора направляющей части поршня, а в плоскости, перпендикулярной оси вала, отклонения не должны быть более двух рабочих зазоров поршня на длину втулки.

Зазоры

7. Допускаемые зазоры между верхними вкладышами и коренными шейками коленчатого вала, а также вкладышами нижней головки шатуна и мотылёвыми шейками коленчатого вала:

номинальный диаметр в мм . . .	80	81—180	181—260	261—360
наибольший зазор » » . . .	0,11	0,13	0,17	0,2
наименьший зазор » » . . .	0,09	0,11	0,13	0,16

8. Допускаемые зазоры между вкладышами верхней головки шатуна и пальцем поршня*:

номинальный диаметр в мм . . .	60	61—110	111—155	156—200
наибольший зазор » » . . .	0,07	0,1	0,12	0,15
наименьший зазор » » . . .	0,05	0,08	0,1	0,12

9. Допускаемые зазоры между рабочей поверхностью цилиндра и поршня (для поршней без искусственного охлаждения):

диаметр цилиндра в мм.	250	300	350	400	450	500	550
зазоры по диаметру » »	0,25—	0,30—	0,35—	0,36—	0,40—	0,42—	0,45—
	0,30	0,35	0,38	0,40	0,45	0,48	0,5
зазоры в головке поршня по диаметру в мм	2,6	3,0	3,2	3,4	3,5	3,6	3,8

Для двухтактных двигателей зазоры в головках поршней увеличиваются на 0,5 мм на сторону, а зазоры в направляющей части поршней на 0,1 мм против указанных в таблице.

* При наличии заводских чертежей и инструкций при установке зазора следует руководствоваться данными, установленными заводом-изготовителем.

При наличии заводских инструкций и чертежей при выборе зазоров следует руководствоваться данными, установленными заводом-изготовителем.

10. Допускаемые зазоры в канавках поршневых колец:

номинальный диаметр в мм	260	345	375	425	500
зазор у двух верхних колец в мм . . .	0,1	0,15	0,17	0,2	0,22
у остальных колец наибольший зазор в мм	0,08	0,1	0,12	0,15	0,17
наименьший зазор в мм	0,05	0,06	0,08	0,09	0,1

Допускаемые зазоры в стыке поршневых колец.

номинальный диаметр в мм	260	345	375	425	500
зазор в верхнем кольце » »	2	2,3	2,5	3,0	3,5
зазор в нижнем кольце » »	1	1	1,2	1,5	1,5

Кольцо после двойной обточки пригоняется по краске к рабочему зеркалу цилиндра, величина соприкосновения не должна быть меньше $\frac{2}{3}$ общей длины кольца; на остальной части допускается зазор на приработку не более 0,04 мм.

11. Зазор между зубцами по начальной окружности для винтовых шестерён должен быть от 0,2 до 0,3 мм, у цилиндрических же шестерён зазор находится в пределах от 0,1 до 0,2 мм (для шестерён с модулем в пределах 8—10 мм).

Клеймение зубчатых зацеплений обязательно.

Овальность и конусность

12. Величина овалов на коренных и кривошипных шейках не должна превосходить следующих размеров*:

номинальный диаметр шейки в мм	80—180	181—260	261—360	361—500	501
наибольший овал в мм					
коренные шейки	0,015—0,02	0,03	0,04	0,05	0,06
мотылёвые шейки	0,02—0,03	0,05	0,06	0,07	0,08

13. Допускаемые величины конусностей коренных и мотылёвых шеек коленчатого вала при длине шейки $l = d$ не должны превосходить наибольших допускаемых величин овалов.

14. При установке поршня перекосов не допускается; поршень должен свободно перемещаться по пальцу и зазор при верхнем и нижнем положениях поршня должен пропускать свет при освещении из картера.

15. При смене головки стык головки с юбкой должен быть пришабрен.

16. Допускаемые отклонения по овальности и конусности в сумме для рабочих поверхностей цилиндра и поршня:

диаметр цилиндра в мм	260—345	346—425	426—500
для цилиндров » »	0,05	0,08	0,09
для поршней » »	0,02	0,06	0,07

Сдвиг

17. Допускаемый сдвиг цилиндров по отношению к середине мотылёвой шейки:

диаметр цилиндра в мм	260—345	346—425	426—500
допускаемый сдвиг » »	1	1,5	2

Биение

18. Радиальное биение кулачных шайб и шестерён не должно превосходить 0,05 мм.

19. Радиальное биение роликов не должно превосходить 0,02 мм.

20. Биение муфты приставного вала не должно быть более 0,15 мм (при насадной муфте) и 0,05 мм при цельнокованой.

* Величина овала определяется разностью двух взаимно-перпендикулярных диаметров.

21. Для разъемных маховиков допускается аксиальное биение:

диаметр маховика в мм	2	2,5	3	3,5
аксиальное биение » »	0,2	0,3	0,35	0,4

22. Радиальное биение допускается до 0,3 мм.

78. НОРМЫ ДОПУСКАЕМОГО ИЗНОСА ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Работа двигателя при чрезмерном износе деталей приводит к форсированному износу и авариям. Ремонт, произведенный без достаточных оснований, увеличивает простой и эксплуатационные затраты на двигатель.

Ниже приводятся рекомендуемые нормы допускаемого износа основных деталей.

Коренной вал

	Ремонт желательный	Ремонт необходимый
Расхождение щёк коленчатого вала . .	$P \frac{S}{10000} + 0,015$;	$P = \frac{S}{8000} + 0,015$
Коренные шейки . .	При овале в 1/1500 от диаметра	При овале в 1/1250 от диаметра
Мотылёвые шейки . .	При овале в 1/1250 от диаметра	При овале в 1/1000 от диаметра

Примечание. P — допускается величина расхождения щёк; S — ход поршня в мм.

Цилиндровые втулки

	Ремонт желательный	Ремонт необходимый
Разработка цилиндров четырёхтактных двигателей	При разработке в $\frac{1}{200}$ от диаметра цилиндра	При разработке в $\frac{1}{150}$ от диаметра цилиндра
Разработка цилиндров двухтактных двигателей	При разработке в $\frac{1}{250}$ от диаметра цилиндра	При разработке в $\frac{1}{200}$ от диаметра цилиндра
При уменьшении толщины стенок цилиндровых втулок двигателей с числом оборотов до 225 в минуту	На $\frac{1}{10}$ толщины стенки	На $\frac{1}{8}$ толщины стенки
При уменьшении толщины стенок цилиндровых втулок двигателей с числом оборотов в минуту 300	На $\frac{1}{10} - \frac{1}{12}$ толщины стенки	На $\frac{1}{8} - \frac{1}{10}$ толщины стенки

Указанные данные для двигателей с числом оборотов 300 в минуту следует считать ориентировочными (в каждом отдельном случае необходимо учитывать особенности конструкции и заводские данные).

Поршни

	Ремонт желательный	Ремонт необходимый
Износ поршня в направляющей части При увеличении зазора между канавкой и торцом кольца	1. При овальности поршня (в результате износа и деформации) в $\frac{1}{2000}$ от диаметра До 0,4 мм	1. При овальности поршня (в результате износа и деформации) в $\frac{1}{1500}$ от диаметра До 0,6 мм

Поршневые кольца

	Ремонт желательный	Ремонт необходимый
Износ наружных рабочих поверхностей. Проверку колец производить заложенными в неразработанной части цилиндра	Если перекрытие в замке будет составлять $\frac{2}{3}$ части от полного перекрытия	Если перекрытие в замке будет составлять $\frac{1}{2}$ часть от полного перекрытия

Поршневой палец

	Ремонт желательный	Ремонт необходимый
Износ пальца (в рабочей части) Износ пальца (в месте посадки в поршне)	При овале в $\frac{1}{1600}$ от диаметра пальца	При овале в $\frac{1}{1200}$ от диаметра пальца 1. При ослаблении соединения 2. Если при проверке краской наблюдается неравномерное прилегание. Если в месте соединения обнаружен зазор (при пробе на свет)

Пальцы проверяются в двух плоскостях, перпендикулярных к оси: по наибольшему и наименьшему диаметрам на расстоянии, примерно, $\frac{1}{3}$ длины пальца от его торцов.

Шатунные болты

	Замена желательная	Замена необходимая
Повреждения шатунных болтов	При длительном сроке работы шатунных болтов (близком к допускаемому сроку) При замене одного желательна замена всего комплекта шатунных болтов	При забоинах, коррозии стержня и нарушении или срыве резьбы При вытяжке болта допускается величина вытяжки шатунных болтов не более 0,00025 от первоначальной длины шатунного болта

Клапаны

	Ремонт желательный	Ремонт необходимый
Рабочие клапаны двигателя	<p>При уменьшении толщины рабочей части чугунной тарелки клапана на $\frac{1}{4}$. При клапанах с чугунными накладками износ относить к толщине накладки</p> <p>При стальных клапанах износ тарелки допускается на $\frac{1}{3}$</p> <p>При расширении фаски перекрытия клапана до 6—7 мм</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. При уменьшении толщины рабочей части чугунной тарелки клапана на $\frac{1}{3}$. При клапанах с чугунными накладками износ относить к толщине накладки 2. При расширении фаски перекрытия клапана до 8 мм 3. При разработке стержня клапана и его направляющей на 0,2 мм 4. При трещинах в тарелках клапанов и прочих повреждениях

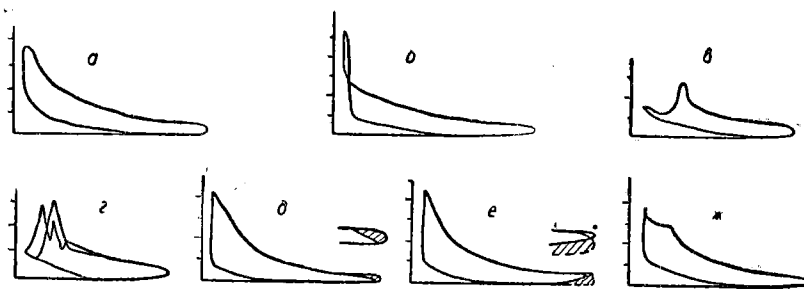
Шестерни и резьбовые соединения

	Ремонт желательный	Ремонт необходимый
Шестерни распределительного вала	<p>При увеличении зазора между зубцами в три раза против нормального</p>	<p>При увеличении зазора между зубцами (вследствие износа), вызывающего работу шестерни с ударами</p> <ol style="list-style-type: none"> 2. При работе регулятора с толчками

79. ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПО НИМ НЕИСПРАВНОСТЕЙ ТЕПЛООВОГО ПРОЦЕССА

Характерные диаграммы двигателей быстрого сгорания

Нормальная диаграмма четырёхтактного двигателя при полной нагрузке показана на фиг. 52, а.



Фиг. 52. Характерные диаграммы двигателей быстрого сгорания.

Диаграмма, полученная при раннем воспламенении топлива, показана на фиг. 52, б, а при позднем воспламенении топлива — на фиг. 52 в., г.

На фиг. 52, д показано раннее открытие выхлопного клапана, а на фиг. 52, е — позднее открытие выхлопного клапана.

Работа двигателя при наличии богатой смеси, в результате чего наблюдается догорание топлива при ходе расширения, показана на диаграмме фиг. 52, *ж*.

Характерные диаграммы двигателей постепенного сгорания

На фиг. 53, *а* показана диаграмма при пуске двигателя. Изменение давления пускового воздуха в цилиндре двигателя хорошо видно на кривых расширения.

Нормальное протекание теплового процесса компрессорного двигателя при полной нагрузке изображено на фиг. 53, *б*, где *ав* — всасывание; *вс* — кривая сжатия; *ср* — кривая сгорания топлива; *ре* — кривая расширения газов; *еа* — выхлоп и выталкивание газов.

Нормальное протекание процесса компрессорного двигателя при половинной нагрузке изображено на фиг. 53, *в*.

На фиг. 53, *г* показан процесс при холостом ходе двигателя (без нагрузки). Диаграмма имеет явно выраженную линию сгорания с достаточно резким падением давления от конца сжатия и начала сгорания.

На фиг. 53, *д* показана диаграмма при выключении подачи горючего. Как видно из диаграммы, кривая расширения вначале проходит ниже кривой сжатия, затем пересекает её и к концу расширения проходит над кривой сжатия.

Падение давления газов при расширении ниже кривой сжатия объясняется большой величиной отдачи тепла от газов к поверхностям охлаждения камеры сжатия, цилиндра, поршня, крышки. Подъём кривой расширения над линией сжатия объясняется теплоотдачей от цилиндра, поршня и крышки к газам, вследствие чего температура, а следовательно, и давление газов повышаются.

Значительное падение давления на кривой расширения (фиг. 53, *е*) указывает на плохую герметичность колец либо клапанов.

При негерметичности клапанов или при чрезмерной разработке колец и цилиндрических втулок диаграмма получит вид по фиг. 53, *ж*. Линия горения при этом, а часто и линия сжатия, вследствие пропуска газов, получают зубчатый вид. Конечное давление сжатия уменьшается.

На фиг. 53, *з* показана диаграмма при чрезмерном давлении сжатия, вследствие чего верхушка диаграммы получается остроконечной.

Диаграммы, изображённые на фиг. 53, *и* и 53, *к*, свидетельствуют о поздней подаче топлива, вследствие чего линия горения отодвигается за верхнюю мёртвую точку.

При чрезмерно большом запаздывании подачи и воспламенения топлива вверху диаграммы образуется петля из линии конца и начала расширения. Для суждения о величине повышения давления при воспламенении топлива необходимо снять индикаторную диаграмму и определить по ней давление сжатия. Повышение давления сгорания находится сравнением конечного давления сжатия, при выключенном топливе, с давлением сгорания при нагрузке.

Ниже рассматриваются искажения индикаторных диаграмм, которые являются общими для компрессорных и бескомпрессорных двигателей.

Диаграмма, приведённая на фиг. 53, *л*, снята при длинном шнуре индикаторного барабана, вследствие чего ход барабана получается ограниченным и сама диаграмма укороченной в месте перехода конца линии расширения к выхлопу.

На фиг. 53, *м* показана диаграмма, снятая при коротком шнуре.

Диаграмма (фиг. 53, *н*) свидетельствует о засорении всасывающей трубы. При этом в связи с увеличением сопротивления поступающему воздуху в цилиндре создаётся разрежение и на диаграмме обозначится линия всасывания. Конечная величина сжатия уменьшается.

Диаграмма, изображённая на фиг. 53, *о*, указывает на засорение выхлопной трубы.

На фиг. 53, *п* указана ранняя подача топлива в бескомпрессорном двигателе, вследствие чего зафиксировано чрезмерное давление сгорания.

На фиг. 53, p показана поздняя подача топлива с соответственно заниженным давлением сгорания.

Бескомпрессорные двигатели не всегда снабжаются индикаторными приводами. В таких случаях часто бывает достаточно, для целей регулировки опережения, ограничиться снятием так называемых «гребёнок». При этом часть диаграмм снимается при выключенном топливе и тем указывает величину давления сжатия, часть же диаграмм снимается при включённом топливе и показывает величину давления сгорания.

При сравнительной величине давлений всегда представляется возможным проследить, насколько правильно установлено опережение подачи топлива.

Регулировкой по «гребёнке» можно ограничиться только тогда, когда есть уверенность в равномерном распределении нагрузки по цилиндрам двигателя (при наличии контроля нагрузки и по температуре выхлопных газов), в противном случае необходимо либо установить контроль температуры выхлопных газов, либо провести снятие нормальных индикаторных диаграмм с планиметрированием.

80. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ

1. Дежурный персонал должен хорошо знать конструкцию двигателя и правила по пуску, уходу и остановке двигателя.

2. До пуска двигателя в ход обслуживающий персонал должен убедиться в исправном состоянии всех его частей и предохранительных устройств. Все замеченные неисправности должны быть немедленно устранены. Пуск двигателя при неисправном его состоянии, угрожающем целостности двигателя, воспрещается.

3. Ни в коем случае не разрешается при пуске применять факелы для разогрева всасывающих труб и засасываемого воздуха. Также категорически воспрещается при пуске двигателя смачивать керосином или бензином патрубки всасывающего клапана.

4. Состояние двигателей, его деталей и газопроводов должно быть таким, чтобы была исключена возможность проникновения газов в машинное помещение.

5. Все вентили, клапаны и задвижки должны быть в полной исправности, обеспечивающей возможность быстрого и надёжного их открытия и закрытия. Обслуживание их должно быть доступно с пола машинного помещения или же со специальных безопасных площадок и лестниц.

6. Категорически воспрещается снимать ограждения у маховика, шатунов, кривошипов, крейцкопфов, штоков и других движущихся частей двигателя во время его работы, а также оставлять их не закреплёнными после работы.

7. Воспрещается производить на ходу двигателя чистку, обтирку каких бы то ни было вращающихся или движущихся частей.

8. Смазка деталей двигателя вручную на ходу допускается лишь при наличии приспособлений, обеспечивающих безопасность при смазке. Приспособления для смазки должны быть доступны для обслуживания без удаления ограждений.

9. Исправления и ремонт частей двигателя на ходу, в том числе подтягивание болтов, воспрещается.

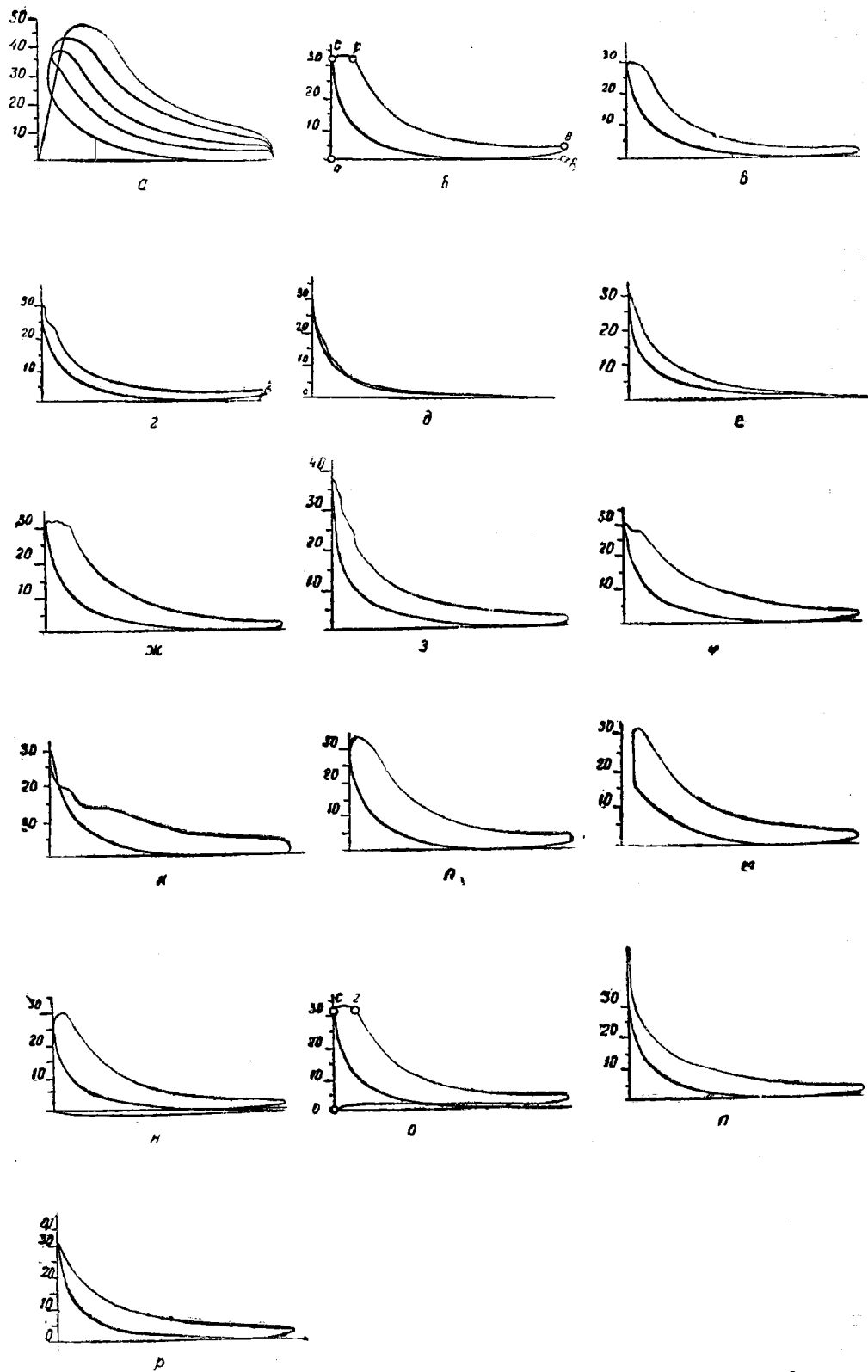
10. Подтягивать сальник форсунки на ходу категорически воспрещается.

11. Разборка форсунки с выемкой иглы сейчас же после остановки двигателя разрешается только при открытом выхлопном клапане.

12. Очистка воздухопроводов от масляных наслоений должна производиться регулярно, в зависимости от их загрязнения, но не реже одного раза в шесть месяцев. Очистка производится паром или выжиганием с последующей продувкой. После выжигания труб гидравлическое испытание их обязательно.

13. Монтаж и включение трубопроводов и баллонов в работу должно производиться в соответствии с требованиями правил Котлонадзора.

14. Чистка медных и стальных труб воздухопровода наждачным полотном или стеклянной бумагой не допускается.



Фиг. 53. Характерные диаграммы двигателей постепенного сгорания.

15. Баллоны со сжатым воздухом должны предохраняться от ударов и повреждений.

16. При открытии вентилей баллонов стоять против вентилей не разрешается.

17. Если двигатель после первого пуска не пошёл в ход, вторично пускать можно только после устранения причин, препятствовавших пуску двигателя.

18. Пускать двигатель при помощи кислорода категорически воспрещается.

19. Пуск, уход и остановка двигателя должны производиться точно по указаниям заводской инструкции и правил ухода за двигателем.

20. Задерживание вращения маховика при остановке двигателя с помощью поворотного механизма ни в коем случае не разрешается.

21. Одежда обслуживающего персонала, работающего у двигателей, должна быть приспособлена к характеру выполняемой работы: предохранять тело рабочего от загрязнения и предупреждать возможность захвата одежды рабочего вращающимися деталями.

22. При остановке двигателя для осмотра и разборки должны быть приняты меры, обеспечивающие невозможность его пуска, а также случайного поворота вала.

Правила безопасности при ремонте двигателей

1. Все ремонтные работы, а также работы по монтажу и демонтажу двигателя должны производиться в соответствии с указаниями и требованиями существующих инструкций.

2. При работах по укладке фундаментов плиты, установке станин, укладке коренного вала, как и при всех подъёмах грузов, разрешается использовать подъёмные средства (мостовой кран, тали, домкраты, стропы и пр.) только соответствующей грузоподъёмности, испытанные в надлежащие сроки, согласно специальным правилам по устройству и использованию подъёмных механизмов.

3. Персонал, производящий ремонт, обязан проверять, чтобы лестницы были приготовлены из хорошего высушенного дерева, с наименьшим количеством сучков, без трещин, расслоек и других пороков, при полном отсутствии мест загнивания.

4. При устройстве козел для подъёма тяжёлых деталей, все основные узлы козел должны быть скреплены металлическими скобами, причём все хомуты, скобы и болты должны быть изготовлены точно по размерам, указанным в чертежах.

5. До начала работ козлы и леса должны быть осмотрены руководителем работ. Об осмотре и исправном состоянии должна быть сделана отметка в наряде.

6. При подъёме коренного вала должна соблюдаться горизонтальность его положения за счёт правильности застропки, но ни в коем случае не за счёт выравнивания его усилиями работников. Категорически воспрещается поднимать вал за один конец.

7. Категорически запрещается применять одинарный канат или трос и накладывать его на крюк без петель.

8. При подъёме станины необходимо соблюдать её вертикальное положение путём пригонки в цилиндр направляющей болванки, не позволяющей тросу отходить от центра.

9. Брёвна, употребляемые при подъёмах тяжёлых деталей, должны быть хорошего качества и надлежащего размера. При укладке бревна в гнезда рамовых подшипников оно должно быть надёжно затянуто крышками.

10. Застропку разрешается производить только проверенными цепями и стропами. Перед началом подъёма необходимо убедиться в прочности застропки.

11. Категорически воспрещается производить какие-либо работы с деталями в подвешенном состоянии и стоять или проходить под ними.

12. Все работы по подъёму деталей должны производиться под руководством одного ответственного лица, знающего устройство и эксплуатацию подъёмных механизмов.

Неотложные мероприятия при авариях

Внимательное и тщательное наблюдение за поступлением и температурой охлаждающей воды, наблюдение за смазкой, нагрузкой и в целом за работой двигателей и его деталей, осуществление своевременных профилактических мероприятий дают возможность предупредить появление аварий.

При появлении первых признаков аварии необходимо принять срочные меры к устранению причин.

Мероприятия и последовательность операций при этом будут зависеть от причин, объёма и места расположения очага аварии.

Ниже приводятся типичные аварии с указанием первых неотложных мероприятий, какие должны быть проведены эксплуатационным персоналом.

При заедании цилиндра:

При появлении первых признаков заедания (характерный шум в цилиндре, слабые стуки в шатунных подшипниках) необходимо:

1. Выключить подачу топлива в цилиндр, в котором наблюдается заедание.
2. Уменьшить нагрузку на остальные цилиндры.
3. Увеличить подачу смазки на палец и аварийный цилиндр.
4. Ни в коем случае не увеличивать приток охлаждающей воды.

Примечания. 1. Заедание, обнаруженное в начальной своей стадии, лучше всего может быть устранено при работе цилиндра с выключенным топливом и постепенным уменьшением числа оборотов;

2. При заеданиях, вызывающих сильные стуки и уменьшение числа оборотов, необходимо немедленно выключить поступление топлива и остановить двигатель (последнее произвести, если нет возможности поддерживать работу двигателя при уменьшённом числе оборотов).

3. После остановки и демонтажа аварийного цилиндра необходимо самым тщательным образом обследовать аварийные участки поршня и цилиндра и шатунные болты.

4. Следует помнить, что добавка охлаждающей воды может вызвать застопоривание двигателя из-за резкого охлаждения цилиндрических втулок.

При выплавлении подшипников:

1. Выключить подачу топлива.
2. Усилить приток масла к аварийному вкладышу и, если возможно, дать обильную смазку от ручной маслёрки.
3. Снять нагрузку после остановки двигателя.

При обрыве шатунного болта:

1. При появлении первых стуков в области работы кривошипной группы выключить подачу топлива и остановить двигатель.

2. При первых признаках обрыва шатунных болтов, как и при обрывах шатунных болтов, ни в коем случае не снимать нагрузки с двигателя до его остановки.

При заедании иглы форсунки компрессорного двигателя:

1. Выключить подачу топлива на форсунку, игла которой заедает в сальнике. Следить за давлением воздуха в рабочем баллоне с тем, чтобы давление не падало ниже необходимой величины.

2. Снять нагрузку и остановить двигатель.

При заедании регулятора и ходе двигателя в разнос:

1. Ни в коем случае не снимать нагрузку.
2. Выключить подачу топлива.
3. Принять все меры к остановке двигателя.

При перегреве охлаждающей воды:

1. Снять нагрузку.

2. При недостаточном поступлении охлаждающей воды её приток постепенно увеличивать. Ни в коем случае не добавлять резко приток воды.

3. Если не наблюдается заедание цилиндров, двигатель можно нагружать только после того, когда отдельные детали двигателя (крышки, цилиндрические

втулки, поршни) приобретут нормальное тепловое состояние (тепловое равновесие).

При признаках поломки коренного вала:

1. Выключить подачу топлива и снять нагрузку.
2. Включить декомпрессорный механизм.
3. Остановить двигатель.

ЛИТЕРАТУРА

1. Макаревич Н. П., Установки двигателей внутреннего сгорания, Ленинград, Кубуч, 1935.
2. Макаревич Н. П., Стационарные двигатели внутреннего горения, ГОНТИ, 1938.
3. Муравьев В. А., Сборка судовых паровых машин и двигателей дизеля, Судпромгиз, 1940.
4. Россневский Г. И., Дизельные электрические станции, МКХ, РСФСР, 1947.
5. Сурвило Б. Л., Рациональная работа дизельных электростанций, ОНТИ, 1936.
6. Чернобаев Н. Б., Проворов А. В., Производство поршневых колец, Машгиз, 1947.
7. Шуров М. В., Двигатели внутреннего сгорания, Госэнергоиздат, 1940.
8. Кузнецов Б. В., Эксплуатация двигателей внутреннего сгорания, МКХ РСФСР, 1949.
9. Кираковский Н. Ф., Ремонт и монтаж дизелей, Машгиз, 1949.
10. Правила технической эксплуатации электростанций, оборудованных двигателями внутреннего сгорания, МКХ РСФСР, 1948.
11. Коллеров Л. К., Газомоторные установки, Машгиз, 1951.

ГЛАВА X

СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

31. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Основным назначением смазочных материалов является уменьшение трения в движущихся частях машин.

Основным критерием для оценки масел, применяющихся в тепловых машинах, является их поведение при работе в условиях высоких температур.

Для обеспечения разнообразнейших требований, какие предъявляются к смазке, маслам придаются различные физико-химические свойства, определяющиеся заданными условиями работы.

В целях облегчения пользования техническими терминами приводим их значения с кратким описанием основных констант смазочных масел.

Удельный вес. Удельный вес представляет собой отношение веса масла при температуре $+20^{\circ}$ к весу воды в том же объеме при температуре $+4^{\circ}$.

Удельный вес, в основном, косвенно характеризует качество масла и первичное сырье, из которого получен смазочный продукт. Низкий удельный вес указывает на парафиновое основание и соответственно более высокое качество. Данные удельного веса необходимы также для определения весового количества масла.

Вязкость. Вязкость, или внутреннее трение, представляет собой свойство смазки противодействовать перемещениям частиц под влиянием действующих на неё сил.

Величина вязкости характеризует способность масла обеспечивать жидкопленочную плёнку между перемещающимися поверхностями. Чем выше удельные нагрузки и тихоходнее машина, тем выше должна быть вязкость применяющегося масла.

С повышением температуры вязкость масла уменьшается. В связи с этим весьма важной эксплуатационной характеристикой масла является кривая вязкости в зависимости от температуры. Пологость температурной кривой вязкости является показателем высокого качества смазки.

Необходимо различать условную, динамическую и кинематическую вязкости.

Условной вязкостью называется отношение времени истечения 200 мл испытуемого масла из отверстия вискозиметра Энглера при температуре 50 или 100° к времени истечения 200 мл дистиллированной воды при 20° .

Это отношение выражает число градусов ($^{\circ}E$) с индексом E_{50} или E_{100} в зависимости от температуры масла. Определение вязкости в условных единицах разрешает дать относительную оценку масла.

Динамической вязкостью называется сила сопротивления двух слоёв жидкости площадью 1 см^2 , находящихся на расстоянии 1 см и перемещающихся относительно друг друга со скоростью 1 см в секунду.

Динамическая вязкость определяет собой коэффициент внутреннего трения и выражается в пуазах. Пуаз характеризует собой вязкость, соответствующую силе сопротивления двух слоёв жидкости в 1 дину.

Кинематической вязкостью называется отношение динамической вязкости к удельному весу (плотности) при той же температуре.

Кинематическая вязкость определяет удельный коэффициент внутреннего трения и выражается в стоксах (*см*) или в сантистоксах (*ссм*).

Температура вспышки. Температура, при которой пары нагретого масла в смеси с окружающим воздухом, вспыхивают при поднесении пламени, называется температурой вспышки.

Наличие в масле низкокипящих углеводородов даёт сравнительно низкую температуру вспышки и способствует большим потерям масла на испарение. Кроме этого, температура вспышки масла указывает на его поведение при работе в определённых температурных условиях.

Температура застывания масла. Температура, при которой масло теряет подвижность, называется температурой застывания масла. Проверка этой константы производится в определённых стандартных условиях исследования.

Эта температура определяет работоспособность масла при низких температурах, а также даёт основания к выбору способа транспортировки масла в холодное время года.

Стабильность масла. Стабильностью масел называется способность сопротивления их окислению кислородом воздуха при повышенных температурах. Эта характеристика определяет скорость старения масла при работе.

Коксуемость масел. Коксуемостью масел называется свойство масла образовывать углистый остаток при нагреве без доступа воздуха.

Эта характеристика определяет склонность смазочных масел к нагарообразованию при работе в машинах.

Зольность. Зольностью называется количество остатков, образующихся при сжигании и прокаливании масла в навеске.

Зольность определяет наличие в маслах мыл и солей сульфоновых кислот. Зольность вызывает накопление осадков, способствующих повышенному износу деталей.

Кислотное число. Кислотным числом называется количество миллиграммов едкого калия, необходимого для нейтрализации кислот, находящихся в одном грамме масла.

Кислотное число определяет содержание органических кислот, которые вызывают коррозию.

Водорастворимые кислоты и щёлочи. Присутствие водорастворимых кислот и щёлочей определяется реакцией воды на испытуемое масло. Наличие минеральных кислот и щёлочей приводит к явлениям коррозии.

Наличие серы. Присутствие серы крайне нежелательно в связи с сильно коррозирующим свойством сернистых соединений.

82. МОТОРНЫЕ И ДИЗЕЛЬНЫЕ МАСЛА

Моторные масла изготавливаются дистиллатными, с очисткой серной кислотой и с последующей нейтрализацией.

Основной характеристикой моторных и дизельных масел является вязкость, коксовое число, температура застывания, кислотность и температурная кривая вязкости. Физико-химические свойства этих масел приведены в табл. 1, а области их применения — в табл. 2.

Масла для паровых машин

Масла для паровых машин должны обеспечивать относительно высокую температуру вспышки, малую смолистость и высокую стойкость при окислении и действии водяных паров. Важными качественными характеристиками масла являются также небольшое коксовое число и вязкость.

Выбор марки масла производится в зависимости от состояния пара (его перегрева и насыщения). Физико-химические свойства масел приведены в табл. 3, а области их применения — в табл. 4.

Таблица 1

Моторные и дизельные масла

Физико-химические свойства	Моторные масла		Дизельное масло ГОСТ В-1600-43	Дизельное масло для быстроходных двигателей с присадкой ТУ 174-45	
	ГОСТ 1519-42			зимнее	летнее
	М	Т			
Вязкость при 50°:					
а) кинематическая в ССТ (не более)	45—50	62—68	76	—	—
б) соответствующая ей условная в °Е (не более)	6,0—6,5	8,2—9,0	10,4	7	10
Вязкость при 100°:					
а) кинематическая в ССТ (не менее)	—	—	10,5	—	—
б) соответствующая ей условная (не менее)	—	—	1,9	1,6	1,9
Температура вспышки по Бренкену в град. (не ниже)	195	205	210	200	190
Температура застывания в град. (не выше)	—8	0	—10	—20	—15
Кокса в % (не более)	0,3	0,4	0,4	0,45	0,75
Зола в % (не более)	0,02	0,04	0,05	0,28	0,28
Цвет по Дюбоску в мм (не менее)	8	4	—	—	—
Механических примесей в % (не более)	0,007	0,007	отсутствие	0,007	отсутствие
Воды	—	отсутствие			
Водорастворимых кислот и щелочей	—	—	отсутствие		
Кислотное число в мг на 1 г масла (не более)	—	—	—	0,15	0,15
Содержание присадки в %	—	—	—	паранокс 56а 2,5	2,5

Примечание. Дизельное масло для применения в зимнее время с 1 ноября до 1 апреля должно сдаваться с температурой застывания не выше 18°С.

Таблица 2

Области применения масел

Наименование масел	Основные области применения	Примечание
Моторное М Моторное Т	Применяется для смазки цилиндров и механизма движения стационарных и судовых, а также газовых, бензиновых и керосиновых двигателей	Моторное масло М может быть заменено машинным маслом С и автомобилем 6 Моторное масло Т может быть заменено компрессорным М или автомобилем 10
Дизельное	Предназначается специально для смазки тракторных двигателей и быстроходных стационарных форсированных двигателей с воспламенением от сжатия	Дизельное масло может быть заменено автомобилем 10 сернокислотным селективным и цилиндрическим 2
Дизельное для быстроходных двигателей (с присадкой)	Предназначается для новейших двигателей, имеющих вкладыши подшипников из легко корродируемых сплавов	

Таблица 3

Физико-химические свойства масел для паровых машин

Физико-химические свойства	Цилиндровое 2	Вискозин	Цилиндровое 6	Вапор	Вапорный гудрон
	ГОСТ 1841-42	ГОСТ 1859-42	ГОСТ 3190-46	ГОСТ 788-43	ГОСТ В-2031-43
Вязкость при 100°C:					
а) кинематическая в ССТ . . .	9,6—14,0	21—29	—	—	—
б) соответствующая ей условная в °Е	1,7—2,2	3,0—4,0	4,5—6,0	5,5—7,0	6,0—8,5
Температура вспышки по Бренкелю в °С (не ниже)	215	240	300	310	285
Температура застывания в °С (не выше)	+5	—	+17	—	—
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла (не более)	0,3	—	—	—	—
Кокса в % (не более)	0,8	2,5	3,0	3,8	4,1
Зола в % (не более)	0,03	0,05	0,015	0,01	0,3
Механических примесей в % (не более)	0,007	0,1	отсутствие	0,007	0,01
Воды в % (не более)	отсутствие	0,05	0,05	0,05	0,05
Водорастворимых кислот и щелочей			отсутствие		

Примечание. Допускается для цилиндрического масла 2 из небитдагской нефти; температура застывания не выше + 8°C.

Таблица 4

Области применения масел для паровых машин

Наименование масла	Основные области применения	Примечание
Цилиндровое 2	Смазка машин, работающих с давлением пара до 5 ат	Может быть заменено компрессорным М
Вискозин	Смазка цилиндра паровых машин, работающих на насыщенном паре с давлением пара до 15 ат	
Нигрол Л	Смазка машин в условиях усиленной конденсации пара	—
Вапор	Смазка машин, в которых перегрев пара в цилиндре выше 300°C	—
Цилиндровое 6	Смазка тихоходных машин с клапанным парораспределением с перегревом пара до 350°C	—
Вапорный гудрон	Смазка машин, работающих с перегретым паром до 350°C	—

Турбинные и компрессорные масла

Турбинные масла Л и Т — дистиллатные. Очищаются эти масла серной кислотой с последующей нейтрализацией щёлочью, промывкой водой и доочисткой отбеливающими глинами.

Назначение турбинного масла — смазка подшипников и заполнение системы регулирования паровых турбин, а также заполнение систем смазки и регулирования турбокомпрессоров и насосов, имеющих циркуляционную систему смазки.

Турборедукторное масло получается в результате смешения марки УТ с авиационным маслом марки МС.

Основными качествами этих масел является высокая устойчивость против окисления и эмульсации, низкая кислотность, зольность и отсутствие механических примесей.

Таблица 5

Физико-химические свойства турбинных и специальных масел

Физико-химические свойства	Турбинные масла ГОСТ 32-42			Компрессорное масло	
	Л	УТ	Турборе- дукторное	ГОСТ 1861-44	
				М	Т
Вязкость при 50°C:					
а) кинематическая в ССТ	20—23	25—33	57—61	—	—
б) соответствующая ей условная в °Е	2,9—3,2	3,5—4,5	7,5—8,0	—	—
Вязкость при 100°C:					
а) кинематическая в ССТ	—	—	—	8,5—14	15—21
б) соответствующая ей условная в °Е	—	—	—	1,7—2,2	2,3—3,0
Температура вспышки по Бренкену в °С (не ниже)	180	180	195	218	240
Температура застывания в °С (не выше)	—15	—10	—	—	—
Прозрачность при °С	прозрачно				
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла (не более)	0,04	0,04	0,05	0,15	0,15
Золы в % (не более)	0,005	0,005	0,04	0,03	0,03
Натровая проба с подкислением в баллах (не более)	2	2	2	—	—
Стабильность:					
а) содержание осадка после окисления в % (не более)	0,1	0,1	—	—	—
б) кислотное число после окисления в мг КОН на 1 г масла (не более)	0,35	0,35	—	—	—
Скорость деэмульсации в минутах (не более)	8	8	8	—	—
Механических примесей в % (не более)	отсутствие			0,007	0,007
Водорастворимых кислот и щелочей	отсутствие			отсутствие	
Стабильность по Сляю. Число Сляя (не более)	—	—	—	20	20
Воды	—	—	—	отсутствие	

Таблица 6

Области применения турбинных и специальных масел

Наименование	Основные области применения	Примечание
Турбинное	Предназначается для смазки подшипников и системы регулирования паровых турбин с числом оборотов вала более 3000 в минуту	
Турбинное УТ	Предназначается для смазки подшипников и системы регулирования паровых турбин с числом оборотов вала до 3000 в минуту и для судовых турбинных установок с редуктором привода главного вала, независимо от числа оборотов вала турбины	
Турборедукторное	Применяется в судовых установках в качестве смазки: турбокомпрессоров, турбовоздуходувок, насосов и других механизмов с циркуляционной системой смазки	
Компрессорное М	Применяется для горизонтальных воздушных машин, для горизонтальных двух- и трёхступенчатых компрессоров низкого и среднего давления и для одноступенчатых вертикальных и горизонтальных компрессоров низкого давления	Может быть заменено цилиндрическим 2 и автотом 10
Компрессорное Т	Применяется для смазки многоступенчатых компрессоров высокого давления	

Компрессорное масло представляет собой минеральные очищенные серной кислотой масла и предназначено для смазки цилиндров и поршневых штоков компрессоров.

Основными качественными характеристиками этих масел являются высокая стабильность, малая зольность и отсутствие механических загрязнений.

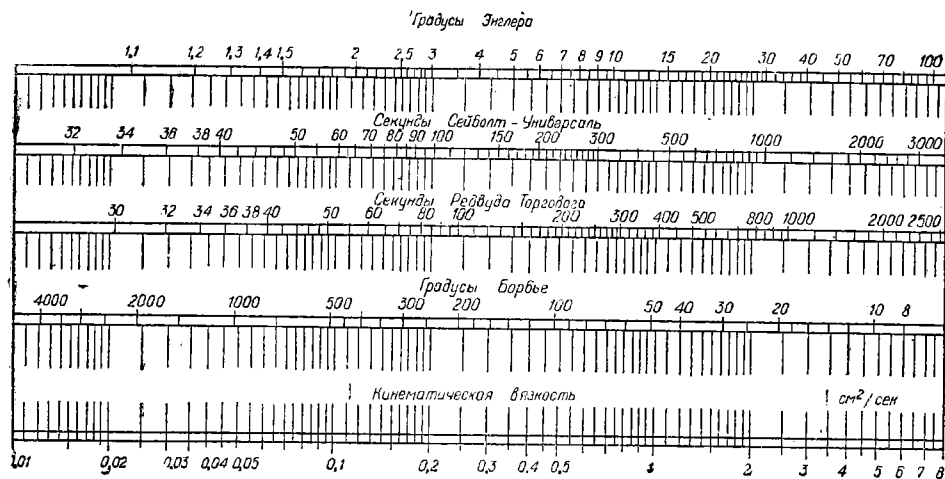
Физико-химические свойства масел приведены в табл. 5, а области их применения в табл. 6.

В табл. 7 приведены физико-химические свойства масел, применяемых как заменители основных рекомендуемых марок.

Физико-химические свойства масел

Таблица 7

Физико-химические свойства	Машинное масло С	Автол ГОСТ 1862-42		Автол селективный ОСТ 25866-40	Нигрол Л
		6	10	10	
Вязкость при 50°C:					
а) кинематическая ССТ	41—53	—	—	—	—
б) условная в °Е	5,5—7,0	—	—	—	—
Вязкость при 100°C:					
а) кинематическая в ССТ	—	5,0	9,6	—	—
б) условная в °Е	—	1,4	1,8	1,8	4,0—4,5
Отношение кинематической вязкости при 50°C к кинематической вязкости при 100°C	—	8,4	7,8	—	—
Температура вспышки по Бренкену в °С	190	185	200	210	180
Температура застывания в °С	—10	—17	—5	—5	—2
Кислотное число в мг КОН на 1 г масла	0,35	0,15	0,28	0,40	—
Зола в %	0,007	0,01	0,025	0,01	—
Кокса по Конрадсону в %	0,3	0,3	0,5	0,3	—
Механических примесей в %	0,007	отсутствие		—	0,05
Воды в %	отсутствие или следы		—		0,05
Водорастворимых кислот и щелочей	отсутствие		—		0,05



Фиг. 1. Номограмма для взаимного пересчёта вязкости.

На фиг. 1 представлена номограмма для взаимного пересчёта чисел вязкости в условные единицы. По данным этой номограммы можно также произвести перевод числа вязкости масла из одной системы обозначения в любую другую.

Срок службы масел

В процессе работы масло претерпевает всевозможные изменения, сказывающиеся на его качестве и первоначальных свойствах. Характер этих изменений зависит от условий работы, первичных качеств масла, кратности использования его в машинах и длительности воздействия различных факторов в рабочих условиях.

Масло рекомендуется заменить, если при его анализе установлено: содержание механических примесей — 2% и выше; содержание воды — 2,5% и выше; кислотность (в мг КОН) $> 1,5$; повышение вязкости выше 25% от номинальной.

Предельно допустимое кислотное число взято в основном для турбинного масла.

Ориентировочно средние сроки службы масел, работающих в условиях высоких температур до 60°, составляют 90 суток. Наличие в системе маслоотстойников и фильтров повышает срок службы в некоторых случаях в 1,5 раза.

В компрессорах средний срок службы масла 75—120 суток.

Смазка поршневых групп разбрызгиванием снижает средний срок службы до 45 дней.

83. РЕГЕНЕРАЦИЯ ОТРАБОТАННЫХ МАСЕЛ

Сбор и хранение отработанных масел

Отработанные масла подлежат восстановлению путём регенерации с последующим использованием.

Все хозяйства и предприятия обязаны организовать сбор и регенерацию отработанных минеральных масел в следующих количествах:

Наименование масел	Сбор отработанных масел в % по отношению к израсходованным	Выход регенерированных масел в % по отношению к собранным
Автолы всех марок . . .	25	60
Авиамасла » » . . .	25	80
Индустриальные масла .	30	75

Сбор и хранение отработанных масел должны производиться согласно правилам, предусмотренным ГОСТ 2158-43.

Отработанные смазочные масла, подлежащие регенерации, подразделяются по маркам для раздельного сбора и хранения.

Методы регенерации масел

К основным методам регенерации согласно ГОСТ 1974-43 относятся следующие: метод № 1 — отстой и фильтрация; метод № 2 — контактирование и фильтрация; метод № 3 — обработка щёлочью, контактирование и фильтрация; метод № 4 — обработка кислотой, контактирование и фильтрация; метод № 5 — обработка кислотой, щёлочью, контактирование и фильтрация.

В зависимости от групп и марок, отработанные смазочные масла подвергаются регенерации.

Методами № 2 и № 4 регенерируются масла циркуляционных систем и после применения их для смазки горячих частей машин, а также после применения для смазки компрессоров.

Таблица 8

Наименование, стандарты и марки отработанных смазочных масел

Наименование масел	№ стандартов	Марки масел для сбора
А. Индустриальные масла		
Машинное	ГОСТ 1707-42	Марки Л, С и СУ раздельно каждая
Цилиндровое	ГОСТ 1841-42	Одна марка 2
Б. Масла для двигателей внутреннего сгорания		
Автолы	ГОСТ 1862-42	Марки 4, 6, 10 и 18 раздельно каждая
Моторное	ГОСТ 1591-42	Марки М и Т раздельно каждая
Дизельное	ГОСТ В-1600-42	Одна марка
Нигрол	ГОСТ 542-41	Марки Л и 3 вместе
В. Масла специальные		
Турбинное	ГОСТ 32-42	Марка Л, УТ турборедукторное раздельно каждая
Компрессорное	ГОСТ 1861-42	Одна марка
Г. Масла для паровых машин		
Вискозин	ГОСТ 1859-42	Одна марка
Вапор и гудрон вапорный	ГОСТ 788-43 ГОСТ В-2031-43	Обе марки вместе
Цилиндровое	ГОСТ 10001-38	Одна марка 6

Примечания: 1. Сильно загрязнённые отработанные масла должны собираться для регенерации отдельно от менее загрязнённых.

2. Автол 6 можно собирать вместе с машинным С.

Таблица 9

Методы регенерации отработанных смазочных масел

Наименование масел	Номера применяемых методов
А. Индустриальные масла	
Машинное	1; 2; 4
Цилиндровое	1; 2; 4
Б. Масла для двигателей внутреннего сгорания	
Автолы	1; 2
Дизельное	1; 2
Нигрол	1
В. Масла специальные	
Турбинные	2; 3; 4; 5
Компрессорные	2; 4
Г. Масла для паровых машин	
Вискозин	2; 4
Вапор, гудрон вапорный	2; 4
Цилиндровое 6	2; 4

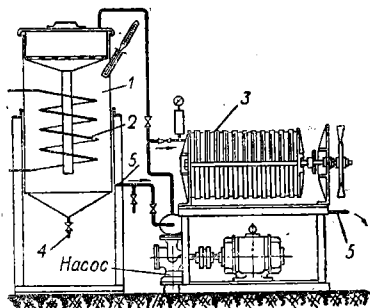
Метод № 2 применяется для масел после работ в газогенераторных двигателях.

Метод № 2 применяется для отработанного масла с кислотным числом до 0,25 мг КОН, а методы № 3 и № 4 — для масла с кислотным числом до 0,5 мг КОН.

Рекомендуемые методы регенерации

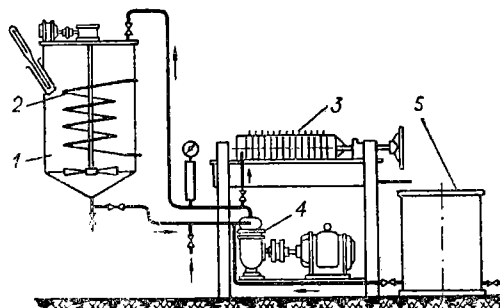
Отстой. При регенерации по любому методу обязательным условием является отстой с очисткой масла от механических примесей и воды.

Отстой масла производится в баке с коническим дном. В целях лучшего отстоя обычно предусматривается паровой или электрический подогрев



Фиг. 2. Схема регенерационной установки:

1 — отстойник; 2 — змеевик для подогрева; 3 — фильтрпресс; 4 — труба для спуска отстоя; 5 — выход регенерированного масла.



Фиг. 3. Схема регенерационной установки, работающей по методу контактирования фильтрации:

1 — контактная мешалка; 2 — паровой змеевик; 3 — фильтрпресс; 4 — насос с электродвигателем; 5 — бак для регенерированного масла; 6 — вход для отработанного масла.

масла в отстойнике. Температура подогрева выдерживается в пределах от 50 до 90°, время отстоя принимается в зависимости от степени загрязнения и температуры подогрева и колеблется от 4 до 48 часов.

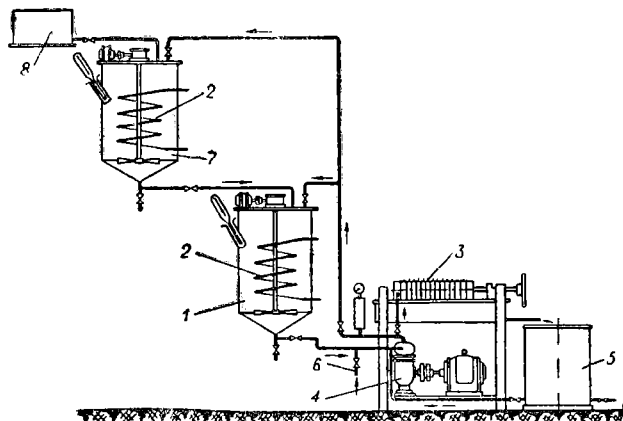
Метод № 1 — отстой и фильтрация. На фиг. 2 показана установка регенерации по указанному способу. Давление масла при подаче на простой фильтр составляет до 0,3 ат, при подаче ручным насосом на фильтрпресс — до 4 ат и при механическом насосе — до 6 ат. Фильтрующей средой служат: бумага, сукно, войлок и пр.

Метод № 2 — контактирование и фильтрация. На фиг. 3 показана установка регенерации по указанному способу. Отработанное масло после отстоя заливают в мешалку с механическим или ручным перемешиванием. Контактная мешалка снабжается подогревом, при этом для маловязких масел нагрев доводится до 90—100°, а для высоковязких — до 150—180°. После подогрева и перемешивания к маслу добавляют от 3 до 10% предварительно просушенной в течение 2—3 час. при 120—150° отбеливающей глины, пропущенной через сито (256 отверстий на 1 см²). Затем перемешивают масло с глиной в течение 20—60 мин. механической мешалкой, вручную или циркулирующей масла с помощью насоса и подают на фильтрпресс. Первые порции масла, выходящие из фильтрпресса, обычно содержат примесь отбеливающей глины, в связи с чем их вновь сливают в контактную мешалку, а последующее уже чистое масло подают в сборник регенерированного масла.

Примечание. В качестве контактной мешалки может быть использован отстойник.

Метод № 3 — обработка щёлочью, контактирование, фильтрация. На фиг. 4 показана установка регенерации по указанному способу. Отработанное масло после отстоя заливают в щелочную мешалку с подогревающим устройством и с воздушным или механическим перемешиванием. После нагрева его

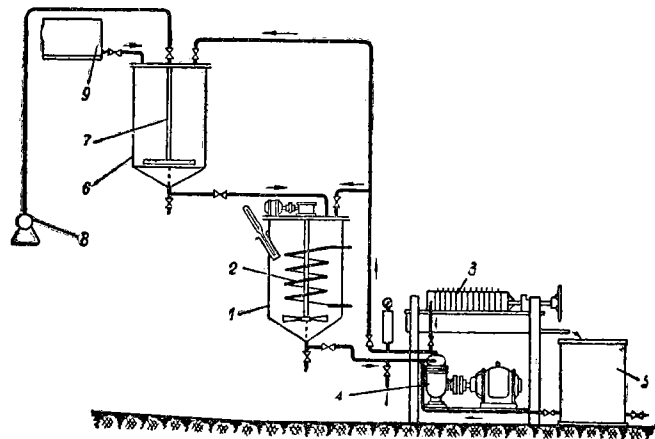
до 90—95° обрабатывают масло 5—6-процентным водным раствором едкого натра или 10—20-процентным раствором соды (углекислого натрия); количество щёлочи дают примерно в три раза большее, чем требуется по числу омыления отработанного масла. После отработки щёлочью и перемешивания в течение 15—20 мин. масло отстаивают 2—2,5 часа, спускают из него щёлочь



Фиг. 4. Схема регенерационной установки для обработки масел щёлочью:

1 — контактная мешалка; 2 — паровой змеевик; 3 — фильтр-пресс;
4 — насос с электродвигателем; 5 — бак для регенерированного масла; 6 — вход масла; 7 — щелочная мешалка; 8 — бак для щёлочи.

и эмульсию. После этого масло промывают нагретой до кипения водой (в количестве 30—35% от масла) с перемешиванием в течение 45 мин., затем после отстоя в течение 40—45 мин. спускают воду.



Фиг. 5. Схема регенерационной установки для обработки масел кислотой:

1 — контактная мешалка; 2 — паровой змеевик; 3 — фильтр-пресс;
4 — насос; 5 — бак для регенерированного масла; 6 — кислотная мешалка;
7 — воздушный маточник; 8 — воздуходувка; 9 — бак для кислоты.

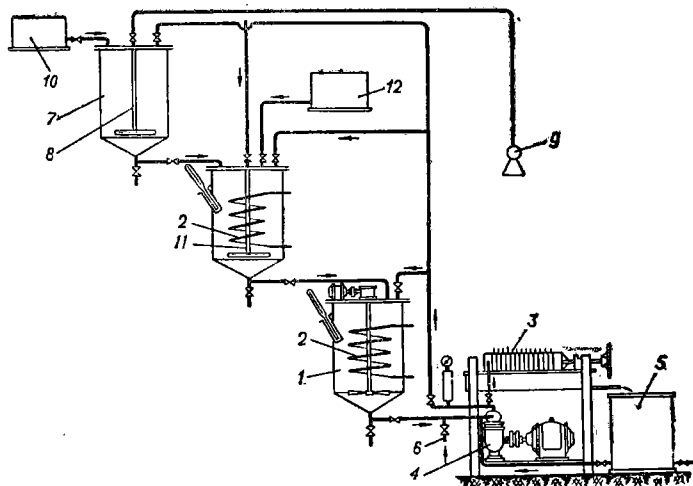
Промывку водой производят четыре раза, после чего масло подсушивают при 90—95°. Окончание просушки устанавливают по отсутствию капелек воды и мути в пробе масла. После этих операций просушенное масло подают в мешалку для контактной обработки и на фильтр-пресс.

Метод № 4 — обработка кислотой, контактирование и фильтрация. На фиг. 5 показана установка регенерации по указанному способу. Отработанное масло после отстоя подогревается до 30—40° и заливается в кислотную ме-

шалку. Масло обрабатывают двумя порциями технической серной кислоты — моногидратом. Первую порцию кислоты дают в количестве 0,5—1% для подсушки масла; при этой обработке масло перемешивают воздухом в течение 15—20 мин., после чего масло отстаивается около одного часа, а затем с него спускается кислый гудрон. Вторую порцию кислоты дают в количестве 3—6%, затем перемешивают масло воздухом в течение одного часа, отстаивают 8—10 час. и вторично спускают кислый гудрон.

После указанных операций масло подают в мешалку для контактной обработки и на фильтрпресс.

Метод № 5 — обработка кислотой, щёлочью, контактирование и фильтрация. На фиг. 6 показана установка регенерации по указанному способу. Отработанное масло после отстоя заливают в кислотную мешалку для обработки



Фиг. 6. Схема регенерационной установки для обработки масел кислотой и щёлочью: 1 — контактная мешалка; 2 — паровой змеевик; 3 — фильтрпресс; 4 — насос с электродвигателем; 5 — бак для регенерированного масла; 6 — вход отработанного масла; 7 — кислотная мешалка; 8 — воздушный маточник; 9 — воздуходувка; 10 — бак для кислоты; 11 — щелочная мешалка; 12 — бак для щёлочи.

серной кислотой. После спуска кислого гудрона масло перепускают в щелочную мешалку, в которой подогревают его до 60—70°. После этого масло нейтрализуют 2,5-процентным раствором едкого натра и промывают несколько раз горячей водой, затем масло сушат воздухом и подают в мешалку для контактной обработки и на фильтрпресс.

84. НОРМЫ РАСХОДА СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Ниже даются ориентировочные обобщённые нормы расхода смазочных материалов. Приведённые нормы рассчитаны на среднее состояние машин и практически в эксплуатации могут повышаться на ~ 15%. Рационализацией смазочных устройств и отдельных элементов машин можно добиться снижения норм расхода масла на 10 и более процентов.

Нефтяные двухтактные двигатели низкого сжатия:

мощность двигателей в л. с.	10—25	26—75
расход масла в г/л. с.-час	30—20	20—15

Нефтяные двухтактные двигатели повышенного сжатия:

мощность двигателей в л. с.	до 40
расход масла в г/л. с.-час	15—12

Нефтяные четырёхтактные двигатели повышенного сжатия:

мощность двигателей в л. с. в одном цилиндре	до 40
расход масла в г/л. с.-час	12—10

Компрессорные четырёхтактные двигатели:

мощность двигателей в л. с.	до 50	51—100	101—150
расход масла в г/л. с.-час	8—6	7—6	6—4

Бескомпрессорные четырёхтактные двигатели:

мощность двигателей в л. с.	до 50	51—100	101—150
расход масла в г/л. с.-час	10—8	8—6	6—4

Бескомпрессорные двухтактные двигатели:

мощность двигателей в л. с. в одном цилиндре	до 50	51—100
расход масла в г/л. с.-час	22—18	18—12

Паровые машины

Расход смазочных масел для цилиндров и золотников паровых машин, работающих перегретым паром:

мощность машины в л. с.	11—50	51—200	201—500	501—1000
расход масла в г/л. с.	1,2—0,8	0,8—0,4	0,4—0,35	0,35—0,3

Расход смазочных масел для цилиндров и золотников локомотивов, работающих перегретым паром:

мощность локомотива в л. с.	до 50	51—120	121—330	331—350	351—500
расход масла в г/л. с.-час	2,4	1,5	1,3	1,2	0,9

Расход смазочных масел для цилиндров и золотников паровых машин и локомотивов, работающих насыщенным паром:

мощность машины в л. с.	до 50	51—200	201—500	501—1000
расход масла в г/л. с.-час	2,0—1,5	1,5—1,0	1,0—0,75	0,75—0,5

Дополнительный расход масла на смазку холодных частей паровых машин:

мощность машины в л. с.	до 50	51—200	201—500	501—1000
расход масла в г/л. с.-час	3,0—2,5	2,5—2,0	2,0—1,0	1,0—0,5

Паровые турбины

В паровых турбинах расход масла для пополнения убыли от утечки и испарения ориентировочно принимается на 1 кВт-час:

мощность машины в кВт	до 500	501—1001	1000—2000	2001—5000	5001—10000	10001—20000
расход масла в г/л. с.-час	0,4	0,4—0,25	0,25—0,15	0,15—0,03	0,03—0,02	0,02—0,015

ЛИТЕРАТУРА

1. Великовский Д. С., Консистентные смазки, Гостоптехиздат, 1945.
2. Воларович М. П., Вязкость смазочных масел при низких температурах, АН СССР, 1944.
3. Дьячков А. К., Как обеспечить хорошую надежную работу подшипников, АН СССР, 1942.

4. Ж и н к и н А. Я. и др., Масляный инвентарь и смазочные приборы, Гостоптехиздат, 1940.
5. З а й ц е в А. К., Основы учения о трении, износе и смазке машин, Машгиз, 1947.
6. К а н А. В., К о с я к и н г А. Р., Старение и регенерация минеральных масел, Гостоптехиздат, 1946.
7. Л о с и к о в Б. В., Смазка воздушных компрессоров, ГОНТИ, 1939.
8. Л о с и к о в Б. В., Физико-химические основы регенерации масел, Гостоптехиздат, 1945.
9. М а з ы р и н И. В., Смазочные устройства машин, Машгиз, 1948.
10. Нормы расхода изоляционных и смазочных масел на станциях и подстанциях Министерства электростанций, Госэнергоиздат, 1947.
11. О р л о в П. И., Смазка легких двигателей, ОНТИ, 1937.
12. Справочник по применению и нормам расхода смазочных материалов, Гостоптехиздат, 1947.
13. Технические нормы на нефтепродукты, Гостоптехиздат, 1947.
14. В о л к о в Я. Р., Организация и ведение смазочного хозяйства Metallургиздат, 1950.
15. О с т р о у м о в Г. А., Пособие для смазчика, Гостоптехиздат, 1941.

ГЛАВА XI

ГАЗОСИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

85. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Важнейшими задачами, имеющими первостепенное значение для нашего народного хозяйства, являются снижение расхода жидкого топлива и связанный с ним перевод двигателей на различные виды недефицитных и дешевых местных топлив.

Особенно остро стоит вопрос замены жидких топлив в нашем социалистическом сельском хозяйстве, где общая мощность только мелких стационарных двигателей, работающих на жидком топливе, составляет около 1,5 млн. л. с.

Заменителями жидкого топлива в различных местностях являются твердое местное топливо или газ.

Твердое топливо может быть применено в двигателях внутреннего сгорания только в случае превращения его в горючий газ. Использование же газообразного топлива в двигателях внутреннего сгорания не представляет особых затруднений. Поэтому перевод двигателей с жидкого топлива на газ (если таковой имеется на месте или может быть подведен) необходимо признать наиболее целесообразным.

К твердым топливам относятся: древесина, торф, бурые и каменные угли, лузга, солома, брикетированное топливо и т. д.

Газообразные топлива бывают следующих типов: а) природный или естественный газ (выделяющийся из недр земли); б) сжиженный газ (являющийся смесью газов, превращаемых в жидкое состояние при сравнительно небольших давлениях 10—12 ат); в) доменный или колошниковый газ (получаемый при выплавке чугуна из железных руд); г) светильный или коммунальный газ (вырабатываемый на газовых заводах из различных видов твердого топлива с повышенным содержанием летучих); д) газ подземной газификации (получаемый при газификации углей непосредственно в залежи); е) генераторный газ (получаемый из твердого топлива в газогенераторных установках).

Наиболее доступным из перечисленных видов газа является генераторный, который может быть получен почти из любого вида местного твердого топлива.

В табл. 1 приведен состав различных горючих газов и их теплотворная способность.

86. ОСНОВЫ ГАЗИФИКАЦИИ ТВЕРДЫХ ТОПЛИВ

Сущность процесса газификации

Газификацией называется полное превращение горючей части твердого топлива в газ. Такое превращение происходит при воздействии на твердое топливо кислорода в условиях высоких температур. Обычно окислителем является кислород воздуха, подводимого к топливу. Полученный газ носит название генераторного, а аппарат, в котором происходит процесс образования газа, — газогенератора. В настоящее время наиболее распространенными процессами газификации твердого топлива являются: прямой, обратный и двухзонный.

Прямой процесс газификации. При прямом процессе газификации (фиг. 1) воздух поступает под колосниковую решётку газогенератора. Непосредственно

Таблица 1

Характеристика горючих газов и их теплотворная способность

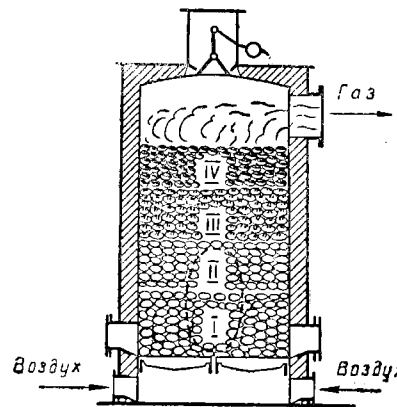
Наименование газа	Состав газа в объёмных %						Низшая теплотворная способность в ккал/м ³	Топливо		
	углекислый газ	окись углерода	метан	водород	азот	прочие		влаги в %	зола в %	низшая теплотворная способность в ккал/кг
Естественный природный газ:										
дашавский . . .	0,05	0,85	97,8	—	1,3	—	8500	—	—	—
саратовский . . .	1,0	1,4	93,2	—	4,4	—	8400	—	—	—
нефтяной газ . . .	1,8	5,0	87,1	—	6,1	—	8400	—	—	—
Коксовый газ . . .	3,5	9,0	19,6	46,7	17,0	4,2	4578	—	—	—
Доменный газ . . .	10,5	28,5	0,3	2,7	58,5	10,5	940	—	—	—
Газы подземной газификации . . .	10,3	18,4	1,8	14,5	63,6	1,4	1027	—	—	—
Генераторный газ:										
из бурого углеродных брикетов	13,2	29,4	2,9	6,9	46,9	0,7	1200	11,2	9,8	5200
из антрацита	5,5	27,5	0,5	13,5	52,6	0,4	1230	5,0	10,4	6720
из древесины	6,5	19,0	3,0	14,0	56,0	1,5	1250	35,0	6,0	3600
из торфа	6,0	18,0	2,2	14,0	56,0	3,0	1200	40,0	14,5	2683
из каменного угля	5,0	26,5	2,3	13,5	51,9	0,8	1250	5,5	12,4	6304

над решёткой происходят окислительные процессы, т. е. соединение основной части углерода топлива с кислородом воздуха по реакциям полного или неполного сгорания с выделением тепла. Эта зона носит название «зоны горения» или «окисления» — I. Над окислительной зоной находится слой топлива, раскалённого за счёт теплоты, выделяемой в зоне горения. В этом слое протекают в основном восстановительные реакции, отчего зона носит название «восстановительной» II.

Так как резкой границы между окислительной и восстановительной зонами установить нельзя, то более правильным будет объединить обе зоны в одну под общим названием «реакционной зоны» I—II. В реакционной зоне происходят все основные химические реакции образования генераторного газа.

Выше реакционной зоны находится слой топлива, где происходят процессы сухой перегонки с выходом летучих и смол; это так называемая «зона сухой перегонки» III.

Продукты сухой перегонки вместе с газом, поступающим из реакционной зоны, поднимаются в следующую и последнюю зону газогенератора — «зону подсушки» IV, в которой происходит подсушка топлива за счёт тепла проходящего через него генераторного газа. Отбор газа производится в верхней части газогенератора. Полученный таким образом генераторный газ вследствие присутствия в нём смол обладает высокой теплотворной способностью и с успехом может быть использован для технологических целей.

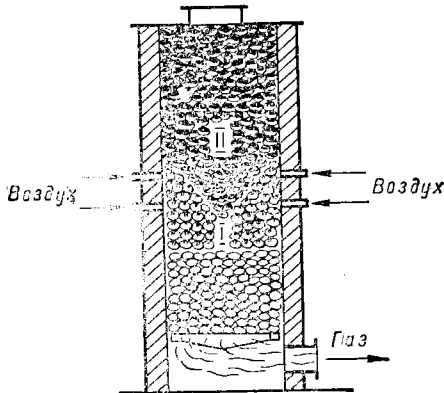


Фиг. 1. Схема газогенератора прямого процесса:

I — зона горения; II — зона восстановления; I—II — реакционная зона; III — зона сухой перегонки; IV — зона подсушки.

Применение такого газа в двигателях внутреннего сгорания без предварительной очистки от смол (что требует установки специальной смолоочистительной аппаратуры) невозможно вследствие засорения двигателя смолой. Поэтому для питания газом двигателей внутреннего сгорания (в газогенераторах прямого процесса) газифицируют преимущественно бессмольные топлива — антрацит, кокс и древесный уголь.

Обращённый процесс газификации. При обращённом процессе газификации (фиг. 2) воздух поступает в среднюю часть газогенератора, где происходят основные процессы окисления. Воздух подводится через периферийные отверстия — фурмы. Образующийся генераторный газ отсасывается вниз, под колосниковую решётку.



Фиг. 2. Схема газогенератора обращённого процесса:

I — реакционная зона; *II* — зона сухой перегонки.

Обращённому процессу после прохождения через несложную очистительную аппаратуру, применяется для питания двигателей внутреннего сгорания.

Отрицательными сторонами обращённого процесса является отсутствие активной зоны подсушки, что не допускает использования топлив с влажностью более 20—22%, и несколько пониженная теплотворная способность получаемого газа вследствие разложения смол при прохождении их через реакционную зону.

Двухзонный процесс газификации. Двухзонный газогенератор (фиг. 3) объединяет в себе два процесса газификации — прямой и обращённый.

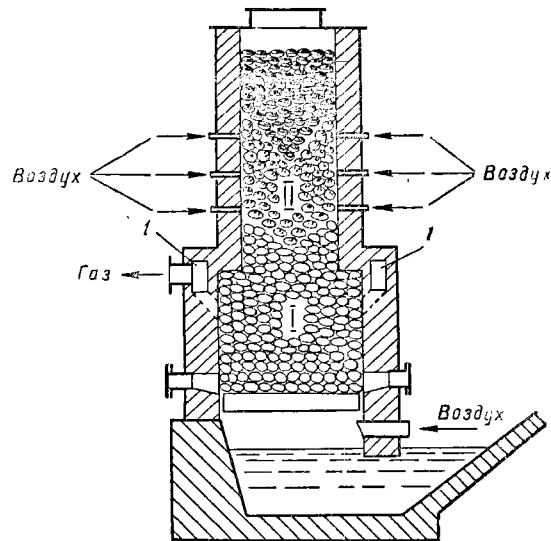
В нижней зоне газогенератора *I* — от колосниковой решётки до газообразного пояса *I* — происходит прямой процесс газификации, а в верхней зоне *II* — от газообразного пояса до загрузочного люка — обращённый процесс.

Отбор газа производится через газоотборный пояс на стыке двух реакционных зон прямого и обращённого процессов. Воздух подводится в нижнюю зону патрубком под колосниковую решётку, а в верхнюю через воздухоподводящие фурмы. В нижней зоне газогенератора газифицируется кокс, образовавшийся по мере прохождения топлива через верхнюю зону

Реакционная зона этого газогенератора *I* расположена от места ввода воздуха до колосниковой решётки. Зона сухой перегонки *II* находится выше реакционной зоны, однако при отсосе газа все продукты сухой перегонки проходят через реакционную зону, подвергаясь воздействию высоких температур.

Таким образом, газогенераторы с обращённым процессом газификации позволяют газифицировать топлива с большим содержанием смолистых веществ, обеспечивая при этом выход бессмольного газа.

Генераторный газ, полученный по



Фиг. 3. Схема двухзонного газогенератора:

I — нижняя реакционная зона; *II* — верхняя реакционная зона; *I* — газоотборный канал.

При розжиге газогенератора заполнение нижней зоны коксом производится путём выжигания его из загрузаемого топлива.

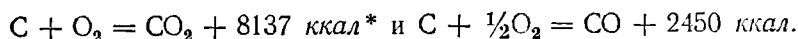
В двухзонном газогенераторе получается бессмольный газ из битуминозных видов топлива; во время его работы можно производить загрузку и шуровку топлива, а также очистку колосниковой решётки от шлака. Кроме того, благодаря хорошему выжигу топлива в нижней зоне достигаются минимальные потери горючего в очаговых остатках.

Недостатком двухзонного процесса газификации является сложность регулирования подачи воздуха по зонам при различных режимах работы двигателя.

Химические реакции генераторного процесса

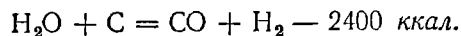
Реакционная зона. В реакционной зоне происходят основные реакции образования генераторного газа.

Окисление углерода топлива может идти по двум направлениям:



Реакции образования углекислого газа CO_2 и окиси углерода CO путём непосредственного окисления кислородом O_2 углерода топлива C являются экзотермическими, т. е. сопровождаются выделением тепла, и в той части газогенератора, где они происходят, температура достигает $1100\text{--}1400^\circ$.

Влага, имеющаяся в топливе или образовавшаяся в результате сгорания водорода топлива, а также пар, специально подводимый в некоторых конструкциях газогенераторов, под действием высоких температур распадаются и частично соединяются с углеродом топлива по реакции:



Реакция распада паров воды и соединения их с углеродом топлива — эндотермическая, т. е. сопровождается затратой тепла.

Если температура во время контакта водяного пара с раскалённым углеродом недостаточна (ниже 900°), то реакция разложения водяного пара может протекать в нежелательном направлении, а именно: $2H_2O + C = CO_2 + 2H_2$, т. е. с образованием негорючего газа CO_2 .

Из других реакций, происходящих в реакционной зоне, необходимо указать на реакцию образования метана CH_4 в результате контакта свободного водорода H_2 с раскалённым углеродом C : $C + 2H_2 = CH_4 + 1723 \text{ ккал}$ и на реакцию восстановления окиси углерода CO из углекислоты CO_2 в условиях недостатка кислорода: $CO_2 + C = 2CO - 3233 \text{ ккал}$.

В результате протекания указанных реакций получается смесь следующих газов: окиси углерода CO , водорода H_2 , метана CH_4 , азота N_2 и углекислого газа CO_2 . Из этих газов горючими являются окись углерода, водород и метан, повышенное содержание которых в генераторном газе увеличивает его теплотворную способность.

Теплотворная способность этих газов следующая: $CO = 3034 \text{ ккал/м}^3$; $H_2 = 2580 \text{ ккал/м}^3$; $CH_4 = 8562 \text{ ккал/м}^3$.

Низшая теплотворная способность сухого генераторного газа подсчитывается по формуле

$$Q_c^n = 30,34 CO + 25,8 H_2 + 85,62 CH_4 + 143 C_m H_n + 55,2 H_2S \text{ ккал/нм}^3.$$

Практически теплотворная способность генераторного газа находится в пределах

$$Q_c^n = 950 \div 1300 \text{ ккал/нм}^3.$$

Отношение произведения теплотворной способности генераторного газа на выход его из 1 кг топлива, к теплотворной способности топлива называется

* Окисление углерода топлива сопровождается выделением тепла, которое при формулах указывается в ккал на 1 кг углерода.

коэффициентом полезного действия газогенератора, который для современных газогенераторов изменяется в пределах $\eta = 0,65 \div 0,76$.

Зона сухой перегонки. Зона сухой перегонки располагается выше реакционной зоны.

Процесс сухой перегонки начинается при температуре около 200°. Продукты, выделившиеся из топлива при его сухой перегонке, называются летучими. Остаток топлива после выделения из него летучих носит название кокса, который состоит в основном из углерода и золы. В табл. 2 приведено содержание летучих и твёрдых остатков различных видов топлива.

Таблица 2

Содержание летучих и твёрдых остатков различных топлив

Название топлива	Летучие вещества в %	Твёрдые остатки в %
Дрова	85	15
Торф	70—75	30—25
Бурый уголь	45—50	55—50
Антрацит	3—5	97—95
Кокс	3—5	97—95
Нефть	100	—

При газификации битуминозных топлив (дров, торфа) продукты сухой перегонки содержат: углекислоту, окись углерода, водород, метан, уксусную кислоту, метиловый спирт и смолы. При газификации бессмольных топлив (антрацита, кокса) эти продукты будут состоять из водорода, метана, тяжёлых углеводородов и некоторого количества углекислоты и окиси углерода.

Зона подсушки. Зона подсушки располагается выше зоны сухой перегонки. Подсушка

топлива начинается с поверхности его кусков с постепенным распространением вглубь. При этом куски топлива растрескиваются. Особенно сильно растрескиваются куски топлива с повышенной влажностью. Чрезмерное растрескивание топлива на мелкие кусочки отрицательно сказывается на процессе газификации. Поэтому в газогенераторах, работающих на битуминозных топливах, желательнее применение топлив с влажностью не выше 25%.

Кроме того, повышенная влажность топлива нарушает температурный режим процесса газификации, приводя к насыщению генераторного газа парами влаги, что снижает его теплотворную способность.

87. ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЕ ТОПЛИВО

В настоящее время главной массой применяемых для газификации топлив являются естественные твёрдые топлива — древесина, торф, бурые угли и антрацит. Одним из основных показателей качества топлива является его теплотворная способность (см. гл. II).

Древесина. Для использования в газогенераторах желательнее применять твёрдые породы древесины (дуб, граб, бук, лиственницу, берёзу); мягкие породы (сосну, ель, ольху, осину) лучше применять в смеси с твёрдыми.

В табл. 3 приведён состав органической массы различных пород древесины и их теплотворная способность.

Положительным качеством древесины, как газогенераторного топлива, является низкая её зольность (до 3%) и высокая температура плавления золы (около 1500°). Опасность шлакообразования возникает только при применении для газификации сплавной древесины в виду загрязнения её посторонними веществами.

В большинстве газогенераторов, работающих на древесине, последняя используется после предварительной естественной или искусственной подсушки.

Время естественной сушки свежесрубленной древесины (кругляк) указано в табл. 4.

Таблица 3

Состав органической массы различных пород древесины и их теплотворная способность

Порода древесины	Органический состав в % по весу				Зола в % от абс. сух. древесины	Низшая теплотворная способность Q_0 в ккал/кг
	углерод	водород	кислород	азот		
Дуб	50,0	6,05	42,65	1,3	1,58	4390
Берёза	49,4	6,3	42,3	1,1	0,81	4460
Бук	48,5	6,3	44,3	0,9	0,99	4500
Липа	49,9	6,8	43,8		—	4540
Клён	49,8	6,3	43,9		—	4440
Сосна	49,9	6,3	43,8		1,22	4560
Ель	49,6	6,4	43,1	0,9	0,8	4510

Таблица 4

Искусственная сушка древесины проводится в специальных сушилках.

Для газогенераторов, имеющих сечение шахты до 0,18—0,25 м², применяется древесина, разделанная на чурки, размером 60 × 60 × 80 мм. Для газогенераторов с большим сечением шахты используют щепу и швырок (поленья) длиной до 0,5 м.

Торф. В зависимости от рельефа местности и характера растений, образующих торф, различают следующие виды торфяных болот: низинные, верховые и переходные. Торф низинных болот, так называемый низинный, обладает весьма пониженными качествами, имеет повышенную зольность, крошимость и низкую температуру плавления золы. Несмотря на указанные крупные недостатки низинный торф благодаря своему широкому

Время естественной сушки свежесрубленной древесины

Порода дерева	% влажности древесины после сушки в течение:			
	6 месяцев	12 месяцев	18 месяцев	24 месяцев
Дуб	29,63	23,75	20,74	19,16
Берёза	23,28	18,1	15,98	17,17
Пихта	28,56	16,65	14,78	17,22
Ель	29,31	28,54	15,81	17,76
Осина	31,0	21,55	15,87	17,17
Сосна	29,31	18,54	15,81	17,96

Таблица 5

Химический состав торфов с различной степенью разложения

Степень разложения торфа	Химический состав в %					Теплотворная способность в ккал/кг Q_0 .
	Углерод	Водород	Кислород	Азот	Сера	
Мало разложившийся	47—54	5,9—7,5	46,4—37,1	0,7—1,4	—	4700—5000
Средне разложившийся . .	54—58	5,9—6,5	39,3—32,9	0,7—1,4	0,1—0,2	5200—5600
Хорошо разложившийся . .	58—62	5,9—7,5	35,3—20,9	0,7—1,4	0,1—0,2	до 6000

распространению представляет значительный интерес для силовой газификации.

Верховые болота дают торф высокого качества с небольшим содержанием золы: такой торф может газифицироваться в обычных древесно-чурочных газогенераторах, но зольность его в этом случае не должна превышать 6—8%.

Торф переходных болот представляет смесь низинного с верховым.

Таблица 6
Сравнительные данные торфа и древесины

Род топлива	Элементарный состав горючей массы топлива в %					Теплотворная способность в ккал/кг Q_p^H
	Углерод	Водород	Кислород	Азот	Сера	
Древесина	49,6	6,4	42,95	1,05	—	2945
Торф:						
верховой	60	6,1	31,00	2,6	0,3	3400
низинный	55	5,5	35,5	2,5	1,5	2650

Сравнительные данные состава торфа и древесины приведены в табл. 6.

При использовании торфа в силовых газогенераторах имеет значение температура плавления его золы. При низкой температуре плавления происходит превращение золы торфа в шахте газогенератора в тяжёлые шлаки, что приводит к нарушению процесса газификации и ухудшению получаемого газа. Удаление шлаков во время работы газогенератора возможно не во всех конструкциях. Поэтому для газификации торфов с низкой температурой плавления золы требуются специальные конструкции газогенераторов. Температуру плавления золы торфа определяют в лаборатории или, приближённо, по цвету золы торфа.

В табл. 7 приведены температуры плавления золы торфа при различной её окраске.

Бурый уголь. В СССР бурые угли имеют большое распространение, но силовая газификация их освоена только для лучших сортов. Препятствием к широкому использованию бурых углей для силовой газификации является низкая их транспортабельность, повышенная зольность (20—28%) и влажность (до 60%), а также свойство образовывать мелочь при попадании в зоны высоких температур. Кроме того, газификация бурых углей сопровождается обильным выделением смол (8—14% от веса топлива).

В табл. 8 приведена характеристика бурых углей различных месторождений.

Проблема газификации низкосортных бурых углей в значительной степени разрешается путём изготовления из них буроугольных брикетов.

Антрацит. В табл. 9 приведена характеристика антрацитов различных месторождений.

На свойства получаемого торфа, кроме, характера торфяника, влияет степень разложения и способ добычи.

Степень разложения торфа, пригодного для газогенераторов, должна быть не менее 20—25%.

В табл. 5 приведён химический состав торфов с различной степенью разложения.

Как видно из табл. 6, при большей степени разложения в торфе увеличивается количество углерода и повышается его теплотворная способность.

Таблица 7
Температура плавления золы торфа при различной окраске

Окраска золы	Категория плавкости	Температура плавления
Краснобурая . .	Легкоплавкая	950—1050
Бледнорозовая . .	»	1050—1200
Светлосоломенная	Среднеплавкая	1200—1300
Серая	Тугоплавкая	1300—1500

Таблица 8

Характеристика бурых углей

Бурый уголь (по месторождению)	Состав горючей массы в %				Сера	Зола	Влага	Тепло- творная способность Q_p^H в ккал/кг
	Углерод	Водород	Азот	Кисло- род				
Александрийский	66,5	6,00	0,80	21,6	5,1	35,0	55,0	1830
Криворожский	69,80	6,20	0,90	26,5	6,60	20,00	55,8	2030
Ильницкий	63,52	5,3	0,97	24,58	5,63	34,1	28,5	3030
Ясеновский	65,7	7,81	1,4	24,09	1,00	29,6	44,3	1320—4660
Казаковский	61,97	4,98	1,32	28,73	3,0	до 66,7	38,5	918—4070
Кременецкий	61,58	4,7	1,27	29,22	3,23	23,76	34,98	2861
Подмосковный	67,5	5,0	1,3	20,3	5,9	27,5	33,0	2860
Уральский	72,0	5,1	1,7	19,4	1,8	27,0	9,0	3800
Карагандинский	74,0	6,0	1,0	14,7	4,3	10,0	30,0	4160
Узбекской и Казахской ССР	74,5	5,0	0,9	17,9	1,7	13,0	25,0	4180

Таблица 9

Характеристика антрацитов

Место- рождения	Состав горючей массы в %				Сера	Зола	Влага	Теплотвор- ная способность в ккал/кг	Температура плавления золы в град.
	Углерод	Водород	Азот	Кислород					
	(в %)								
Донецкий	93,5	1,8	1,0	1,8	1,8	11,0	5,0	6710	1180
Полтавский } Брединский } Урал	95,0	0,8	0,5	3,5	0,2	20,0	9,0	5520	1390
	93,0	1,8	0,7	3,9	0,5	30,0	7,0	5760	1400

88. ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Классификация газогенераторов и их характеристика

В зависимости от способа производства и назначения генераторного газа, а также конструктивных особенностей установок, газогенераторы различают:

1. В зависимости от процесса газификации — работающие по: а) прямому процессу; б) обращённому процессу; в) двухзонному процессу.

2. По назначению генераторного газа — вырабатывающие; а) силовой газ; б) технологический газ.

3. По типу установок: а) стационарные; б) транспортные.

4. По способу подачи воздуха: а) работающие под разрежением (отсос газа и засасывание воздуха в газогенератор производится самим двигателем); б) с принудительной подачей (отсос газа и нагнетание воздуха в газогенератор производится вентилятором).

5. По способу загрузки топлива и удалению шлака: а) с ручным обслуживанием (работающие с ручной загрузкой топлива и удалением шлаков); б) полумеханизированные (работающие с ручной загрузкой топлива и механизированным удалением шлаков); в) механизированные (работающие при механизированной загрузке топлива и удалении шлаков). Основной классификацией газогенераторов является различие их по процессам газификации.

В современных газогенераторах, работающих по прямому процессу на влажном (до 45%) битуминозном топливе, с целью создания хороших условий

использования физического тепла газа значительно увеличивают слой топлива, для чего над основной шахтой газогенератора надстраивается дополнительная, так называемая швельшахта.

Наличие швельшахты создаёт благоприятные условия для подсушки топлива, в процессе чего выделяется большое количество смол, которые благодаря низкой температуре в швельшахте (порядка 80—120°) не разлагаются, а идут вместе с газом в очистительную аппаратуру, где и улавливаются. Улавливание смол целесообразно организовывать на установках больших мощностей, ибо смолоотделяющие аппараты требуют затраты энергии на приведение их в действие.

Газификация по прямому процессу топлив с незначительным содержанием влаги и смол (антрацит, кокс) не требует особой термической подготовки топлива и производится в обычных газогенераторах прямого процесса без надстройки швельшахты.

В газогенераторах, работающих по обращённому процессу газификации, условия для подготовки топлива неблагоприятны. Горячие газы здесь не проходят через слой свежезагружённого топлива, так как последнее находится выше места ввода воздуха.

Работа газогенераторов обращённого процесса на топливе повышенной влажности (свыше 25%) приводит к обильному попаданию в реакционную зону паров влаги. Ввиду этого в указанных газогенераторах не допускается применение топлива повышенной влажности.

Двухзонный процесс газификации сочетает в себе положительные стороны прямого и обращённого процессов, что ставит двухзонные газогенераторы по эксплуатационным преимуществам на одно из первых мест.

Особенно хорошо зарекомендовали себя двухзонные газогенераторы при силовой газификации многозольных битуминозных топлив.

Конструкции газогенераторов прямого процесса газификации

Техническая характеристика газогенератора ОГ-5

Наименование параметров (показателей)	Средние данные
Производительность газогенератора по газу в м ³ /час	120
Топливо—антрацит АК и АП:	
размер кусков в мм	25—50
зольность в %	до 8
Напряжённость шахты весовая в кг/м ³ -час	115
Состав газа в %:	
СО ₂	5—7
СО	18—21
Н ₂	12—15
СН ₄	1,5—3
О ₂	0,2—0,6
N ₂	48—53
Теплотворная способность газа в ккал/м ³	1150
Высота реакционной зоны в мм	600—800
Диаметр шахты в реакционной зоне в мм	550
Общая высота газогенератора от отметки пола в мм	3100
Удельный расход топлива в кг/л. с.-час.	0,5

Газогенератор ОГ-5 конструкции НИДИ. Газогенератор ОГ-5 предназначен для силовой газификации антрацита марок АК, АП и работает с подачей паровоздушной смеси.

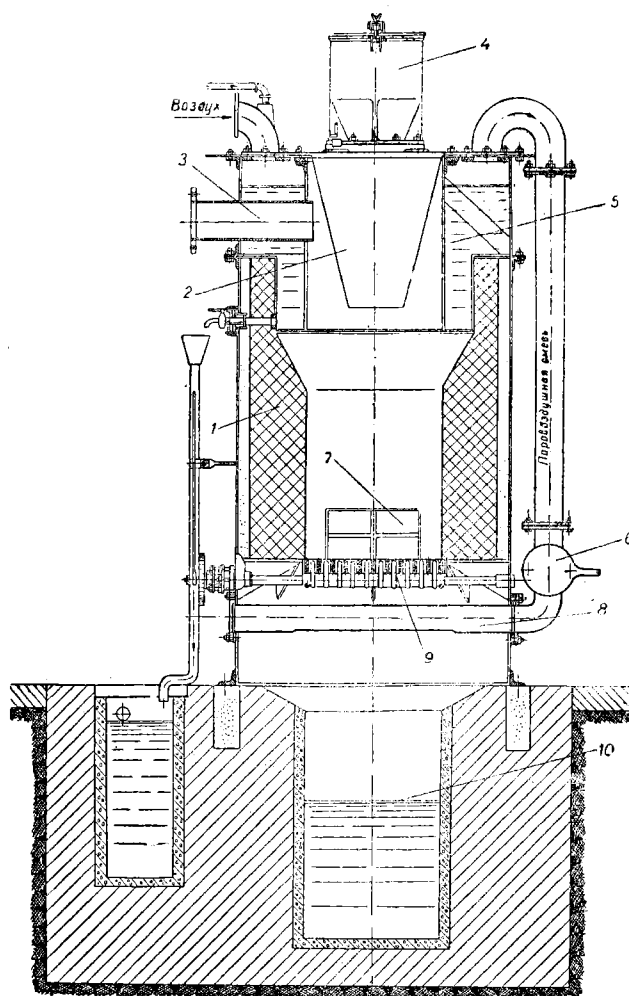
Данный газогенератор серийно выпускается заводом имени 25-го Октября (г. Первомайск, УССР) Министерства тяжёлого машиностроения в комплекте с газовым двигателем 2ГЧ мощностью 45 л. с. и электрогенератором ГСТ 35/6-40 ква.

На фиг. 4 показан продольный разрез газогенератора ОГ-5. Шахта газогенератора 1 выложена из огнеупорного кирпича и имеет железный кожух.

В нижней части газогенератора установлена встряхивающаяся колосниковая решётка 9, под которой в фундаменте газогенератора расположен зольник с гидравлическим затвором 10. В верхней части газогенератора находится испаритель 5. Образовавшаяся в испарителе паро-

воздушная смесь по паровоздухопроводу 8 подводится под колосниковую решётку газогенератора.

Для регулирования температуры и состава паровоздушной смеси в паровоздухопроводе установлен тройник с заслонкой 6.



Фиг. 4. Газогенератор ОГ-5:

1 — шахта газогенератора; 2 — направляющий конус; 3 — газоотборный патрубок; 4 — загрузочная коробка; 5 — испаритель; 6 — заслонка первичного воздуха; 7 — паровоздухопровод; 8 — топочные дверки; 9 — колосниковая решётка; 10 — гидравлический затвор.

Над испарителем находится загрузочная коробка 4 с крышкой и отсечным конусом. Для поддержания постоянного уровня антрацита и направления его в центр шахты служит конус 2. Отбор газа производится в верхней части газогенератора через газоотборный патрубок 3.

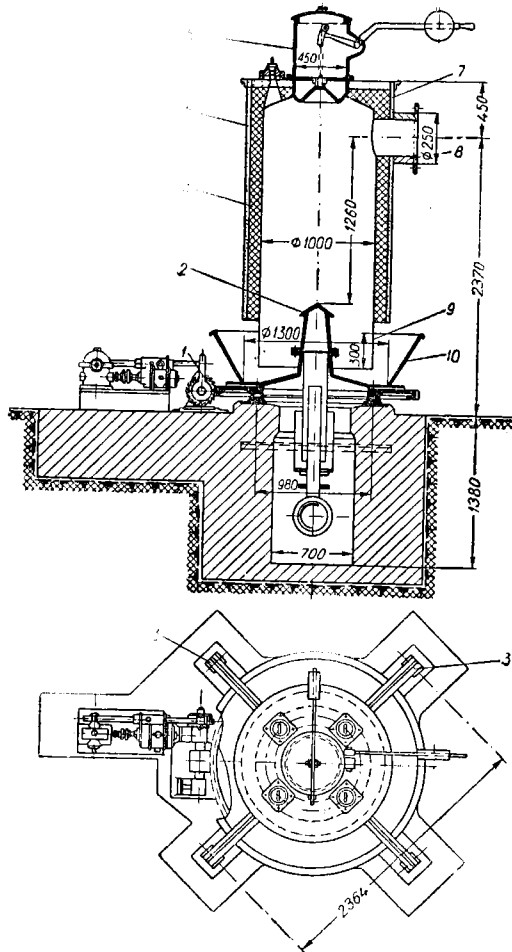
Газогенератор с вращающимся поддоном конструкции ВНИИТ. Проверенным на практике и хорошо зарекомендовавшим себя для газификации многозольных топлив является газогенератор, представленный на фиг. 5, конструкции Восточного научно-исследовательского института топливоиспользования. Газогенератор ВНИИТ предназначен для газификации бурых углей и торфа.

Наибольшее распространение получили газогенераторы ВНИИТ с диаметром шахты от 1,0 до 1,5 м. Шахта газогенератора 4 выложена из огнеупорного кирпича и снаружи заключена в металлический кожух 5.

Между кладкой и кожухом газогенератора находится слой изоляционной засыпки 7.

В верхней части газогенератора расположена загрузочная коробочка 6.

В нижней части шахта заканчивается металлическим фартуком 9, опущенным в водяной затвор поддона. Поддон 10 постоянно приводится во вращение от электродвигателя 1,5—4,5 квт через эксцентриковую, а затем шнековую передачу 1 и делает один оборот за 1—3 часа. Скорость вращения поддона регулируется в зависимости от нагрузки газогенератора и зольности топлива. Подвод воздуха в шахту осуществляется через центральное сопло 2 с колпаком. Отбор газа производится через патрубок 8 в верхней части газогенератора. Шахта газогенератора покоится на четырёх металлических лапах 3.



Фиг. 5. Газогенератор с вращающимся поддоном конструкции ВНИИТ:

1 — шнековая передача; 2 — центральное сопло; 3 — опорные лапы; 4 — шахта газогенератора; 5 — металлический кожух; 6 — загрузочная коробочка; 7 — изоляционная засыпка; 8 — газоотборный патрубок; 9 — фартук; 10 — поддон.

Верхняя часть шахты — швельшахта 6 служит камерой, в которой происходит подсушка топлива. Швельшахта в верхней части заканчивается загрузочной коробочкой 5.

Наружный кожух швельшахты внутри имеет огнеупорную футеровку, предохраняющую кожух от разъедания продуктами сухой перегонки, содержащими уксусную кислоту.

Нижняя часть шахты имеет водяную рубашку 8, в которой образуется пар, идущий для присадки к воздушному дутью. Заканчивается шахта внизу фартуком 1, который опущен в поддон 10, заполненный водой.

В центре поддона находится центральная фрезерная решётка 9. Решётка

делает один оборот за 1—3 часа. Скорость вращения поддона регулируется в зависимости от нагрузки газогенератора и зольности топлива. Подвод воздуха в шахту осуществляется через центральное сопло 2 с колпаком. Отбор газа производится через патрубок 8 в верхней части газогенератора. Шахта газогенератора покоится на четырёх металлических лапах 3.

Данный газогенератор при работе на кусковом машиноформованном торфе, влажностью 33% и зольностью до 10% даёт в час 340 н.м^3 газа с теплотворной способностью около 1300 ккал/н.м^3 .

Газогенератор со швельшахтой.

Как указывалось ранее, в крупных силовых установках (с двигателями мощностью свыше 300 л. с.) при газификации высоковлажных битуминозных топлив целесообразно строить газогенераторы со швельшахтой, дающие газ с высоким смоло содержанием. Получаемый газ после прохождения через аппараты смолоочистки направляется к двигателю.

На фиг. 6 представлен газогенератор со швельшахтой, предназначенный для газификации низинного торфа зольностью 12—20% и влажностью 33—45%, а также для древесины различных пород влажностью до 45%.

Газогенератор имеет шахту переменного сечения. Нижняя уширенная часть газогенератора 7 является шахтой, где в основном происходит процесс образования генераторного газа. Верхняя су-

с поддоном приводится во вращение червячной передачей и делает один оборот за 3—3,5 часа. Отбор газа из генератора производится через газоотборный патрубок 4

Техническая характеристика газогенератора со швельшахтой

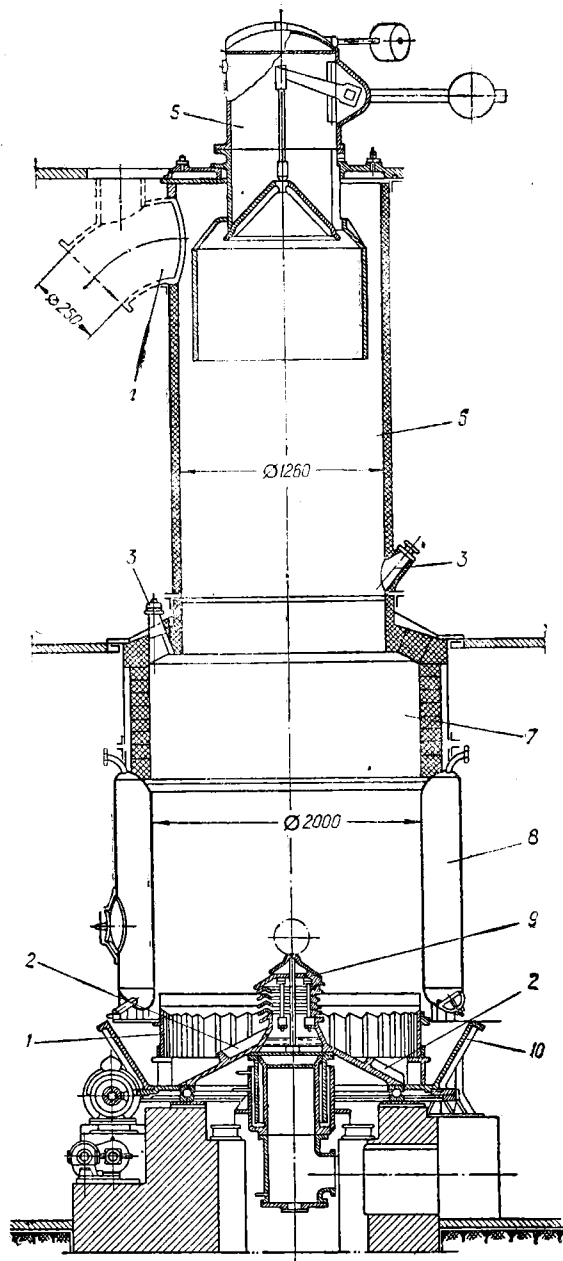
Наименование параметров	Средние данные
Суточная производительность газогенератора по топливу в т . . .	50—60
Топливо—торф:	
размер кусков в мм	80—140
влажность в % . . .	до 45
Напряжение шахты на уровне колосниковой решётки по топливу в кг/м ³ -час	295—350
Состав газа в %:	
CO ₂	8,4
CO	27,0
H ₂	16,5
CH ₄	2,9
O ₂	0,4—0,6
N ₂	54
Теплотворная способность газа в ккал/нм ³	1200—1300
Высота реакционной зоны в мм	800—1200
Площадь поперечного сечения шахты на уровне решётки в м ²	7
Общая высота газогенератора от отметки пола в мм	11420
Выход сухого газа из 1 кг торфа в нм ³	1,17—1,26

В период работы газогенератора шахта должна всё время быть заполнена топливом до уровня загрузочной коробки. Понижение уровня топлива влечёт за собой повышение температуры газа, а следовательно, — потерю тепла с уходящим газом и уменьшение выхода смолы.

При нормальной работе газогенератора выход смолы составляет 9—12% от веса использованного топлива.

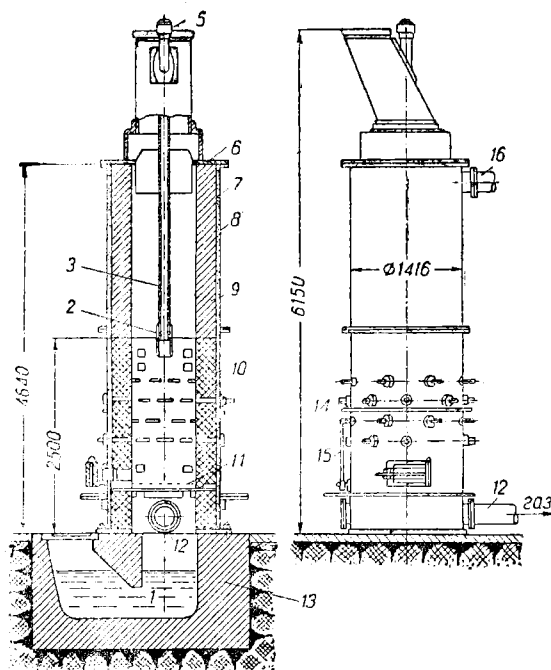
Конструкции газогенераторов обращённого процесса газификации

Газогенератор Г-2 конструкции НИДИ. Большое распространение в СССР получил газогенератор Г-2 конструкции НИДИ, представленный на фиг. 7. Газогенератор работает на смеси чурок различных пород размером 200×80×80 мм и влажностью до 50%.



Фиг. 6. Газогенератор со швельшахтой.

1 — фартук; 2 — лопасти поддона; 3 — шуровочные отверстия; 4 — газоотборный патрубок; 5 — загрузочная коробка; 6 — швельшахта; 7 — нижняя шахта; 8 — водяная рубашка; 9 — центральная фреазерная решётка; 10 — поддон.



Фиг. 7. Газогенератор Г-2 конструкции НИДИ:

1 — вольник; 2 — наконечник центральной трубы; 3 — центральная труба; 4 — топливозагрузочная коробка; 5 — регулировочный колпак; 6 — верхняя плита; 7 — изоляционная засыпка; 8 — кожух; 9 — верхняя часть шахты; 10 — нижняя часть шахты; 11 — колосниковая решётка; 12 — газоотборный патрубок; 13 — фундамент газогенератора; 14 — фурмы; 15 — рычаг привода решётки; 16 — патрубок дымовой трубы.

Газогенератор питает газом двигателя мощностью 110—140 л. с. Два спаренных газогенератора обеспечивают газом двигателя мощностью 300—350 л. с.

Газогенератор состоит из железного кожуха 8 с кирпичной футеровкой. Нижняя часть шахты газогенератора 10 выложена из огнеупорного кирпича, а верхняя 9 из строительного. Форма шахты цилиндрическая. Промежуток между кожухом и кладкой заполняется изоляционной засыпкой 7.

В верхней части шахты имеется плита 6, на которой расположена топливозагрузочная коробка 4, а в нижней находится встряхивающаяся колосниковая решётка 11. Колосники приводятся в движение рычагом ручного привода 15. В бетонном фундаменте 13 газогенератора устроен зольник 1 с гидравлическим затвором. Воздух в газогенератор подаётся через периферийные фурмы 14. При более влажном топливе (свыше 30%) работа ведётся на верхних рядах, при более сухом — на нижних.

Кроме периферийного подвода воздуха через фурмы, воздух в шахту дополнительно подаётся через центральную трубу 3, что создаёт растянутый фронт горения по всему сечению шахты. Отбор газа из газогенератора производится через патрубок 12. Розжиг газогенератора производится на естественной тяге при помощи дымовой трубы. Нижний конец дымовой трубы опущен в водяной затвор газогенератора, куда стекают сконденсировавшиеся в трубе водяные пары.

Техническая характеристика газогенератора Г-2

Наименование параметров	Средние данные
Производительность газогенератора по газу в $\text{нм}^3/\text{час}$	до 450
Топливо—древесина:	
размер кусков в мм	200×80×80
влажность в %	до 50
зольность в %	4—6
Напряжение шахты на уровне фурм по топливу в $\text{кг}/\text{м}^2\text{-час}$	312
Состав газа в %:	
CO_2	13,2
CO	16,04
H_2	11,28
CH_4	2,18
O_2	0,5
N_2	56,5
Теплотворная способность газа в $\text{ккал}/\text{нм}^3$	1100±10%
Высота реакционной зоны в мм	1050
Площадь поперечного сечения по фурменному поясу в м^2	0,6
Общая высота газогенератора от отметки пола в мм	6150
Удельный расход топлива при влажности 35—50% в кг	1,5—2

**Техническая характеристика газогенератора
конструкции Промэнергопроекта для двигателей
мощностью 22 л. с.**

Наименование параметров	Средние данные
Производительность газогенератора по газу в $\text{нм}^3/\text{час}$	50—60
Топливо—древесина:	
размер кусков в мм	150×80×80
влажность в %	35—38
зольность в %	до 6
Напряжение шахты в фурменном поясе в $\text{кг}/\text{м}^2\text{-час}$ на рабочее топливо	270
Напряжение шахты в наиболее узком сечении в $\text{кг}/\text{м}^2\text{-час}$	573—643
Состав газа в %:	
CO_2	14—16
CO	11—13
H_2	15—17
CH_4	2,2—2,5
O_2	0,4—0,6
N_2	50—58
Теплотворная способность газа в $\text{ккал}/\text{нм}^3$	935—990
Соппротивление активного слоя топлива в мм вод. ст.	15—16
Площадь поперечного сечения шахты по фурменному поясу в м^2	0,4

Таблица 10

**Основные размеры газогенератора конструкции
Энергопроекта**

Условные обозначения по фиг. 9	Размеры в мм при различных мощностях двигателей		
	45—55 л. с.	60—70 л. с.	75—85 л. с.
А	1250	1320	1510
Б	700	750	860
В	450	500	720
Г	400	440	600
Д	600	650	830
Е	3100	3400	3900
Е ₁	700	700	750
Е ₂	1200	1350	1600
а	150	175	200
б	300	300	350
в	500	600	600
Диаметр фурм	13	13	19
Число рядов фурм	2	2	2
Число фурм	12	16	16

фурмы 9, расположенные по две в каждой стенке шахты. Для предотвращения затухания нижней зоны газогенератора под колосниковую решётку 2 периодически подводится воздух по трубе 11. Отбор газа производится через четыре газоотборных канала 10, объединённых в общий коллектор 12. Дымовая труба 6 при помощи тройника соединяется с шахтой газогенератора и конденсационной трубой, которая опущена в водяной затвор газогенератора.

Газогенератор конструкции Энергопроекта. Газогенераторы обращённого процесса с простыми горизонтальными или встряхивающимися колосниковыми решётками пригодны только для силовой газификации топлив с небольшой зольностью (до 6%). Повышенная зольность топлива порядка 15—18% допускает применение газогенераторов обращённого процесса только при наличии специальных устройств для механической очистки от шлаков. Ручная очистка подобных газогенераторов от шлаков исключается, так как открытие дверок и лючков для чистки на ходу газогенератора приводит к сильному обеднению газа и остановке двигателя. Очистка газогенератора от шлака на ходу в небольших силовых установках порядка 40—80 л. с., работающих на торфе с зольностью до 18%, удачно разработана в газогенераторе конструкции Энергопроекта (фиг. 9).

Шахта газогенератора цилиндрическая, футерована в верхней части хорошо обожжённым строительным кирпичом, а в реакционной зоне—огнеупорным. Для увеличения теплового напряжения в реакционной зоне шахты находится цилиндрическое сужение, а в зоне отбора газа вставлен чугунный конус 7, который образует газоотборный пояс. Для разгрузки шахты и разжигания газогенератора служит люк 3.

Ниже разгрузочного люка в шахте установлена поворотная секционная колосниковая решётка, устроенная следующим образом: на вертикальном вале 11 неподвижно закреплены решётки 9 и 13; решётка 10 закреплена в футеровке шахты газогенератора при помощи специальных лап.

Каждая решётка разделена на шесть секторов, из которых три сектора (через один) имеют большие прозоры. Нижняя решётка представляет собой большую коническую шестерню, в сцепление с которой входит малая шестерня 14, жёстко сидящая на валу 1, который при помощи рукоятки 2 может поворачиваться на 90° вправо и влево. При этом раздробленные шлаки и зола проваливаются через большие отверстия двух верхних решёток и попадают на нижнюю, откуда скребками 12, неподвижно закреплёнными в футеровке шахты, направляются в зольник. Розжиг газогенератора производится через дверки 3 при открытой дымовой трубе 6. Воздух в газогенератор подаётся через два ряда фурм 5. Отбор газа производится патрубком 8.

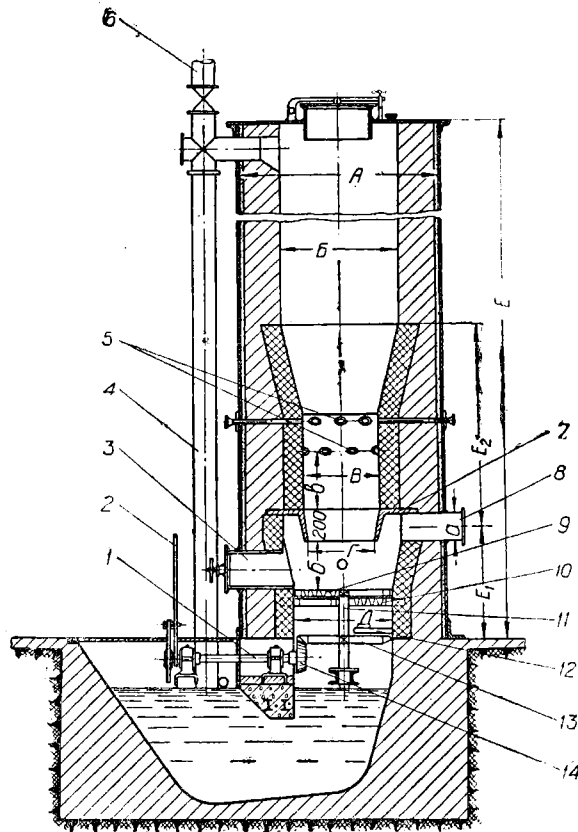
В табл. 10 приведены основные размеры газогенератора для двигателей различных мощностей.

Состав сухого газа при работе на торфе с зольностью на сухую массу 18% и влажностью 27% по данным Энергопроекта следующий: CO_2 — 11%, CO — 18,6%, CH_4 — 2,1%, H_2 — 15% и N_2 — 53,3%; теплотворная способность газа 1135 ккал/м³.

Бесколосниковый газогенератор со щелевым отбором газа конструкции Днепробума. Поворотные механизмы колосниковых решёток, а также и сами решётки усложняют конструкцию газогенераторов. Кроме того, близость раскалённого топлива реакционной зоны приводит к быстрому износу и выходу

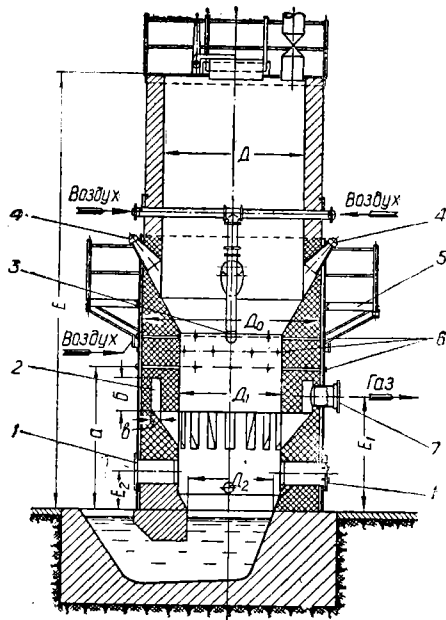
из строя решётки и механизмов её привода. Замена вышедших из строя деталей колосниковой решётки, замурованных в шахту газогенератора, как правило, связана с разборкой и перекладкой шахты и представляет довольно трудоёмкий процесс. С целью избежания вышеуказанных эксплуатационных недостатков колосниковых решёток, применяют бесколосниковые газогенераторы.

Наибольшее распространение получили бесколосниковые газогенераторы для двигателей средней мощности (130—250 л. с.). На фиг. 10 приведён бесколосниковый газогенератор со щелевым отбором газа конструкции Днепробума. Характерной особенностью данного газогенератора является наличие газоотборных щелей, расположенных по окружности шахты, что обеспечивает равномерный отбор газа по всему периметру шахты.



Фиг. 9. Газогенератор конструкции Энергопроекта:

1 — приводной вал; 2 — приводная рукоятка; 3 — разгрузочный люк; 4 — дренажная труба; 5 — фурмы; 6 — дымовая труба; 7 — чугунный конус; 8 — газоотборный патрубок; 9 и 13 — вращающиеся решётки; 10 — неподвижная решётка; 11 — вертикальный вал; 12 — скребок; 14 — приводная шестерня.



Фиг. 10. Бесколосниковый газогенератор со щелевым отбором газа конструкции «Днепробума»:

1 — топочные лючки; 2 — газовый коллектор; 3 — центральное сопло, 4 — шуровочные лючки; 5 — площадна; 6 — фурмы; 7 — газоотборный патрубок.

Щели объединены в один общий коллектор 2, из которого газ отсасывается через патрубок 7.

Ниже газоотборных щелей, в стенках шахты находятся два топочных люка 1, служащих для разжигания газогенератора, закладки шлаковой подушки и разгрузки шахты от топлива.

Воздух в шахту газогенератора подаётся через три ряда воздухоподводящих фурм 6, а также через центральное сопло.

Подача воздуха распределяется следующим образом: $\frac{2}{3}$ его подаётся к периферийным фурмам 6 и $\frac{1}{3}$ — к центральному соплу 3. Регулирование подачи воздуха через периферийные фурмы производится колпачками на фурмах. Данный газогенератор испытан при работе на торфе влажностью 33—35% и зольностью от 6,5 до 20% с двигателем мощностью 120 л. с.

Основные размеры газогенератора для двигателей различных мощностей приведены в табл. 11.

Бесколосниковый газогенератор

Т-21 конструкции ЦНИИ НКПС. На фиг. 11 представлен газогенератор Т-21 конструкции ЦНИИ НКПС для газификации бурого угля.

Газогенератор предназначен для питания газом двигателей мощностью до 200 л. с. Внутренняя часть шахты газогенератора 10 выложена из огнеупорного кирпича. Снаружи шахта имеет облицовку 6 из строительного кирпича. Между внутренней и наружной стенками кладки по всей высоте шахты находится изоляционная засыпка. Металлического кожуха или каркаса шахта газогенератора не имеет.

В верхней части шахты находится загрузочный люк 7. В нижней части шахты заканчивается водяным затвором, в который опущен фартук 2. К фартуку прикреплены откидные доски 1, погружённые в водяной затвор газогенератора

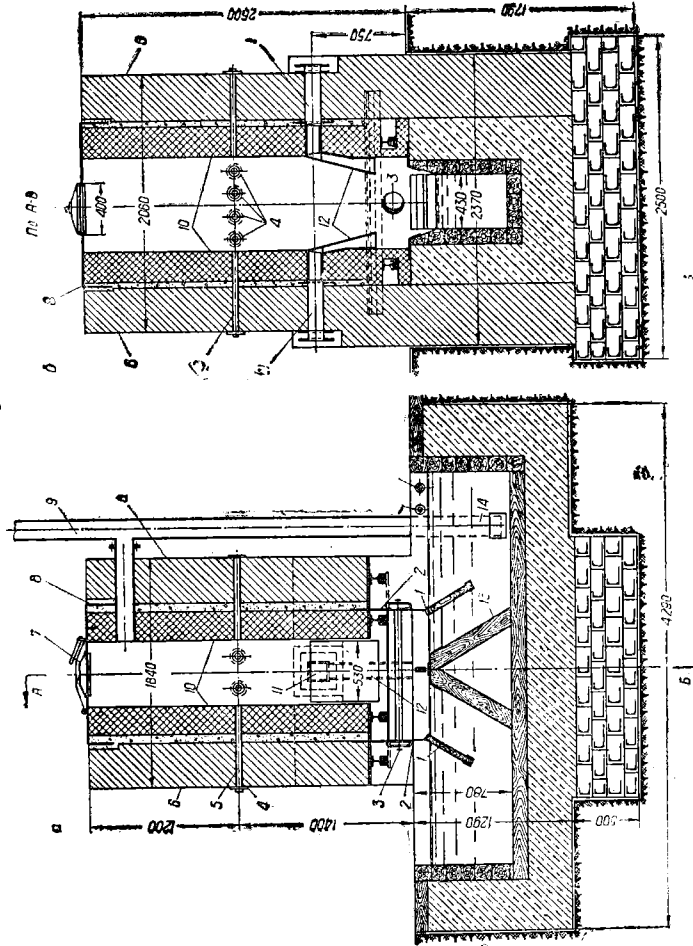
Таблица 11

Основные размеры газогенератора конструкции Днепробума

Условные обозначения на фиг. 10	Размеры в мм при различных мощностях двигателей в л. с.			
	130—150	160—180	190—215	220—250
D_0	1910	2080	2230	2420
D	1400	1520	1670	1860
D_1	900	1000	1150	1340
D_2	700	820	950	1100
E	4500	5000	5200	5700
E_1	950	1450	1450	1550
E_2	500	500	520	540
a	1550	1680	1750	1875
Число рядов фурм	3	3	3	3
Количество щелей	12	14	14	16
Сечение щелей в мм	250×110	375×100	375×133	450×138
Сечение газоотборного канала $b \times \delta$ в мм	250×125	375×125	375×135	450×135
Количество фурм в шт.	18	18	24	24
Диаметр фурм в мм	19	25	25	30

Техническая характеристика газогенератора Т-21

Наименование параметров	Средние данные
Производительность газогенератора по газу в $\text{м}^3/\text{час}$:	
средняя	250
максимальная	450
Топливо — бурый уголь:	
размер кусков в мм	100
содержание золы в %	18—20
Высота реакционной зоны в мм	600—1150
Теплотворная способность газа в $\text{ккал}/\text{м}^3$	1000—1100
Состав газа в %:	
CO_2	3—10
CO	18—25
H_2	8—14
CH_4	1,2—3,0
O_2	0,5—0,8
N_2	52
Напряжение шахты в фурменном поясе в $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$	300—540
Площадь поперечного сечения шахты по фурменному поясу в м^2	0,4
Сопrotивление активного слоя топлива в мм вод. ст.	80—100
Высота газогенератора от отметки пола в м	2,6



Фиг. 11. Бесколосниковый газогенератор Т-21 конструкции ЦНИИ НКПС:
 1 — откидные доски; 2 — фартук; 3 — шуровочные дверки; 4 — фурмы; 5 — уплотнение; 6 — наружная облицовка; 7 — верхний лист газогенератора; 8 — верхний лист газогенератора; 9 — дымовая труба; 10 — шахта газогенератора; 11 — газоборные трубы; 12 — защитные листы; 13 — пирамида; 14 — дренажная труба.

на глубину 300 мм. В центре водяного затвора устраивается пирамида 13, служащая для направления шлака и золы к месту выгреба. Для облегчения удаления шлака служат шуровочные дверки 3.

Воздух в шахту подводится через один ряд фурм 4, изготовленных из труб диаметром $\frac{3}{4}$ " , плотно заделанных в кладку.

Отбор газа производится с двух сторон по трубам 11. Для равномерности отсоса газа и для предотвращения засорения газоотборных каналов в шахту вставлены специальные защитные листы 12.

В верхней части шахта имеет сообщение с дымовой трубой 9, которая оканчивается дренажем 14. Водяной затвор газогенератора может быть деревянным или бетонным.

На фиг. 11 приведены вертикальные разрезы газогенератора с водяным затвором.

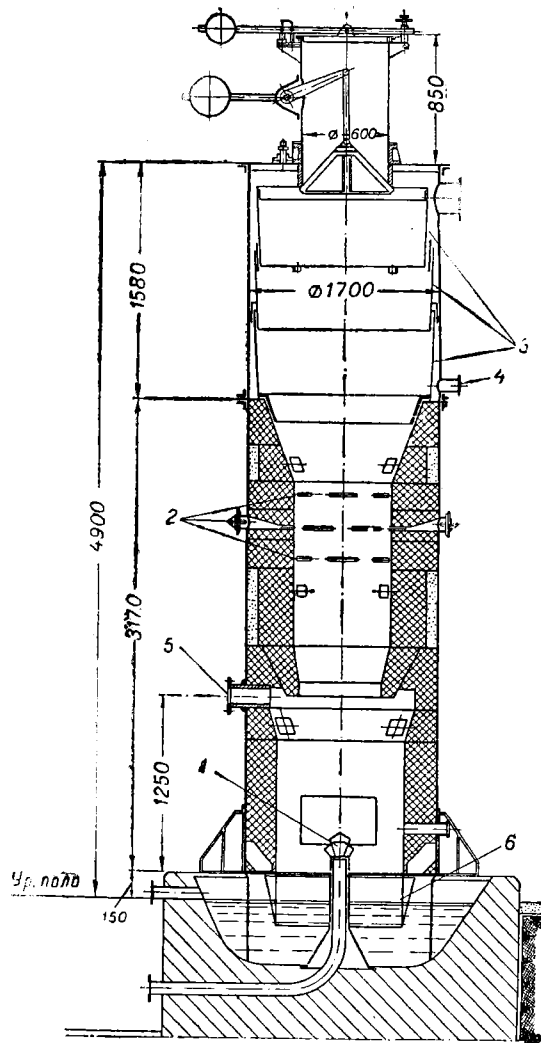
Конструкции двухзонных газогенераторов

Бесколосниковый газогенератор. На фиг. 12 показан продольный разрез двухзонного бесколосникового газогенератора для двигателей мощностью 140—150 л. с. Подвод воздуха в верхнюю зону газогенератора производится через три ряда фурм 2, а в нижнюю — через центральное сопло 1. Отбор газа производится из кольцевого канала патрубком 5. К воздуху, подводимому через центральное сопло, периодически может добавляться пар.

Шахта газогенератора снаружи по всей высоте имеет железный кожух. Нижняя часть шахты внутри выполнена из огнеупорного кирпича, а верхняя состоит из трёх конических обечаек 3, входящих одна в другую. Смолистые вещества и

влага в парообразном состоянии, соприкасаясь с холодными наружными стенками верхней части газогенератора, конденсируются и стекают в межкожуховое пространство, откуда направляются патрубком 4 по дренажной трубе в водяной затвор газогенератора. В нижней части шахта имеет металлический фартук 6. Данный газогенератор испытан на торфе зольностью до 7% и влажностью до 35%.

Газогенератор УТГ-5-45 конструкции Украинстопливо. Конструкция этого газогенератора разработана Украинским научно-исследовательским институтом топлива. Газогенератор предназначен для силовой газификации ни-

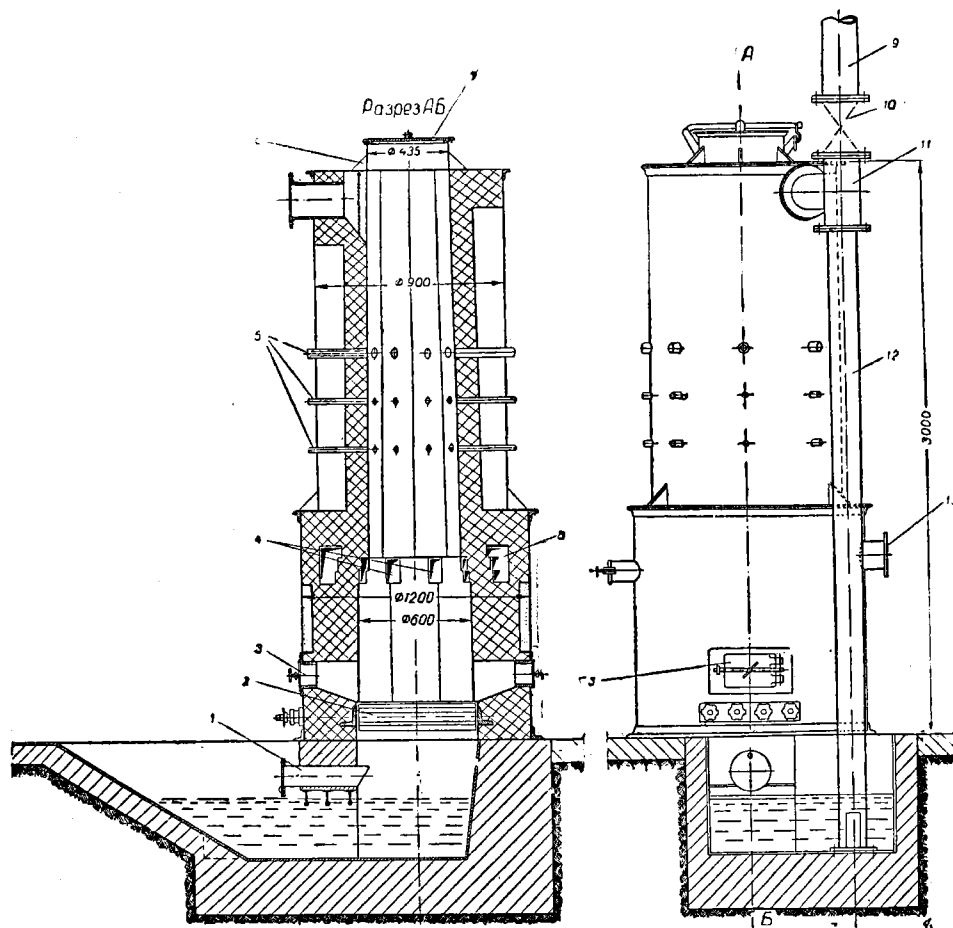


Фиг. 12. Двухзонный бесколосниковый газогенератор:

- 1 — центральное сопло; 2 — фурмы; 3 — обечайки;
4 — патрубок спуска конденсата; 5 — газоотборный патрубок; 6 — фартук.

зинного украинского торфа зольностью до 20% и влажностью до 33% и рассчитан для двигателей мощностью 45—50 л. с.

Шахта газогенератора УТГ-5-45, представленного на фиг. 13, внутри футерована огнеупорным кирпичом, а снаружи имеет железный кожух. Шахта имеет форму восьмигранника с незначительным расширением книзу.



Фиг. 13. Газогенератор УТГ-5-45 конструкции Укринстопливо:

1 — воздухоподводящая труба нижней зоны; 2 — колосниковая решётка; 3 — топочные двери; 4 — газоотборные щели; 5 — фурмы; 6 — загрузочная горловина; 7 — крышка; 8 — газоотборный канал; 9 — дымовая труба; 10 — аадвинка; 11 — тройник; 12 — дренажная труба; 13 — газоотборный патрубок.

В верхней части шахты находится загрузочная горловина 6 с крышкой 7.

Нижняя часть шахты заканчивается поворотной колосниковой решёткой 2.

Под колосниковой решёткой находится водяной затвор—зольник. Удаление скопившихся шлаков и золы из зольника производится вручную лопатой. Воздух в верхнюю зону газогенератора подаётся через фурмы 5, а в нижнюю — трубой 1. Регулирование подачи воздуха через фурмы производится с помощью колпачков, а через нижнюю трубу — имеющейся в ней заслонкой. Для розжига газогенератора служит дымовая труба 9.

Для отбора газа в шахте выложен газоотборный канал 8, имеющий щели 4 для равномерного отсоса газа.

Из газоотборного канала газ отводится патрубком 13 в газоочистительную аппаратуру.

Данный газогенератор в комплекте с двигателями 2ГЧ мощностью 45 л. с. в настоящее время применяется для колхозных электрических станций и показал хорошие эксплуатационные качества.

Сводная таблица данных о составе и теплотворной способности газа при газификации различных топлив

Топливо	Процесс газификации	Объёмный состав газа в %						Теплотворная способность в ккал/н.м. ³	Выход газа из 1 кг топлива в м. ³
		Оксид углерода	Водород	Метан	Углекислый газ	Кислород	Азот		
Антрацит	Прямой	25—28	12—16	1—2,5	3—6	0,5—0,8	50—58	1100—1250	4,5—5,8
Кокс	»	27—30	5—10	0,5—2,0	3—6	0,5—0,85	52—58	1000—1150	4,2—4,5
Древесина с влажностью до 30%	»	15—22	10—16	1,5—3,5	8—13	0,5—0,8	52—57	1000—1200	1,6—1,8
Торф с влажностью до 33%	»	27,0	14,0	2,5	7,2	0,3	49	1433	1,88
Древесина с влажностью до 30%	Обращённый	13—18	9—15	2,5—3,5	10—13	0,5—0,8	53—58	1000—1200	1,6—1,8
Торф с влажностью до 33%	»	18,6	15,0	2,1	11	0,6	52,7	1100	1,5—1,6
То же	Двухзонный	18—26	14—18	2,3—2,7	8—11	0,4—0,6	59—41	1150—1300	1,5—1,7

Техническая характеристика газогенератора УГГ-5-45

Наименование параметров	Средние данные
Производительность газогенератора по газу в н.м. ³ /час	120
Топливо — торф:	
размер кусков в мм	20—100
зольность в %	до 20
влажность в %	до 33
Состав газа в %:	
CO	18—20
CO ₂	6—11
H ₂	12—16
CH ₄	2,3—2,7
O ₂	0,4—0,6
C _n H _m	0,3—0,4
N ₂	59—41,2
Теплотворная способность газа в ккал/н.м. ³	1120—1300
Высота реакционной зоны:	
прямого процесса в мм	800
обращённого процесса в мм	1000
Удельный расход топлива в кг/л. с. час.	1,37—1,5
Общая высота газогенератора от отметки пола в мм	3000

Неподвижные колосниковые решётки газогенераторов

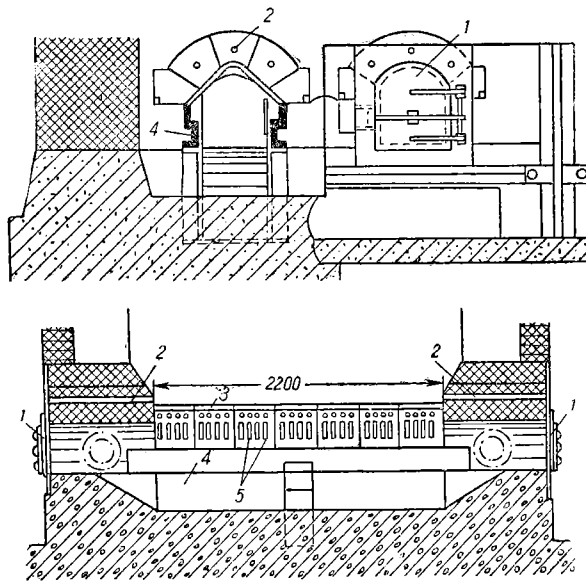
Неподвижные колосниковые решётки могут быть: а) горизонтальные; б) ступенчатые; в) в виде чепца; г) крышеобразные.

Горизонтальные решётки состоят из набора неподвижных колосников и применяются при газификации малозольных топлив с тугоплавкой золой, практически не образующей тяжёлых шлаков. Удаление мелких кусков шлака и чистка прозоров колосников производятся вручную через расположенные с двух противоположных сторон газогенератора шлаковые дверки.

Ступенчатые колосниковые решётки располагаются в нижней части шахты газогенератора наклонно, чем достигается сползание топлива по мере его сгорания. Работа газогенератора при таких решётках благодаря равномерному распределению слоя топлива более устойчива и в меньшей степени зависит от промежутков между загрузками топлива.

Чепцовые решётки обычно применяются в бесколосниковых конструкциях газогенераторов с центральным (при диаметре шахты до 2 м) или комбинированным (при диаметрах шахты газогенераторов более 2 м) подводом воздуха.

Широкое распространение получила так называемая крышеобразная колосниковая решётка, изображённая на фиг. 14.



Фиг. 14. Крышеобразная колосниковая решётка.

1 — шлаковые дверки; 2 — шуровочные отверстия; 3 — колосник; 4 — опорная балка; 5 — проволы колосников.

Вращающиеся колосниковые решётки газогенераторов

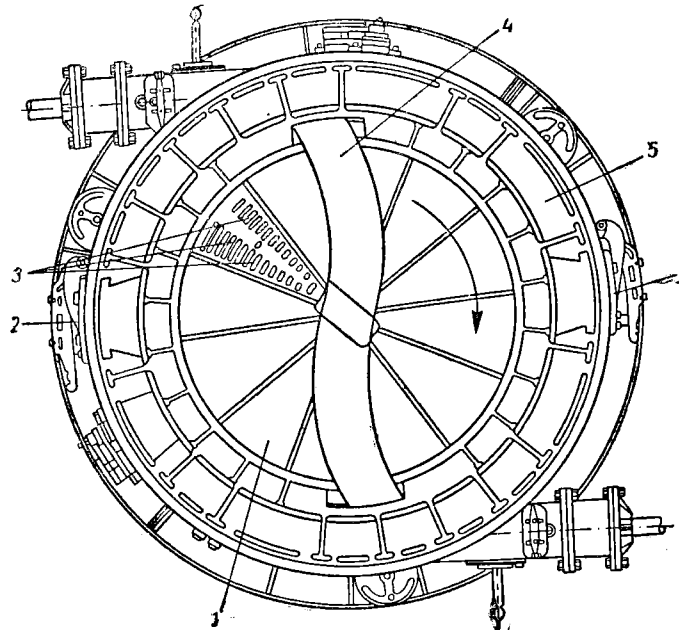
Колосниковая решётка с проворачивающимися колосниками. Колосниковая решётка, изображённая на фиг. 15, применяется в газогенераторах для двигателей мощностью до 100 л. с., работающих на многозольном топливе. Решётка состоит из зубчатых чугунных колосников 1, опорных угольников 2, приводных валиков 3 и рычага ручного привода колосников 4.

Опорой передних концов приводных валиков служит рамка 6, приваренная к кожуху газогенератора после установки решётки на место. Задние концы колосников покоятся в гнездах опорных угольников. Герметизация приводных валиков в кожухе газогенератора достигается с помощью уплотняющих сальников (детали 7, 8, 9, 10).

При проворачивании колосников имеющиеся на них рёбра захватывают и ссыпают в расположенный под решёткой зольник мелкий шлак и золу. Крупные шлаки колосники решётки дробят. Количество колосников и их диаметр зависят от диаметра шахты газогенератора. Описанная решётка, установленная в газогенераторе УТГ-5-45 для двигателя мощностью 45 л. с., при работе на низинном украинском торфе показала хорошие результаты.

Колосниковая решётка с вращающимся брусом. Представленная на фиг. 16 колосниковая решётка состоит из горизонтальной неподвижной решётки 1, на поверхности которой находится изогнутый стальной брус 2. В полость вну-

болтами 6. Основание решётки отлито вместе с поддоном 2, который имеет коническую форму и снабжён винтовыми лопастями (рёбрами) 1. К нижней части поддона прикреплен зубчатый венец 9, который входит в зацепление

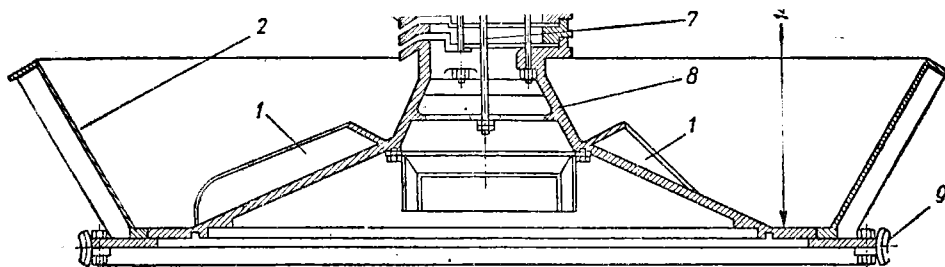


Фиг. 16. Колосниковая решётка с вращающимся бруском: 1 — неподвижная решётка; 2 — брусок; 3 — фартук; 4 — прозоры

эддона
т цен-

ПОПРАВКА

Фиг. 16. Колосниковая решётка с вращающимся бруском: 1 — неподвижная решётка; 2 — держки; 3 — прозоры решётки; 4 — брусок; 5 — фартук.



Фиг. 17. Центральная фрезерная решётка: 1 — рёбра поддона; 2 — поддон; 3 и 4 — колосники; 5 — чепец; 6 — болт; 7 — стяжной болт; 8 — основание решётки; 9 — зубчатый венец.

Эксцентричная фрезерная решётка отличается от ранее описанной тем, что чепец её расположен эксцентрично к оси вращения решётки.

Преимущества эксцентричной решётки заключаются в лучшем перемешивании топлива в шахте и более равномерном распределении воздуха в слое топлива. Эксцентричная фрезерная решётка применяется при диаметрах шахты газогенератора от 2,0 м и более.

89. ОЧИСТИТЕЛЬНО-ОХЛАДИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА СИЛОВЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

Силовой газ должен быть очищен от механических примесей, паров, влаги и смол.

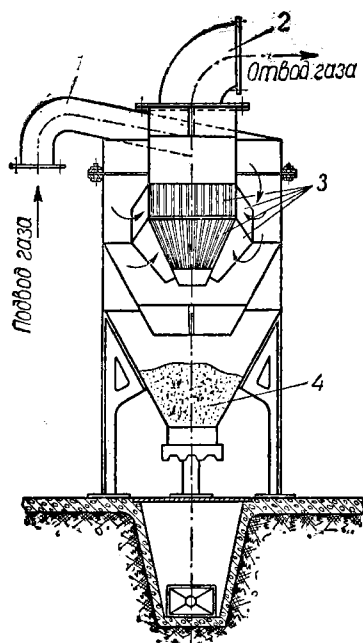
Допустимое содержание различных примесей в силовом газе:

содержание пыли в $г/м^3$	0,03	не более
содержание смолы » »	0,05	» »
содержание серы » »	0,0015	» »
содержание уксусно кислоты в $г/м^3$	0,001	» »

Кроме очистки, газ необходимо подвергнуть охлаждению. Газ, выходящий из газогенераторов, работающих по обращённому и двухзонному процессам (наиболее распространённые типы силовых газогенераторов), имеет температуру 550—650°. Охлаждение газа производится с целью предотвращения в нём обратных реакций по выходе из газогенератора, для увеличения коэффициента наполнения газом цилиндров двигателя, а также для извлечения из него паров влаги и смол.

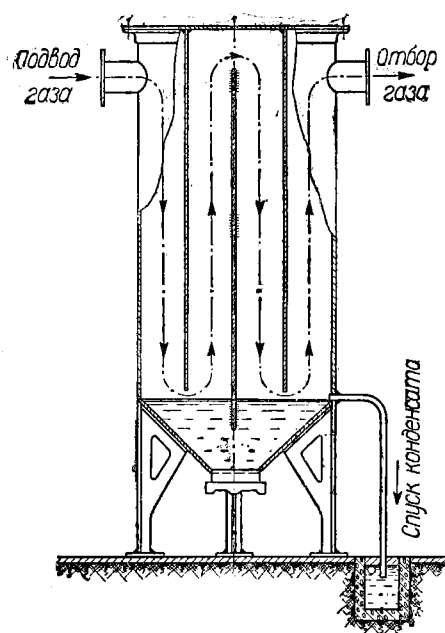
Аппараты грубой сухой очистки газа

Сухая очистка газа широко распространена в случаях применения газа для технологических целей, т. е. когда желают использовать потенциальное



Фиг. 18. Инерционный
очиститель-циклон:

1 — входной патрубок; 2 — газоотборный патрубок; 3 — спиральные пластины; 4 — нижняя часть очистителя.



Фиг. 19. Очиститель с перегородками.

тепло смол. Наиболее распространённым типом сухих очистителей является инерционный очиститель — циклон, изображённый на фиг. 18, а наиболее простым — пылеуловитель с перегородками, представленный на фиг. 19.

В циклонных очистителях газ входит по касательной к корпусу через патрубок 1 и получает вращательное движение, в результате чего под действием центробежной силы взвешенные частицы выпадают из газового потока и собираются в нижней части корпуса очистителя 4.

Очистители с перегородками работают на принципе изменения направления движения газа и уменьшения его скорости, в результате чего из газа выпадают взвешенные частицы.

Аппараты мокрой очистки газа

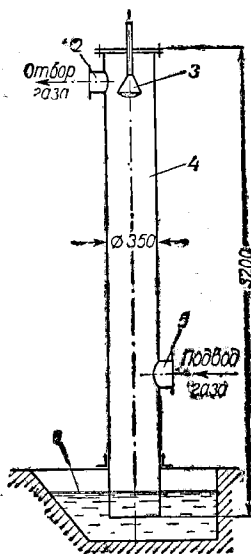
Мокрая очистка газа более эффективна, чем сухая, и в стационарных силовых газогенераторных установках весьма распространена. Основными простейшими аппаратами мокрой очистки являются стояк-промыватели и мокрые очистители.

Стояк-промыватель. Стояк служит для грубой очистки и резкого охлаждения газа.

Резкое охлаждение газа по выходе его из газогенератора необходимо для предотвращения нежелательных обратных реакций, происходящих при высокой температуре газа (до 400°) и связанных с преобразованием в газе CO_2 . Объём стояка рассчитывается на пребывание в нём газа в течение 4—8 сек.

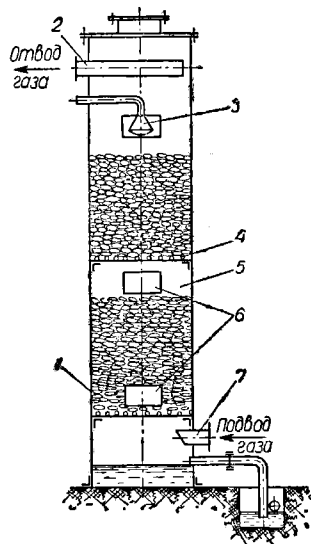
Стояк представляет собой (фиг. 20) вертикальный цилиндр 4 с входным 5 и выходным 2 патрубками. В верхней части стояка расположено брызгало 3, нижняя часть стояка погружена в водяной затвор 1. Газ поступает в нижний входной патрубок и отбирается через верхний.

Через гидравлический затвор стояка производится удаление осажённой в стояке золы и пыли, кроме того, затвор служит как противозрывное приспособление. Стояк в газогенераторной установке располагается сразу после газогенератора.



Фиг. 20. Стояк:

1 — водяной затвор; 2 — выходной патрубок; 3 — брызгало; 4 — корпус; 5 — входной патрубок.



Фиг. 21. Мокрый очиститель с фильтрующей посадкой:

1 и 4 — решётки; 2 — отводящий патрубок; 3 — брызгало; 5 — корпус; 6 — люк; 7 — подводящий патрубок.

Таблица 13

Размеры насадок из различных материалов для мокрых очистителей

Наименование материала	Размер кусков насадки	
	минимальный, в мм	максимальный, в мм
Каменноугольный кокс	30—40	70—80
Известняк	40—50	70—80
Керамические кольца (Рашига)	15×15	50×50
Древесные чурки	40×40	75×75

Мокрый очиститель с фильтрующей насадкой. На фиг. 21 представлен вертикальный разрез мокрого очистителя с фильтрующей насадкой. Он представляет собой сварной цилиндр 5. Внутри очиститель имеет решётки 1—4, на которые засыпается фильтрующая насадка.

В табл. 13 приведены размеры насадок из различных материалов для мокрых очистителей.

Засыпку насадки в очиститель производят в один или в два слоя, в зависимости от мощности установки и необходимой степени очистки газа.

Таблица 14

Основные размеры мокрых очистителей
с фильтрующей насадкой

Параметры	Размеры очистителя в мм при мощности двигателя в л. с.			
	50—70	100—120	150—180	200—250
Диаметр корпуса .	800	1000	1150	1300
Общая высота . .	2800	3800	4500	5100
Высота насадки .	1300	2500	3000	3500
Диаметр газоподводящей трубы . .	150	200	250	275
Диаметр газоотводящей трубы .	125	150	175	200

Таблица 15

Основные размеры мокрых очистителей
с хордовой насадкой

Параметры	Размеры очистителя в мм при мощности двигателя в л. с.		
	50—60	100—120	150—180
Общая высота . . .	3100	3650	4250
Диаметр	600	840	1030
Высота хордовой насадки	2200	2350	2950
Расстояние от дна очистителя до первого ряда хордовой насадки	400	400	500
Диаметр труб подводящего водопровода	25	33	50
Диаметр выходных отверстий брызгала	3	4	5
Диаметр газоотборного патрубка . .	100	150	175
Диаметр газоподводящего патрубка .	150	200	250

устанавливаются на ребро с промежутками в 15—25 мм. Каждый ряд реек собирается в секцию, которая укладывается в корпусе очистителя через

С увеличением слоя насадки увеличивается сопротивление очистителя. Максимальная толщина слоя насадки не должна превышать 1—1,25 м.

Для удобства засыпки и извлечения насадки из каждой секции в корпусе очистителя предусмотрены герметически закрывающиеся люки 6. Двухслойная насадка удобнее в эксплуатации, так как позволяет менять насадку по частям по мере её загрязнения.

В верхней части мокрого очистителя располагается брызгало 3 (одно или два в зависимости от диаметра корпуса очистителя). При напоре воды в 3—4 ат вместо брызгал устанавливаются форсунки с отбойными пластинками. Форсунки менее подвержены засорению. Подвод газа осуществляется в нижней части очистителя по трубе 7, а отбор в верхней части — трубой со щелью 2. Основными расчётными размерами мокрых очистителей с насадкой являются: диаметр, высота насадки и общая высота очистителя. При подсчёте объёма мокрого очистителя ориентировочно исходят из 20—30 л объёма на 1 л. с.

Расход воды в мокрых очистителях с фильтрующей насадкой составляет летом 20—25 л/л. с.-час., а зимой 12—15 л/л. с.-час.

Основные размеры мокрых очистителей с фильтрующей насадкой для двигателей различных мощностей приведены в табл. 14.

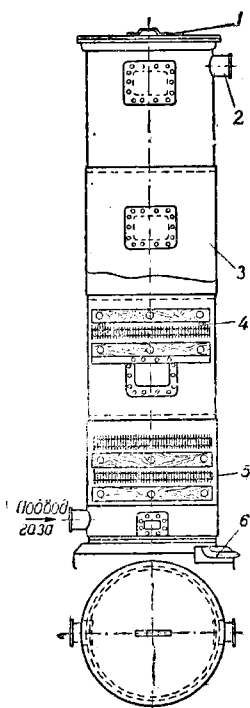
Мокрый очиститель с хордовой насадкой. На фиг. 22 представлен мокрый очиститель с хордовой насадкой.

В корпусе очистителя 3 делается насадка из деревянных нестроганных реек 5, шероховатая поверхность которых лучше смачивается.

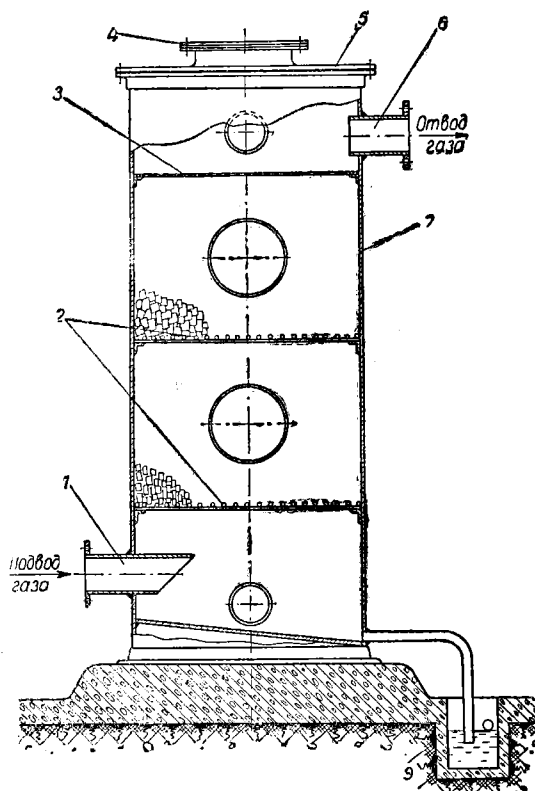
Рейки имеют ширину 100—120 мм, толщину 10—13 мм и устанавливаются на ребро с промежутками в 15—25 мм. Каждый ряд реек собирается в секцию, которая укладывается в корпусе очистителя через

верхний люк 1. Укладка собранных секций производится так, что рейки одного ряда располагаются перпендикулярно к рейкам нижележащего ряда. Количество рядов насадки в зависимости от мощности установки бывает 15—20. Для создания промежутка между секциями служат планки 4.

В верхней части очистителя через брызгало или кольцевую трубку с отверстиями разбрызгивается вода.



Фиг. 22. Мокрый очиститель с хордовой насадкой:
1 — верхняя крышка; 2 — газопроводный патрубок; 3 — корпус; 4 — планка; 5 — насадка; 6 — патрубок слива воды.



Фиг. 23. Сухой очиститель:

1 — подводящий патрубок; 2 — решётки; 3 — сетка;
4 — предохранительный клапан; 5 — крышка; 6 — отводящий патрубок; 7 — корпус.

Вода, попадая на густые ряды деревянных решёток, разбивается на мелкие струйки и стекает вниз; движущийся ей навстречу газ соприкасается с водяными капельками, охлаждается и очищается. Загрязнённая вода патрубком 6 направляется в слив. Газ из очистителя отбирается патрубком 2.

Очистители с хордовой насадкой рационально устанавливать при газе, сильно загрязнённом пылью.

В табл. 15 приведены основные размеры мокрых очистителей с хордовой насадкой для двигателей различных мощностей.

Аппараты сухой очистки газа

На фиг. 23 представлен вертикальный разрез сухого очистителя. Очиститель состоит из металлического корпуса 7, внутри которого на лапках (приваренных к корпусу) находятся решётки 2 (металлические или деревянные).

На решётках располагается насадка очистителя. Для насадки применяются: древесная или металлическая стружка, металлические или керамические кольца, древесные чурки размером 40 × 40 мм или солома, предварительно сплетённая в жгуты и уложенная в корпус очистителя в виде плотной спирали.

Чаще всего сухой очиститель заполняется комбинированной насадкой, расположенной в два слоя. Например, на нижней решётке укладывают слой древесных чурок, а на верхней — слой металлической или древесной стружки.

В верхней части очиститель имеет крышку 5 с предохранительным клапаном 4, а внизу наклонное (для удобства стекания конденсата) дно со спускной трубой. Газ в очиститель подводится через нижний патрубок 1, а отбирается через верхний патрубок 6. Под газоотборным патрубком располагается мелкая

Таблица 16

Основные размеры сухих очистителей

Параметры	Размеры очистителя в мм при мощности двигателей в л. с.		
	50—60	100—120	150—180
Общая высота очистителя	1000	1400	1500
Диаметр очистителя	1000	1200	1400
Расстояние от днища до первой решётки	220	260	300
Расстояние между первой и второй решётками	300	500	500
Расстояние от верхней решётки до предохранительной сетки	250	350	350

сетка 3, служащая для предохранения уноса материала насадки в газовую магистраль.

Для обеспечения хорошей очистки скорость прохождения газа в сухом очистителе не должна превышать 0,1—0,2 м/сек.

Основные размеры сухих очистителей для двигателей различных мощностей приведены в табл. 16.

Улавливание смол

При силовой газификации топлива в установках средних и больших мощностей (свыше 300 л. с.), работающих на битуминозных топливах (торф, бурый уголь), выделение смол из газа является не только прямой необходимостью, но и весьма экономически выгодным мероприятием.

Достаточно сказать, что при газификации торфа по прямому процессу путём швелевания можно получить от 5 до 8% (от общего веса использованного топлива) высококачественных смол.

Применение разработанных выше аппаратов (мокрых очистителей), служащих для очистки газа от смол в данных условиях (при мощности установок свыше 300 л. с.) нужно считать нецелесообразным, так как насадка таких очистителей при большом количестве проходящего через неё газа быстро засоряется, а смолы, уносимые водой из очистителя, теряют свои качества.

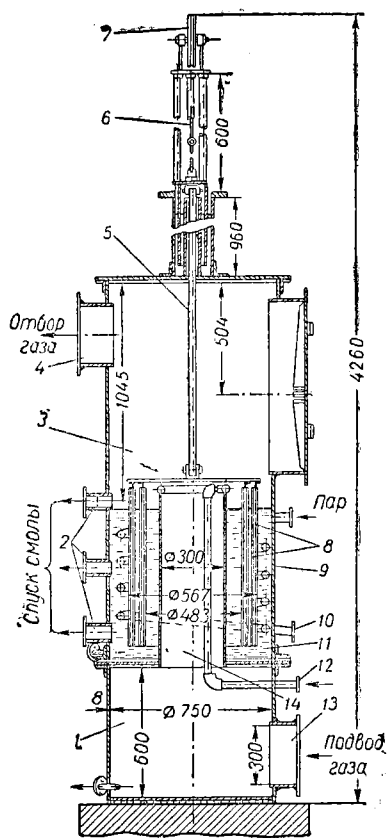
Сетчатый смолоуловитель. Выделение смол из газа значительно облегчается при резком изменении скорости газа или направления его движения, что приводит к удару струи газа о стенку, к которой и пристаю капельки смолы. На этом принципе работает сетчатый смолоуловитель, представленный на фиг. 24.

Смолоуловитель состоит из сетчатых колпаков 8, подвешенных внутри корпуса аппарата 9, при помощи штанги 5 и троса 6, переброшенного через блок 7. К концу троса подвешен противовес. Сетчатые колпаки размещены на расстоянии 2—3 мм один от другого. Количество колпаков в очистителе может быть от 1 до 8 шт. и зависит от мощности установки.

Газ подводится патрубком 13, входит в нижнюю полость корпуса очистителя и центральной трубой 14 направляется под сетчатые колпаки. Поднимая эти колпаки, газ проходит сквозь них, оставляя на их дырчатой поверхности смолу, попадает затем в верхнюю часть очистителя 3, и из него через патрубок 4 направляется в магистраль. Смола, стекая с колпаков, попадает в резервуар 11, откуда по мере накопления выпускается через патрубки 2 в смолоприёмник. Для поддержания смолы в жидком состоянии служит подогревающий паропровод 10.

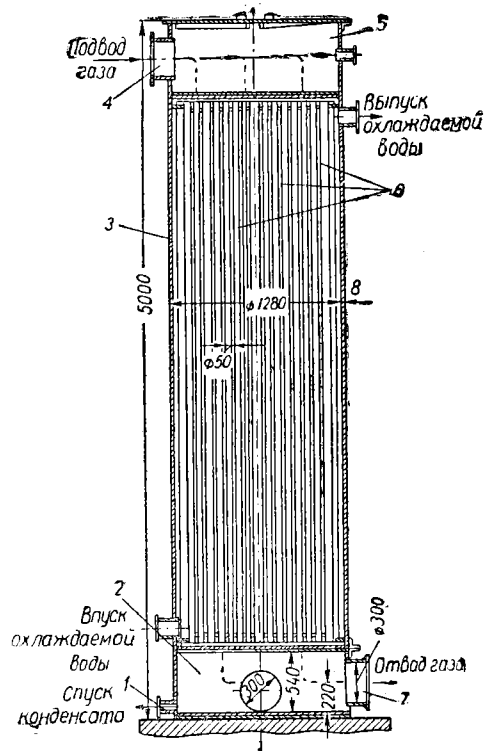
Для облегчения поднятия колпаков служит противовес, который поддержи-

вают колпаки в состоянии равновесия, независимо от засорения их отверстий. Полное поднятие колпаков свидетельствует о засорении их сетчатой поверхности смолой. Засорённые сетчатые колпаки пропаривают с помощью паропровода 12. Температура входящего газа должна быть не выше 55°, а так как газ, выходящий из газогенератора, имеет более высокую температуру, то перед сетчатым очистителем обычно ставят трубчатые охладители.



Фиг. 24. Сетчатый смолоуловитель:

1 — нижняя полость очистителя; 2 — смолоотводящие патрубки; 3 — верхняя полость очистителя; 4 — газоотборный патрубок; 5 — штанга; 6 — трос; 7 — блок; 8 — сетчатые колпаки; 9 — корпус; 10 — подогревающий паропровод; 11 — смоляной резервуар; 12 — паропровод для пропарки; 13 — газоподводящий патрубок.



Фиг. 25. Трубчатый охладитель:

1 — спускной патрубок; 2 — нижняя камера; 3 — кожух; 4 — входной патрубок; 5 — верхняя камера; 6 — вертикальные газовые трубы.

Трубчатый охладитель. Трубчатый охладитель представлен на фиг. 25 и состоит из пучка параллельных вертикально расположенных труб ϕ диаметром 50—75 мм и длиной 4—5 м, вальцованных в трубные решётки. Трубы окружены железным кожухом 3. Над верхней трубной решёткой расположена камера 5 с патрубком 4, через который газ подводится к охладителю. Под нижней решёткой находится патрубок 7 для отбора газа. Вода подаётся в наружный кожух охладителя. Сконденсировавшиеся пары смол из нижней камеры охладителя 2 непрерывно удаляются через трубу 1 в смоляной затвор, а затем в отстойник.

Механический смолоотделитель. Механический смолоотделитель работает по принципу вентилятора, сообщая очищенному газу большие скорости. В этом аппарате сочетается удар с промывкой газа жидкостью, раздроблённой на мельчайшие капельки. Для получения высококачественной, почти не содержащей воды, смолы в качестве промывной жидкости применяют тёплую жидко-

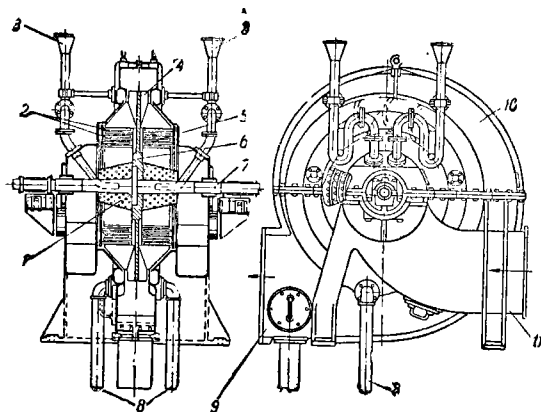
текующую смолу. При очистке газа, бедного смолой, но содержащего много водяного пара, в качестве промывной жидкости применяют горячую воду.

На фиг. 26 приведён поперечный разрез и вид сбоку механического смолоотделителя. Смолоотделитель состоит из корпуса 10, внутри которого проходит вал 7. На валу жёстко сидит стальной диск 6, имеющий на конце лопасти 4, а ближе к центру — лопатки 5.

Между вращающимися вместе с диском лопатками 5 находятся прикреплённые к корпусу лопатки 2.

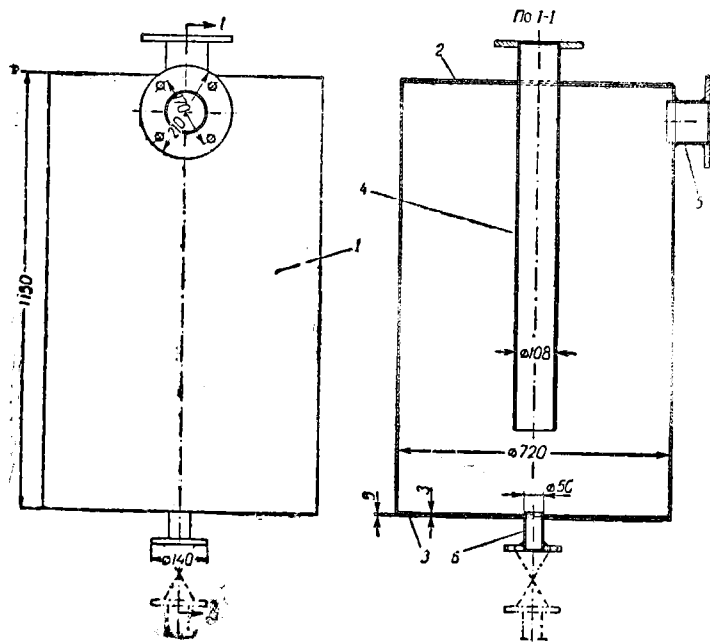
В центре корпуса на основном валу жёстко закреплён двойной сетчатый конус 1. В конусе по боковым трубам 3 подаётся промывающая жидкость, которая попадает во вращающийся сетчатый конус, разбрызгивается в корпусе смолоотделителя и перемешивается

с газом. Газ в смолоотделитель поступает по боковой трубе 11, проходит между секциями лопаток и очищенный уходит по трубе 9. Выделенная из



Фиг. 26. Механический смолоотделитель:

1 — сетчатый конус; 2 — лопатки корпуса; 3 — трубы промывной жидкости; 4 — лопасти диска; 5 — лопатки диска; 6 — диск; 7 — приводной вал; 8 — трубы, отводящие смолу; 9 — газоотводящая труба; 10 — корпус; 11 — газоподводящая труба.



Фиг. 27. Каплеуловитель:

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — днище; 4 — газоподводящий патрубок; 6 — газоотборная труба; 6 — спускной патрубок.

газа смола или влага и промывающая жидкость стекают со стенок корпуса смолоотделителя и по трубам 8 направляются в смолоотстойник.

Степень очистки газа в механических смолоотделителях высокая и достигает 85%.

Механические смолоотделители, благодаря наличию в них вращающихся лопаток, являются также и газодувками. Давление выходящего из смолоотделителя газа повышается на 180—350 мм вод. ст.

Описанный смолоотделитель приводится в движение электродвигателем. Относительно большое потребление электроэнергии (от 3,5 до 5 квт-час на 1000 м³ газа) делает применение подобных очистителей рациональным только в крупных установках. Выходящий из смолоотделителя газ обладает большой скоростью и уносит с собой значительное количество капельной смолы и влаги, поэтому после такого очистителя целесообразно устанавливать каплеуловитель.

Конструкция простейшего каплеуловителя представлена на фиг. 27.

Электрофильтр. Одним из лучших способов очистки газа от смол является электрическая очистка. Электрическое поле высокого напряжения (50000—60000 в) весьма эффективно воздействует на смоляной туман. В этом поле взвешенные частички смолы приобретают заряд, вследствие чего перемещаются от одноименно заряженного электрода к противоположно заряженному, на котором и оседают.

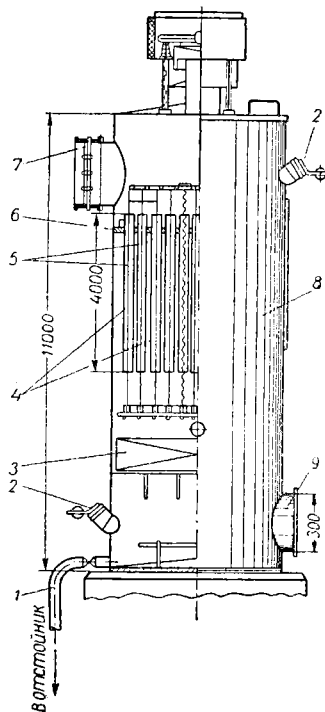
Для питания электрофильтров применяется постоянный ток высокого напряжения, для получения которого переменный ток в 220 или 380 в сначала трансформируется до напряжения в 500—600 в, а затем подводится к выпрямителю, который преобразовывает его в постоянный. Выпрямленный ток высокого напряжения подводится к контактам электрофильтра.

Электрофильтр, изображённый на фиг. 28, представляет собой вертикальную металлическую камеру цилиндрической формы 8, внутри которой на соединённой с корпусом трубной решётке 6 подвешены железные цельнотянутые трубы 4 диаметром 250 мм и длиной до 4000 мм, служащие осадительными электродами.

Внутри каждой трубы натянут электрод 5 толщиной 2 мм из нихромовой проволоки. Все электроды соединены планками в единую цепь и изолированы от корпуса. К выведенным от электродов шинам подводится ток высокого напряжения.

Электрофильтры дают весьма высокую степень очистки газа — 98—99% при расходе электроэнергии 0,5—1,8 квт-час на 1000 м³ газа.

Сопrotивление электрофильтра незначительно и колеблется в пределах 3—5 мм вод. ст.



Фиг. 28. Электрофильтр:

1 — спускная труба; 2 — предохранительный клапан; 3 — хордовая насадка; 4 — трубы; 5 — электроды; 6 — трубная решётка; 7 — газозоводный патрубок; 8 — корпус; 9 — газоподводящий патрубок.

90. УСТРОЙСТВО И ОБОРУДОВАНИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

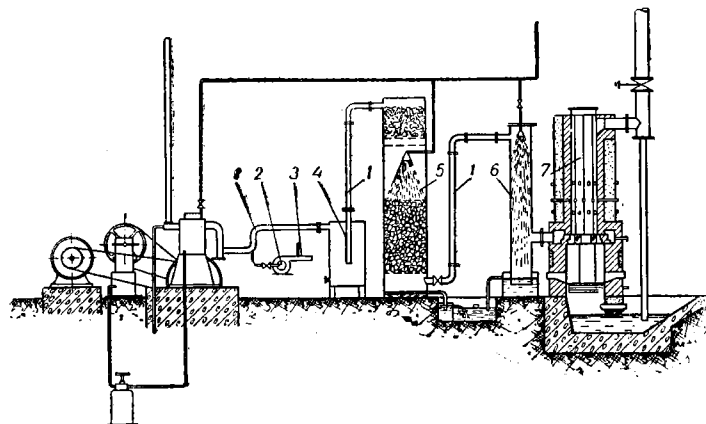
Технологические схемы силовых газогенераторных установок

Технологические схемы газогенераторных установок для получения силового газа разделяются на три основных типа: а) газогенераторные установки с разложением смол; б) газогенераторные установки без разложения смол; в) газогенераторные установки с улавливанием смол.

Газогенераторная установка с разложением смол является основным типом газосиловых установок малых и средних мощностей, работающих на смолистом топливе. Такая установка состоит из газогенератора (обращённого или двух-

зонного процессов газификации), дающего газ с малым содержанием смол, и несложной охлаждающе-очистительной аппаратуры. Представленная на фиг. 29 установка состоит из двухзонного газогенератора 7, стояка 6, комбинированного очистителя 5, каплеуловителя 4, ручного вентилятора 2 и газопровода 1.

Газ из газогенератора, пройдя стояк, попадает в комбинированный очиститель, из которого поступает в каплеуловитель, а затем в смеситель двигателя.



Фиг. 29. Схема газогенераторной установки с разложением смол:
1 — газопровод; 2 — ручной вентилятор; 3 — пробник газа; 4 — каплеуловитель; 5 — комбинированный очиститель; 6 — стояк; 7 — газогенератор.

Вентилятор 2 служит для первоначального отсоса газа из газогенератора после его розжига через магистраль и очистительную аппаратуру. На выходном патрубке вентилятора находится пробник газа 3.

Газогенераторная установка без разложения смол. Газогенераторные силовые установки без разложения смол работают на бессмольных видах топлива (антрацит, кокс, древесный уголь).

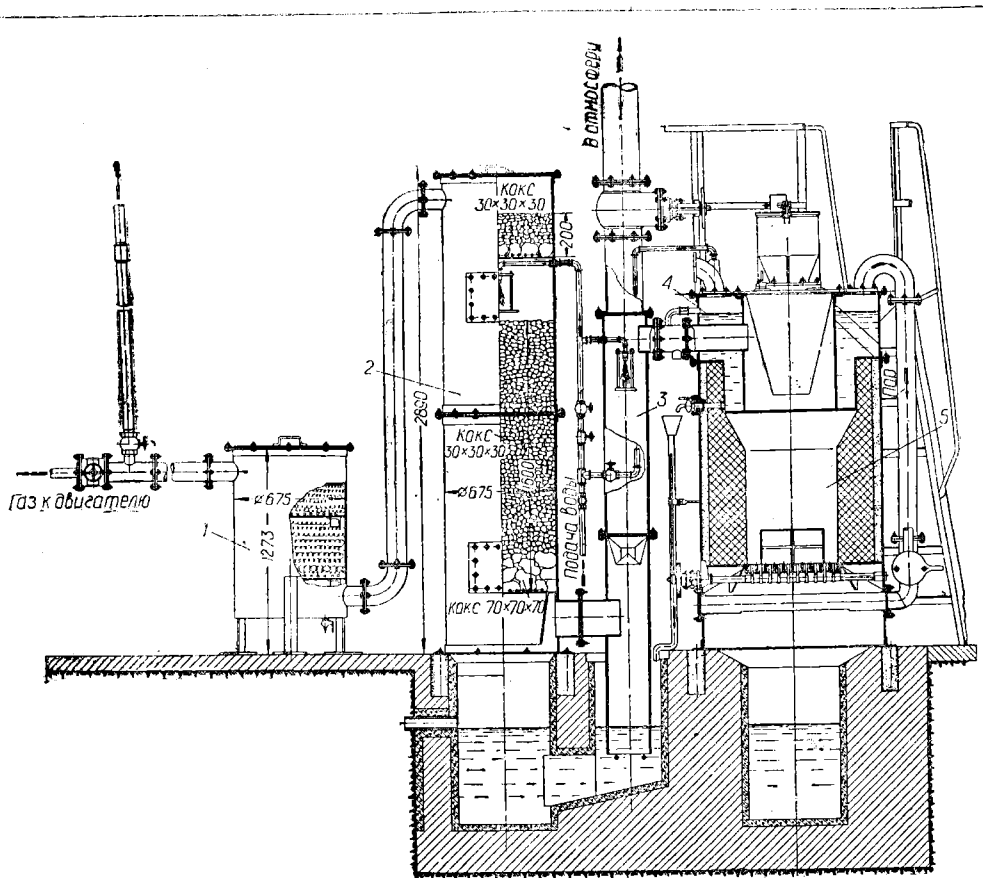
Установки без разложения смол просты по своему устройству. Примером такой установки может служить изображённая на фиг. 30 антрацитовая установка с газогенератором ОГ-5, предназначенная для получения силового газа из антрацита для двигателей мощностью 45—50 л. с. Установка состоит из следующих агрегатов: газогенератора 5, работающего по прямому процессу газификации, стояка 3, комбинированного очистителя 2 и сухого очистителя 1.

Газ из газогенератора патрубком 4 направляется в стояк, затем попадает в комбинированный очиститель, где проходит через коксовую насадку, смачиваемую водой из брызгала, и попадает в сухой очиститель, заполненный железной стружкой. Из сухого очистителя газ направляется к смесителю двигателя. Установка несложна по устройству и проста в обслуживании.

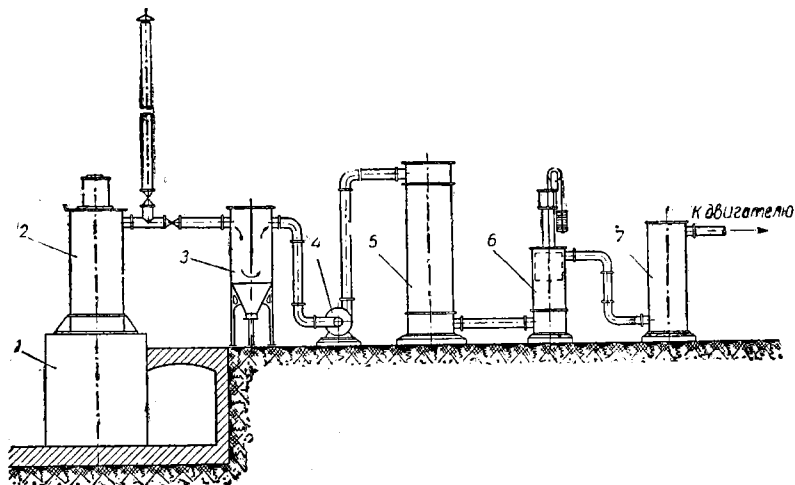
Газогенераторные установки с улавливанием смол

Газогенераторная установка с сетчатым смолоотделителем. На фиг. 31 представлена схема газогенераторной установки с сетчатым смолоотделителем. Установка предназначена для питания газом двигателя мощностью 450—500 л. с. и работает на низинном торфе зольностью 18—20% и влажностью до 45%.

Установка состоит из газогенератора 1, имеющего для большего выхода смол надстроенную швельшахту 2, сухого очистителя с перегородками 3, трубчатого охладителя 5, сетчатого смолоуловителя 6 и каплеотделителя 7. Для отсоса газа из газогенератора и нагнетания его в очистительную аппаратуру служит вентилятор 4. Влажный смоляной генераторный газ отсасывается из верхней части швельшахты и по газопроводу направляется в очиститель с перегородками, где из газа выделяются грубые механические примеси. После этого газ направляется в трубчатый охладитель. Преимущество труб-



Фиг. 30. Газогенераторная установка без разложения смол:
 1 — сухой очиститель; 2 — комбинированный очиститель; 3 — стояк; 4 — газоотборный патрубок; 5 — газогенератор.



Фиг. 31. Схема газогенераторной установки с сетчатым смолоотделителем:
 1 — газогенератор; 2 — швельшахта; 3 — грубый очиститель; 4 — вентилятор;
 5 — трубчатый охладитель; 6 — сетчатый смолоотделитель; 7 — каплеуловитель.

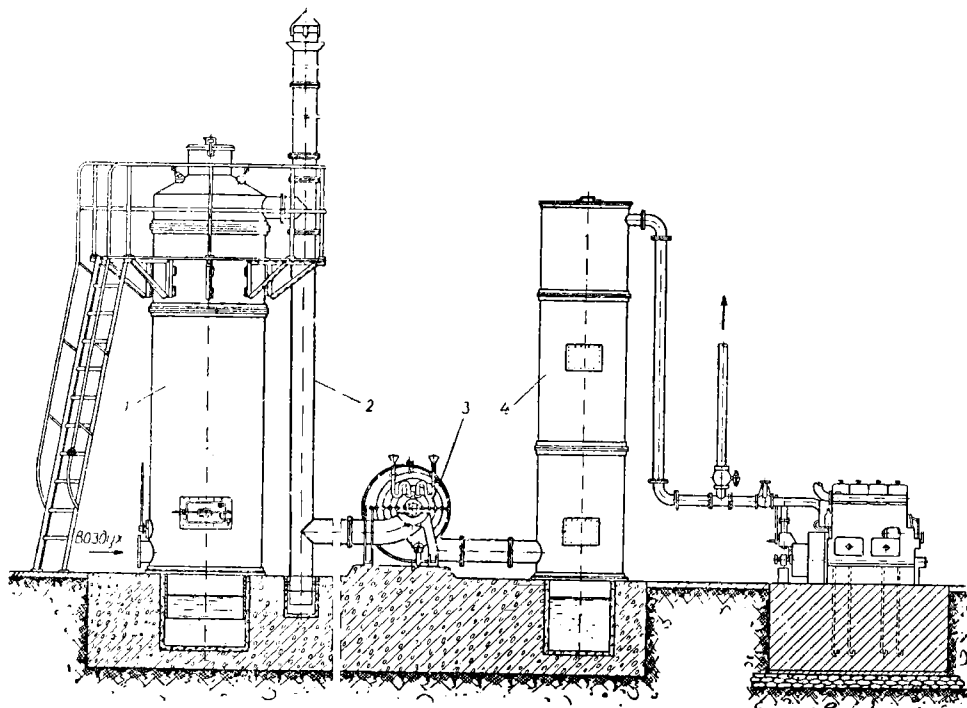
чатого охладителя заключается в том, что в нём смола при охлаждении газа выделяется в чистом виде, не смешиваясь с охлаждаемой водой. Из трубчатого охладителя газ поступает в сетчатый смолоуловитель, где очищается от смол. По выходе из сетчатого смолоуловителя газ направляется в каплеотделитель, а затем к смесителю двигателя.

Периодическая пропарка газопроводов и очистительной аппаратуры с целью разжижения и спуска скопившихся в них смол производится паром, который образуется в специальном паровом котле. Часть пара из парового котла направляется под колосниковую решётку газогенератора в виде присадки к воздушному дутью. Смола, выделенная из газа, направляется в смолосборники, откуда после отстаивания перекачивается насосом в смолохранилище.

Описанная установка при суточном потреблении до 15—16 *t* торфа с влажностью 33—35% и зольностью до 18% может давать до 1 *t* торфяной смолы.

Газогенераторная установка с механическим смолоотделителем

Газогенераторная установка, работающая с механическим смолоотделителем, представлена на фиг. 32 и состоит из следующих агрегатов: газогенератора 1, работающего по прямому процессу, стояка 2, механического смолоотделителя 3 и комбинированного очистителя 4. Генераторный газ из газогенератора



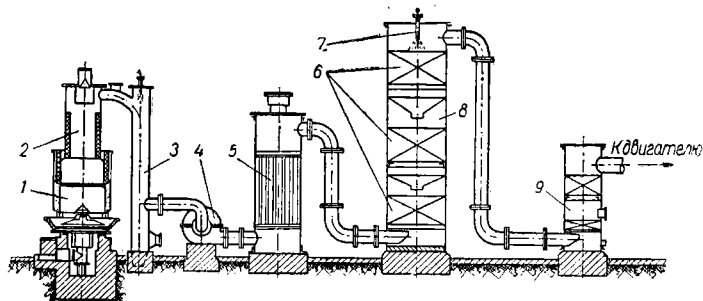
Фиг. 32. Схема газогенераторной установки с механическим смолоотделителем:
1 — газогенератор; 2 — стояк; 3 — механический смолоотделитель; 4 — комбинированный очиститель.

направляется в стояк, представляющий собой основание дымовой трубы со вставленным в неё брызгалом, затем проходит через механический смолоотделитель. В механическом смолоотделителе, который является одновременно и газодувкой, происходит основная очистка газа от смол. Из смолоотделителя газ направляется в комбинированный очиститель и затем в двигатель. В механическом смолоотделителе выпадает 78—82% смол (от всего количества их в газе), остальные 22—18% улавливаются в комбинированном очистителе, верхняя часть которого представляет собой каплеуловитель.

Газогенераторная установка с электрической очисткой газа. На фиг. 33 изображена схема газогенераторной установки для силовой газификации торфа с очисткой газа при помощи электрофильтра.

Газ из газогенератора 1, работающего по прямому процессу газификации и имеющего швельшахту 2, проходит стояк 3, где происходит промывка газа водой для удаления из него влаги, частиц пыли и сажи.

Из стояка газ по газопроводу направляется в электрофильтр 5, где происходит основная его очистка от смол. Из электрофильтра газ поступает в очиститель 8 с тройным слоем коксовой насадки 6. В верхней части очистителя находится брызгало 7, вода из которого непрерывно смачивает коксовую насадку. Газ, промываясь водой, дополнительно очищается от унесенных из электрофильтра капель смолы.



Фиг. 33. Схема газогенераторной установки с электрической очисткой газа:

1 — газогенератор; 2 — швельшахта; 3 — стояк; 4 — вентилятор;
5 — электрофильтр; 6 — коксовая насадка очистителя; 7 — брызгало;
8 — мокрый очиститель; 9 — каплеуловитель.

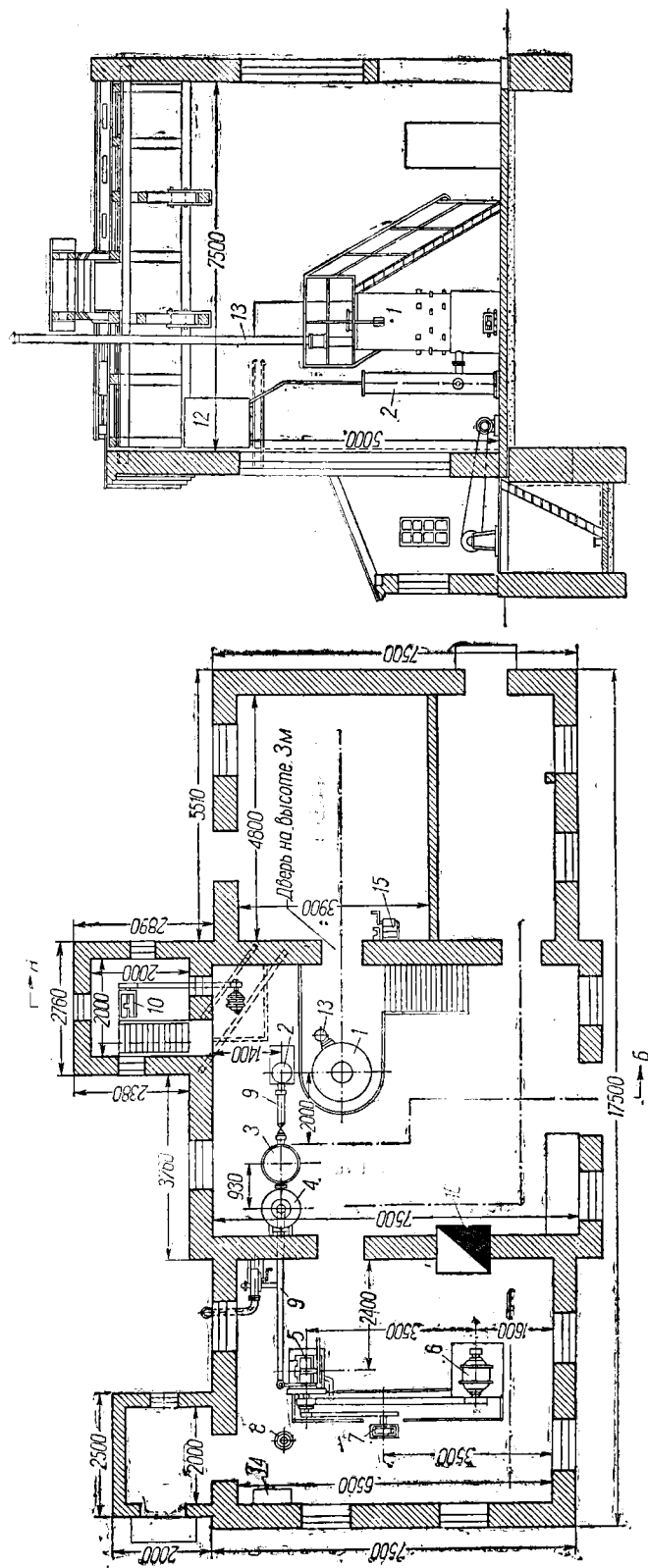
Из очистителя 8 газ направляется в каплеуловитель 9, где из него выпадает унесенная с ним капельная влага и частично обводнённая смола. Из каплеуловителя газ направляется к смесителю газа. Отсос газа из газогенератора и нагнетание его через все агрегаты очистительной аппаратуры производится вентилятором 4.

Помещения электрических станций и размещение в них оборудования

Здания электрических станций обычно состоят из двух смежных помещений: в одном из них размещено оборудование силовой части установки—двигатели и электрогенераторы, во втором размещаются газогенераторы и газоочистительное оборудование. В целях обеспечения противопожарных мероприятий между машинным и газогенераторным помещениями устраивается брандмауэрная стена, выступающая над поверхностью крыши на 800—850 мм. Здания станций должны быть кирпичными. Газогенераторное помещение междуэтажного перекрытия не имеет, потолок в нём может подшиваться под крышу и изнутри, так же как и стены помещения, покрывается огнеупорной штукатуркой, листовым железом с прокладкой войлока, пропитанного глиняным раствором или асбестом. Пол в обоих помещениях цементный или асфальтовый.

Помещения газогенераторных станций должны иметь хорошую приточно-вытяжную вентиляцию (окна в газогенераторном помещении располагаются в два яруса). В машинном помещении для отопления его в зимнее время должна быть установлена кирпичная печь.

Размеры газогенераторного и машинного помещений станции зависят от мощности установки и схемы её работы, а также от количества устанавливаемых агрегатов. Расстояние от станции до ближайших жилых или хозяйственных построек должно быть не менее 300 м. Рядом с газогенераторным помещением необходимо построить крытое помещение для разделки и сортировки топлива. Здесь же должно быть установлено подъёмное приспособление для подачи топлива на загрузочную площадку газогенератора.



Фиг. 34. Общий вид электрической станции на торфе мощностью 45 л. с. с газогенератором УТГ-5-45 и двигателем 2 ГЧ 18/26:
 1 — газогенератор; 2 — стоек; 3 — комбинированный очиститель; 4 — нагнетатель; 5 — двигатель; 6 — электродвигатель; 7 — компрессор; 8 — пусковой баллон; 9 — газопровод; 10 — водный насос; 11 — вентилятор отсасывающий; 12 — водонапорный бак; 13 — дымовая труба; 14 — электрический щит; 15 — лебедка; 16 — печь.

Помещение должно удовлетворять следующим требованиям технической эксплуатации:

1. В газогенераторном помещении аппаратуру желательнее размещать по осевой линии помещения с промежутками между отдельными агрегатами 600—700 мм. Расстояние от стен до газогенератора для удобства обслуживания последнего должно быть не меньше 1,2—1,5 м.

Расстановку газоочистительного оборудования следует производить с таким расчётом, чтобы последний по счёту очиститель находился по возможности ближе к смесителю двигателя. Это сократит длину газопровода и уменьшит сопротивление прохождению газа. Водяные затворы очистительных устройств должны быть забетонированы и тщательно оштукатурены тонким слоем цемента для препятствия утечки воды в почву. Все водяные затворы жолобами объединяются в один отводной рукав, который направляет сбросные воды в общий слив. В газогенераторном отделении рекомендуется установка водяного насоса и водонапорного бака. Ёмкость бака зависит от количества потребляемой установкой воды. Ориентировочно объём его принимают равным двухчасовому расходу воды установкой. Для достаточного напора воды водяной бак должен быть установлен не менее чем на 2 м выше всех мест подвода воды в агрегаты.

2. В машинном отделении размещается оборудование силовой части установки: двигатель, электрогенератор, распределительный щит и т. д.

Двигатель и электрогенератор размещаются таким образом, чтобы расстояние между их осями было не менее 3,5 м. Электрический щит располагается так, чтобы моторист, стоящий у двигателя, мог наблюдать за показаниями приборов. Электрический щит должен иметь ограждение. В газопроводе, подводящем газ к смесителю, обычно устанавливается ручной или имеющий электрический привод (от аккумулятора) вентилятор, который служит для просасывания и заполнения газом газоочистительной аппаратуры и газовой магистрали перед пуском двигателя. Выхлопная труба двигателя может быть выведена вверх через крышу или изогнута в сторону и выведена наружу под полом. Для смягчения шума выхлопа устанавливается глушитель. Над двигателем, вдоль его оси, через все помещение устанавливается кран-балка.

На фиг. 34 изображён общий вид колхозной электростанции с торфяным газогенератором УТГ-5-45 и двигателем 2ГЧ мощностью 45 л. с.

91. ВОДОСНАБЖЕНИЕ И ВОДООЧИСТКА

Водоснабжение. Снабжение электростанций водой имеет большое значение для её нормальной бесперебойной работы, поэтому электростанции желательнее располагать вблизи рек, озёр или прудов.

В случае невозможности расположения станции вблизи имеющихся водных источников, необходимо от них к станции проложить под землёй трубопровод. Для забора воды из источника устанавливают насосы. Если профиль местности позволяет подавать воду от источника к станции самоотёком, то для подвода воды сооружают крытые траншеи, а возле станции приёмный бассейн. Бассейн строят объёмом в 50—100 м³ при минимальной глубине 1,25 м. Излишние воды из бассейна направляют по низменным местам или специально вырытым канавам в ближайший водоём. Стенки бассейна в случае невозможности цементирования, для предохранения от осыпания и размазывания, делают со скосами. На стенки и дно бассейна наносят слой глины толщиной 150—200 мм и покрывают плетёнными из лозы щитами, на которые укладывают крупный щебень.

Водоснабжение станции может быть осуществлено на базе водяной скважины. Снабжение станции водой из скважины является самым надёжным и бесперебойным в работе.

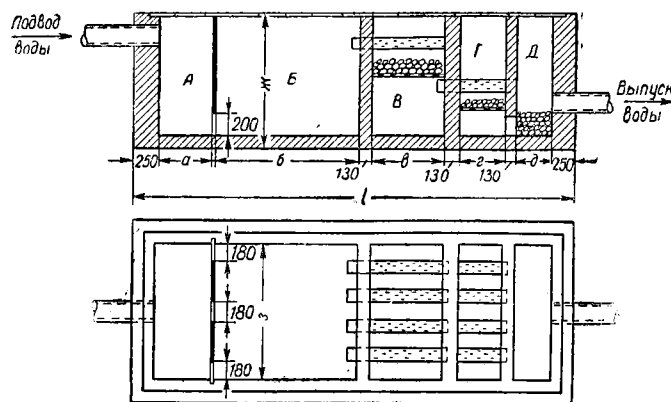
Подача воды на станцию возможна также при помощи ветронасосных установок, имеющих большое распространение. Насосы ветродвигателей В-6 и В-8 легко подают воду на высоту 4—5 м. Для непрерывной работы насоса на ветроустановке как резерв устанавливается электрический двигатель, который включается в работу во время отсутствия ветра.

Водоочистка. Очистка вод, выходящих из очистительно-охладительных устройств газогенераторных станций, является не менее важным мероприятием, чем водоснабжение. Отходящие из мокрых очистителей и стояков подсмольные воды содержат в себе аммиак, уксусную кислоту, фенол и др. примеси, делающие воду ядовитой и наделяющие её неприятным запахом.

Без предварительной очистки подсмольные воды ни в коем случае нельзя направлять в реки или другие существующие водоёмы, а также во впитывающие колодцы, так как наличие фенолов губит находящиеся в водоёмах бактерии, благодаря которым происходит биологическая очистка воды. Спуск указанных вод в пруды и озёра может привести к гибели животных и рыб, их населяющих.

При сбросе отходящих вод во впитывающие колодцы происходит постепенное насыщение почвы вредными веществами, что может отразиться на чистоте воды в колодцах для питьевой воды.

Для очистки и обезвреживания подсмольных вод их пропускают через специальные фильтры. Схема такого фильтра изображена на фиг. 35.



Фиг. 35. Фильтр для очистки сточных вод.

Фильтр представляет собой цементированный бассейн с четырьмя перегородками. Отсек *А* имеет перегородку с тремя отверстиями в нижней её части и служит для выделения из воды сгустков смол, которые всплывают на поверхность. Пройдя отсек *А*, вода проходит отсек *Б* и попадает через дырчатые трубы в отсек *В*, в котором на сетке находится слой кокса (минерального или торфяного) или известняка. Указанный наполнитель служит для поглощения фенолов и задержания смол. Из отсека *В* вода попадает в отсек *Г* с коксовой насадкой, а из него в отсек *Д*, имеющий насадку из древесного угля. Древесный уголь хорошо поглощает уксусную кислоту и фенолы.

Подсмольные воды, пройдя такой фильтр, обезвреживаются и могут быть направлены по открытым канавам в любой водоём. Насадка фильтра подлежит полной замене через полтора-два года работы станции.

В табл. 17 приведены основные размеры фильтра для станций различных мощностей.

Таблица 17

Основные размеры фильтра

Мощность двигателя в л. с.	Размеры фильтра в мм (фиг. 35)							
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>	<i>ж</i>	<i>з</i>
20—40	375	850	550	—	400	3090	1100	1000
45—60	420	1000	600	—	450	3385	1100	1100
65—95	450	1200	650	—	525	3740	1100	1200
100—140	475	1300	700	—	625	4015	1100	1200
150—200	500	1400	700	500	400	4415	1300	1300

Кладка шахты газогенератора

Качество выкладки шахты газогенератора и полное соответствие её проектным чертежам является решающим условием работоспособности всей установки.

Внутренняя часть газогенератора, как правило, выкладывается из огнеупорного кирпича не ниже класса *Б*, соответствующего ГОСТ 389-41.

Наружная облицовка шахты газогенератора может быть металлической или выложенной из строительного кирпича марки 75, соответствующего ГОСТ 350-41. Из этого же кирпича может быть выложена внутренняя верхняя часть шахты. Минимальное расстояние от наивысшего места подвода воздуха в шахту до начала кладки из строительного кирпича должно быть не менее 600—700 мм.

Кладка из строительного кирпича ведётся на глинопесчаном растворе, состоящем из 60—80% обыкновенной глины и 10—20% песка. Раствор должен быть густым — на 1 м³ смеси 300 л воды. Пропорция глины и песка зависит от жирности глины.

Кладка из огнеупорного кирпича производится на растворе, состоящем из шамотного порошка, огнеупорной глины и воды. Шамотный порошок готовится из обожжённой огнеупорной глины или из боя шамотного кирпича, для чего куски кирпича толкутся и просеиваются через сито с ячейками 1,5 мм. Шамотный раствор должен состоять из 60—70% шамотного порошка и 25—30% огнеупорной глины.

Фундамент под газогенератор выкладывается из бута или кирпича на цементном растворе. Водяной затвор после выкладки тщательно оштукатуривается (железнится) цементным раствором.

Кладку шахты газогенератора можно начинать только при наличии всего комплекта металлических частей газогенератора. При наличии металлического каркаса последний должен быть установлен на фундамент строго вертикально, а стенки его по мере выкладки шахты внутри обкладываются листовым асбестом. Если предусмотрена засыпка между наружным кожухом и кладкой шахты, тогда кладка не доводится до стенок кожуха на расстояние 50—80 мм.

Для засыпки применяется сухая просеянная зола или песок; засыпка производится по мере выкладки шахты.

Для создания надёжной герметичности кладки толщина швов не должна превышать 2—3 мм.

Рекомендуется предварительно, до кладки кирпичей на раствор, выкладывать каждый ряд насухо с тщательной подгонкой и притиркой одного кирпича к другому.

При кладке строго должна соблюдаться перевязка швов в пределах $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$ кирпича. Поэтому в техническом проекте обязательно должны быть чертежи порядовой кладки шахты.

На фиг. 36 представлен продольный разрез газогенератора УТГ-5-45 с порядовкой.

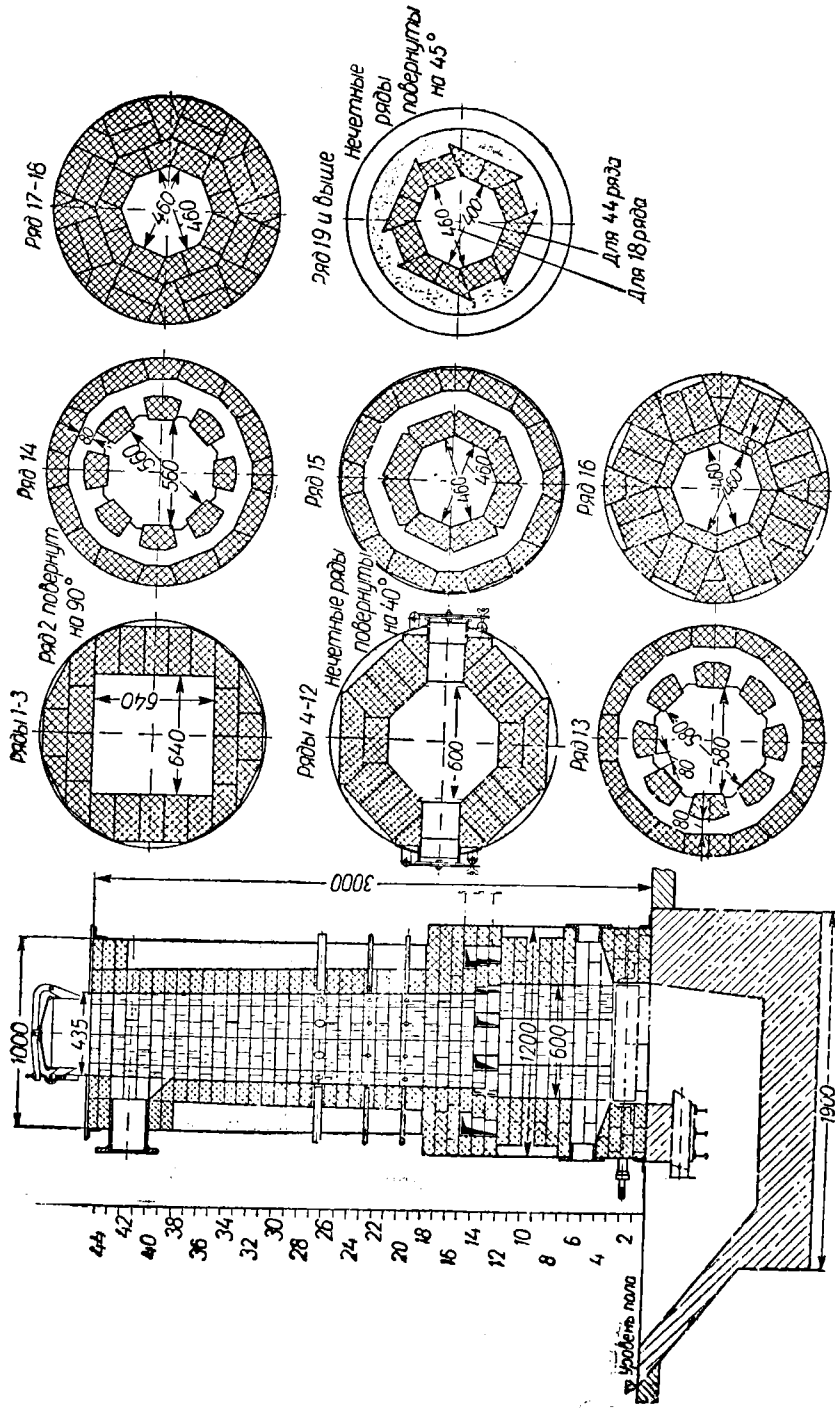
Сушка газогенератора после кладки

Окончив кладку газогенератора, устанавливают его верхний лист с загрузочной горловиной и приступают к сушке футеровки шахты.

Сушка шахты разбивается на два периода: а) воздушная сушка; б) огневая сушка.

Воздушная сушка заключается в проветривании шахты через открытые топочные дверки, загрузочный люк и дымовую трубу в течение двух-трёх суток. Такая сушка необходима для предотвращения появления трещин в футеровке. После воздушной сушки приступают к огневой, для чего два-три раза в сутки производят 1,5—2-часовую протопку шахты сухими дровами, положенными на колосниковую решётку, при этом огонь не должен быть сильным.

Огневая сушка производится в течение трёх-четырёх дней с постепенным увеличением нагрева стенок шахты. В период окончания сушки производится проверка газогенераторной установки в сборе на герметичность.



Фиг. 36. Продольный разрез кладки шахты газогенератора УГГ-5-45 с порядовкой.

Первоначальный розжиг газогенератора

Для розжига отбирают самое сухое рабочее топливо без примеси мелочи. Кроме того, для розжига необходимо иметь растопочный материал—древесные стружки и нарубленные сухие дрова.

Первоначальный розжиг газогенератора независимо от процесса газификации, по которому он работает, производят на естественной тяге, создаваемой дымовой трубой.

При различных процессах газификации необходимо создавать реакционные зоны различной высоты, что определяет метод розжига газогенератора.

Затрата времени на первоначальный розжиг газогенератора зависит от вида и качества рабочего топлива и габаритных размеров газогенератора. Время, затрачиваемое на первоначальный розжиг, колеблется в среднем от 5 до 8 час. Перед розжигом заполняют водой затвор газогенератора до положенного уровня, закрывают задвижку, отъединяющую газогенератор от очистительных устройств, закрывают все воздухоподводящие фурмы газогенератора и открывают дымовую трубу.

На колосниковую решётку газогенератора насыпают слой сухих дров; для лучшего их воспламенения через топочные дверки закладывают небольшое количество стружки, смоченной керосином или маслом. Высота слоя дров на решётке должна быть не менее 300—400 мм. Поверх дров насыпают слой рабочего топлива высотой 500—600 мм. Дрова зажигают, топочные дверки держат открытыми.

При пробивании пламени через ранее загруженный слой топлива производят догрузку топлива небольшими порциями. Розжиг газогенератора ведут таким образом до наполнения нижней части газогенератора коксом и появления раскалённого топлива в нижнем ряду фурм (для обращённого и двухзонного процессов). После этого прикрывают топочные дверки, открывают полностью нижний ряд фурм и выдерживают газогенератор в таком состоянии до появления огня во втором ряду фурм, тогда закрывают первый, а второй держат открытым до появления огня в третьем ряду и т. д. до тех пор, пока не достигнут необходимой высоты реакционной зоны.

Розжиг газогенератора считается законченным тогда, когда шахта его заполнена коксом до уровня рабочих фурм, что проверяется пропусканием шуровки через фурменные отверстия. (Шуровка должна проходить свободно, не встречая на своём пути непрококсавшегося топлива).

После окончания розжига прошуровывают шахту, открывают задвижку, соединяющую газогенератор с магистралью, просасывают газ вентилятором через магистраль и очистительные агрегаты и пробуют его на горючесть в пробнике, прикрыв дымовую трубу. Получив устойчиво горящий факел газа, приступают к запуску двигателя. Если газ не горит, продолжают розжиг газогенератора и через некоторое время опять пробуют газ на горючесть.

Во время работы двигателя держат открытыми те ряды фурм, которые указаны в инструкции.

При розжиге газогенератора прямого процесса нужная высота реакционной зоны определяется по накали опущенного в шахту контрольного прута или шуровки, имеющих деления, а также наблюдением через специальные гляделки. Во время его работы дымовая труба должна быть плотно закрыта.

Розжиг бесколосниковых газогенераторов отличается от вышеописанного тем, что в нижней части газогенератора предварительно создаётся шлаковая подушка, состоящая из кусков старого шлака или крупного щебня, засыпаемых в водяной приямок. Уровень шлаковой подушки для различных газогенераторов указывается в инструкциях, но, как правило, он должен быть выше уровня воды в приямке на 200—250 мм.

Розжиг газогенератора после длительного простоя

После длительного простоя (5—7 суток) розжиг газогенератора с оставшимся в нём топливом значительно сокращается, так как шахта газогенератора заполнена топливом, подготовленным к газификации.

Розжиг газогенератора при этих условиях производится так: открывают дымовую трубу, а затем топочные дверки. С целью уплотнения топлива через загрузочный люк газогенератора производят лёгкую его шуровку. Через топочные дверки закладывается небольшое количество растопочного материала, который зажигается. После достижения необходимого уровня раскалённой реакционной зоны производят указанные выше операции.

Розжиг такого газогенератора длится от 2 до 2,5 часа в зависимости от рода топлива и его влажности.

Пуск газогенератора после короткого простоя

При остановках газогенератора на время от одного до трёх часов дымовая труба полностью не перекрывается и розжига как такового не требуется. В таком случае кокс в реакционных зонах находится в тлеющем состоянии, и для возобновления его горения достаточно прососать газ через магистраль и очистительные агрегаты отсасывающим вентилятором в течение 20—30 мин.

Если после указанного срока работы вентилятора газ горит неустойчиво, прекращают отсасывание газа и переводят газогенератор на самотягу или включают дутьё. Задержка в получении устойчиво горящего газа после коротких простоев может произойти при работе на высоковлажном топливе (более 33—35%). В таких случаях при остановках двигателя дымовую трубу газогенератора следует держать полностью открытой.

93. ОБСЛУЖИВАНИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Устойчивая и надёжная работа двигателей на газе зависит в основном (исключая качество самой установки) от технической правильной эксплуатации газогенераторной установки. Обслуживающий установку персонал должен хорошо знать не только конструкцию установки, но и правила ведения нормального процесса газификации топлива в газогенераторе.

Для обеспечения получения газа высокого качества необходимо проводить следующее: а) контроль при помощи приборов; б) определение работы газогенератора по его состоянию; в) правильное распределение подачи воздуха и пара; г) поддержание постоянного уровня топлива в шахте; д) устранение прогаров и зависания топлива; е) своевременное удаление шлаков и золы из шахты; ж) подачу воды в очистители и поддержание их насадки в чистоте; з) своевременный ремонт газогенератора и очистительной аппаратуры.

Указания о выполнении перечисленных мероприятий в каждом отдельном случае, в зависимости от типа установки, должны быть чётко сформулированы в краткой инструкции, доведены до обслуживающего персонала и вывешены, в виде предупреждений, возле тех агрегатов, к которым они относятся.

Контроль при помощи приборов. Контроль при помощи устанавливаемых приборов даёт возможность: оценивать работу газогенератора и очистительной аппаратуры в каждый отдельный момент, устанавливать нужный режим и предупреждать нежелательные изменения его.

Обычно в силовых газогенераторных установках контролируемыми величинами являются: 1) температура газа после газогенератора; 2) разрежение после газогенератора; 3) разрежение после каждого очистительного устройства; 4) температура газа после каждого охладительного устройства; 5) температура газа перед двигателем.

Определение работы газогенератора по его состоянию. Состояние газогенератора можно определить по накалу слоя топлива и внешнему виду горящего в пробнике газа. Накал поверхности топлива определяется наблюдением через фурмы или специальные гляделки газогенератора, а накал слоя топлива в глубине шахты определяется путём пропускания поперёк (через фурмы) или вдоль (через шуровочные отверстия) шахты прута $\varnothing 16-19$ мм. Прут должен иметь деления, указывающие правильное расположение зон в газогенераторе.

Внешний вид горящего газа в пробнике даёт довольно ясную картину того, что происходит в газогенераторе; так, например, если газ горит голубоватым

пламенем без жёлтых языков, это говорит о высоком его качестве, буровато жёлтый оттенок газа свидетельствует о большом содержании в газе смол. Красноватый оттенок пламени указывает на низкое содержание горючих частей. Голубоватое пламя с белой сердцевинкой (ядром) говорит о большом содержании в газе влаги.

Распределение подачи воздуха и пара. Распределение подачи воздуха производится открытием или закрытием того или иного ряда фурм. Присадка пара к воздушному дутью довольно эффективно влияет на температурный режим газогенератора.

Поддержание постоянного уровня топлива в шахте и устранение прогаров и зависания топлива. Уровень топлива в шахте необходимо всегда держать постоянным. Загрузка топлива должна производиться регулярно, небольшими порциями. При продолжительных перерывах в загрузках слой топлива в газогенераторе прогорает, что влияет на качество получаемого газа. При больших диаметрах шахт в газогенераторах могут образовываться местные прогары, которые ликвидируются шуровкой слоя и засыпкой в места прогаров свежего топлива. Общий прогар топлива в газогенераторе устраняется догрузкой топлива до положенного уровня.

Не реже одного раза в час необходимо прошуровывать шахту газогенератора длинной пикой или специальным шуровочным приспособлением. Шуровка шахты газогенератора, как правило, совпадает с догрузкой топлива и производится с целью устранения возможных зависаний топлива, разламывания образовавшихся шлаковых сводов и оббивание шлаковых настывей со стенок шахты газогенератора.

Удаление шлаков и золы. В газогенераторах с неподвижной колосниковой решёткой производится периодическая ручная очистка последней от золы и шлака.

Периодическая очистка решётки отрицательно сказывается на режиме газогенератора, вызывая ухудшение состава газа и его теплотворной способности. В газогенераторах с механическим удалением шлака и золы (с вращающимися поддонами или решётками) очистка производится более равномерно и на состав газа почти не влияет.

Вращение поддона или решётки необходимо давать непрерывное с малой скоростью. Зола и шлаки, удаляющиеся с неподвижных решёток, ссыпаются обычно в гидравлические затворы, где гасятся, а затем извлекаются специальными скребками. Зола и шлаки, удаляемые механическим путём,сыпаются в погашенном состоянии в вагонетки и вывозятся со станции к местам свала.

Подача воды в очистители. Подача воды в мокрые очистители осуществляется при помощи дырчатых брызгал, форсунок с отбойными пластинками и кольцевых трубок с отверстиями. Для нормальной работы указанных устройств необходимо ежедневно проверять и при необходимости прочищать отверстия в брызгалах или форсунках. Прочистка брызгал необходима также в случае внезапного повышения температуры газа за тем или иным очистителем.

Прочистка брызгал возможна только при остановке газогенератора. Для прочистки необходимо отсоединить проверяемый агрегат от газогенератора и высосать весь оставшийся в нём газ отсасывающим вентилятором и в достаточной мере провентилировать агрегат.

Проверка состояния насадки очистителей производится при резком повышении сопротивления того или иного из них и может заключаться в промывке в горячей воде или полной смене насадки.

Ремонт газогенератора. Различают: текущий и капитальный ремонты.

Текущий ремонт заключается в смене и исправлении вышедших из строя частей. Производится на ходу или при кратковременных остановках агрегата. Капитальный ремонт состоит в единовременной смене или ремонте частей газогенератора. В капитальный ремонт входит перекладка шахты, замена или ремонт колосниковой решётки и т. д. Капитальный ремонт требует продолжительной остановки агрегата.

Текущий и капитальный ремонты должны проводиться в планово-предупредительном порядке, для чего заранее составляется план проведения ремонта. На станции должен быть заведен журнал ремонтов, где отмечают время и характер ремонтов.

94. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ И ПРОТИВОПОЖАРНЫЕ МЕРОПРИЯТИЯ

Специфические условия работы возле газогенераторных установок требуют беспрекословного соблюдения обслуживающим персоналом правил техники безопасности, а со стороны руководящего технического персонала — выполнения мероприятий по охране труда.

Газогенераторное и машинное помещения должны содержаться в чистоте, хорошо освещаться и вентилироваться. Металлические щиты, закрывающие расположенные в полу трубы и ступеньки лестницы к загрузочной площадке, не должны иметь гладкой скользкой поверхности. Для придания поверхностям шероховатости на них при помощи электросварки наносятся полосы. Загрузочная площадка газогенератора и ведущая на неё лестница должны иметь прочные перила высотой 0,9—1,0 м.

Все приводы и передачи должны иметь ограждения. Температура в помещениях в период пуска и работы установки не должна быть ниже 15°. При обслуживании газогенератора необходимо помнить, что даже незначительные прососы генераторного газа в помещение могут привести к тяжёлому отравлению и даже смерти, так как генераторный газ содержит от 12 до 28% угарного газа CO. Поэтому необходимо сейчас же после обнаружения устранять все неисправности как в газогенераторе, так и в очистительной аппаратуре и газопроводе.

При загрузке и шуровке топлива, особенно при ручном обслуживании газогенератора, не следует наклоняться к отверстиям, из которых в этот период пробивается газ. Запрещается проводить наблюдения за работой газогенератора через фурмы и шуровочные отверстия в непосредственной к ним близости. Ремонт шахты газогенератора, смену насадки в очистителях и ремонт последних можно производить только после надёжного их вентилирования воздухом и полного удаления из них остатков газа.

Смесь генераторного газа с воздухом взрывоопасна, поэтому на станции курить и пользоваться открытым пламенем категорически запрещается.

В случае внезапной остановки двигателя на станции должно быть обеспечено аварийное электрическое освещение от аккумуляторной батареи; пользоваться керосиновыми лампами или лампами без предохранительных сеток запрещается.

Станция должна быть укомплектована противопожарным инструментом, необходимым количеством огнетушителей и ящиков с песком.

На станции должна быть пожарная сигнализация. В машинном отделении не должно быть запасов масла и прочих горючих материалов. Самовозгорающиеся промасленные тряпки должны собираться в железный ящик с крышкой и ежедневно выноситься в специально отведенное место.

ЛИТЕРАТУРА

1. Богданов Н. Н., Полукоксование и газификация торфа, Госэнергоиздат, 1947.
2. Гинзбург Д. Б., Газификация топлива и газогенераторные установки, Газлегпром, 1938.
3. Дедков С. В., Перевод двигателя внутреннего сгорания на генераторный газ, Гизместпром, 1943.
4. Дорфман М. Е., Газогенераторная установка для двигателей малой мощности, Заготиздат, 1945.
5. Игнатов А. Г., Практическое руководство по переводу стационарных двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо, атлас с текстом, НККХ, 1944.

6. Руководство по устройству и изготовлению газогенераторных станций, Гостоптехиздат, 1949.
 7. Рыбников Г. В., Руководство по переводу нефтяных двигателей на газогенераторное топливо, НКЗ, 1945.
 8. Халкипов Г., Применение торфа в автотракторных газогенераторах, Лениздат, 1945.
 9. Шолудько И. М., Силові газогенераторні установки на торфі, Держтехвидав УРСР, 1947.
 10. Членов А. Г., Современные газогенераторы, ОНТИ, 1934.
-

95. ЗАДАЧИ ТЕПЛОВОГО КОНТРОЛЯ И АВТОМАТИЗАЦИИ

Сложность управления оборудованием современных теплосиловых установок с применением более совершенных тепловых циклов и схем не допускает возможности экономичной, надёжной и безопасной эксплуатации без применения автоматических приборов. Повышение эффективности отдельных агрегатов и установки в целом, переход на обслуживание одним рабочим нескольких агрегатов, широкая механизация рабочих процессов требуют оснащения теплосиловых установок приборами и аппаратами для возможности контроля и управления их работой. Не менее важным является учёт вырабатываемой и потребляемой энергии, который также невозможен без наличия достаточного количества измерительных приборов.

Безаварийность и безопасность работы теплосилового оборудования, экономная эксплуатация, при которой расход топлива, пара и электроэнергии на собственные нужды минимальны при достижении высокого к. п. д. всей установки в целом, совершенно невозможны без надлежащего оснащения приборами теплового контроля и управления.

Потребность в автоматическом регулировании и управлении за последние годы необычайно возросла. Внедрение непрерывных методов производства, повышение скоростей технологических процессов и увеличение производительности оборудования не могут быть осуществлены без широкого применения средств автоматизации. Применение устройств автоматизации в теплосиловых установках значительно повышает качество управления, обеспечивает недостижимые при ручном обслуживании быстроту и точность реагирования на все отклонения от нормальной работы агрегатов, повышает надёжность и культуру эксплуатации, увеличивает средний эксплуатационный к. п. д., сокращает количество обслуживающего персонала, резко облегчает его труд и создаёт условия для стахановского многоагрегатного обслуживания.

Задачи теплового контроля и автоматизации ТСУ — теплосиловых установок — в основном сводятся к следующему:

- а) обеспечить возможность эксплуатационному персоналу правильно, надёжно и экономно вести работу агрегатов;
- б) дать возможность эксплуатационному персоналу своевременно заметить изменения режима работы агрегатов и правильно ориентироваться в случае возникновения аварий;
- в) обеспечить составление точного отчёта работы отдельных агрегатов и установки в целом;
- г) обеспечить более чёткую работу оборудования по графику;
- д) дать лучшую возможность контроля работы обслуживающего персонала;
- е) обеспечить лучшее изучение режима работы отдельных агрегатов и цехов в целях возможной интенсификации производственных процессов;
- ж) обеспечить безопасную и безаварийную работу агрегатов, что даст возможность продлить срок службы оборудования;
- з) сократить численность, поднять квалификацию обслуживающего персонала и облегчить условия труда.

96. ПРИБОРЫ ТЕПЛООВОГО КОНТРОЛЯ

Эксплуатационные приборы теплового контроля разделяются на местные и дистанционные, которые в свою очередь разделяются на оперативные и учётные. По способу отображения измеряемых величин приборы делятся на показывающие, самопишущие (регистрирующие) и суммирующие (счётчики).

Кроме указанных имеются ещё лабораторные (переносные) приборы с повышенной точностью измерения, служащие для контроля и поверки рабочих приборов, а также для более точных замеров во время испытаний оборудования.

По роду измеряемых величин приборы теплового контроля разделяются на следующие группы: а) приборы для измерения температуры; б) для измерения давления и разрежения, в) для измерения расхода; г) для измерения уровня, д) для анализа дымовых газов (газоанализаторы); е) для измерения количества тепла (тепломеры); ж) для измерения солесодержания (солемеры); з) для измерения влагосодержания пара; и) для измерения числа оборотов (тахометры).

Измерение температуры

По принципу действия приборы для измерения температуры разделяются на следующие группы: 1) ртутные стеклянные термометры; 2) манометрические термометры; 3) термоэлектрические пирометры; 4) электрические термометры сопротивления; 5) оптические и радиационные пирометры.

Ртутные стеклянные термометры являются приборами местного контроля и могут устанавливаться только в местах, удобных для наблюдения.

Термометры с другими жидкостями применяются, главным образом, только для измерения низких температур (спиртовые до $\pm 65^\circ$, толуоловые до -95°).

Ртутные термометры изготовляются двух видов — палочные и со вложенной шкалой. Для измерения температуры от 30 до $+550^\circ$ они изготовляются из специального термометрического стекла, а для измерения температуры до $+750^\circ$ — из кварца. В зависимости от условий измерения, ртутным термометрам придаётся соответствующая форма — прямые и изогнутые под углом с различной длиной хвостовой части. Для сигнализации предельных температур применяются контактные ртутные стеклянные термометры с двумя и тремя контактами.

Манометрические термометры служат для измерения температуры от -130 до $+550^\circ$ и изготовляются трёх типов: 1) показывающие; 2) самопишущие; 3) контактные.

Манометрический термометр состоит из термобаллона, погружаемого в измеряемую среду, соединительного капилляра и трубчатой пружины, свободный конец которой соединяется с помощью передаточного механизма со стрелкой. Термометр заполняется рабочим веществом и соединяется герметично.

Манометрические термометры разделяются на жидкостные, паровые и газовые. Давление жидкости, пара или газа находится в прямой зависимости от измеряемой температуры. Преимущество манометрических термометров перед ртутными стеклянными термометрами — механическая прочность и возможность передачи показаний на расстоянии до 60 м от места измерения.

К недостаткам манометрических термометров относится: трудность ремонта при требовании абсолютной герметичности системы.

Следует заметить, что на правильность показания жидкостного термометра влияет температура окружающей среды, поэтому для повышения точности показаний в случае применения длинных капилляров используют специальное компенсационное устройство, состоящее из параллельного капилляра без термобаллона.

Паровые манометрические термометры отличаются от жидкостных малой габаритностью и более высокой чувствительностью, позволяющими широко применять такие термометры для контроля температуры подшипников.

В паровых манометрических термометрах термобаллон заполняется на $\frac{2}{3}$ низкокипящей жидкостью, а капилляр и пружину заполняют глицерином в смеси с водой или спиртом, капилляр служит только для передачи давления, возникающего в термобаллоне вследствие его нагрева. Благодаря этому на показания практически не влияет температура окружающей среды.

Газовые манометрические термометры наполняются азотом, реже гелием. Пределы измерения температур от -130 до $+550^\circ$. Вся система заполняется газом под давлением $10-35 \text{ кг/см}^2$ и при длине капилляра до 60 м температура окружающей среды не оказывает существенного влияния.

Техническая характеристика газовых и паровых манометрических термометров, изготовляемых в СССР, приведена в табл. 1.

Таблица 1

Характеристика газовых и паровых манометрических термометров

Тип термометра	Общая характеристика прибора
ТГ-170	Газовый, показывающий, в малом корпусе (диаметром 260 мм)
ТГ-270	То же в большом корпусе (диаметром 365 мм)
ТГ-310	Газовый самопишущий в малом корпусе с приводом диаграммы от часового механизма
ТГ-320	То же с записью двух кривых
ТГ-410	Газовый, самопишущий, в большом корпусе с приводом диаграммы от часового механизма
ТГ-420	То же с записью двух кривых
ТГ-510	Газовый, самопишущий, в малом корпусе с приводом диаграммы от синхронного электродвигателя
ТГ-610	То же в большом корпусе
ТГ-620	То же в большом корпусе с записью двух кривых
ТДП-125	Паровой, показывающий, в корпусе диаметром 60 мм , шкала $0-125^\circ$
ТДП-125	То же в корпусе диаметром 80 мм
ТС-М	Показывающий с термоконтактным сигнализирующим устройством—шкала $0-100^\circ$, сигнализация на 100° (капилляр 15 или 30 м)

Диаметр термобаллона парового термометра равен 10 мм , а газового 22 мм . Длина термобаллона в газовых термометрах переменная и зависит от длины капилляра.

При длине капилляра 10 м рабочая длина термобаллона 186 мм и 408 мм при длине капилляра 60 м ; для промежуточных значений длины капилляра длина термобаллона изменяется в указанных выше пределах. Газовые и паровые манометрические термометры изготовляются с капилляром длиной $10, 20, 30, 45$ и 60 м . Нижний предел шкалы газовых термометров 0° , а верхний — $110, 150, 200$ и 300° , погрешность измерения $\pm 2\%$ от максимального значения шкалы прибора.

Термоэлектрические пирометры (термопары). Измерение температур термоэлектрическими пирометрами основано на свойстве двух разнородных проводников, спаянных на концах, возбуждать термоэлектродвижущую силу (т. э. д. с.) при разных температурах в местах спайки.

Величина т. э. д. с. зависит от рода проводников и разности температур на их концах (спаях).

Наибольшее распространение получили термопары из благородных и неблагородных металлов.

Термопары из благородных металлов применяются, главным образом, для измерения температур свыше $900-1000^\circ$. Наибольшее применение имеет платиноводородная — платиновая (ТП) термопара, которая является эталонной, предел измерения от 300° до 1300° при длительном применении и до 1600° — при кратковременном нагреве.

Термопары из благородных металлов применяются для измерения температуры до 900—1000°.

Таблица 2

Основные технические данные термопар

	Градуировка								
	ПП		421	ХА		ХК		ЖК	
	ТП-II	ТП-III	ТБ-II	ТХ-VIII	ТХ-XIII	ТХК-VIII	ТХК-XIII	ТЖК-VIII	ТЖК-XIII
Максимальная температура в град., на которую градуируется термопара	1600	1600	1300	1100	1100	800	800	800	800
Эксплуатационная температура в °С (границы применения термопары)	1300	1300	1100	900	900	600	600	600	600
Наибольшее допустимое давление измеряемой среды в кг/см ²	Атмосферное			30	Атмосферное	30	Атмосферное	30	Атмосферное
Длина термопары в мм	475	1000	475	350	500	350	500	350	500
	975	1250	975	400	750	400	750	400	750
	1225	1500	1225	500	1000	500	1000	500	1000
	1475	—	1475	600	1250	600	1250	600	1250
	1975	—	1975	950	1500	950	1500	950	1500
Максимальная глубина погружения в мм	—	—	—	1500	2000	1500	2000	1500	2000
	300	300	300	150	200	150	200	150	200
	500	1100	500	200	200	200	200	200	200
	500	1350	500	300	400	300	400	300	400
	750	—	750	400	400	400	400	400	400
	750	—	750	750	650	750	650	750	650
Минимальная глубина погружения в мм	—	—	—	1300	900	1300	900	1300	900
	200	200	200	—	200	—	200	—	200
Сопротивление изоляции	5 мгом при температуре 20°								

Для защиты от действия горячих агрессивных газов термопары помещаются в специальные защитные трубы, а их термоэлектроды тщательно изолируются один от другого изоляционными материалами (шамотные или фарфоровые бусы).

Так как величина т. э. д. с. термопары пропорциональна разности температур горячего и холодного спаев, то для измерения температуры пользуются магнитоэлектрическими милливольтметрами (гальванометрами), которые уже заранее проградуированы в градусах, или потенциометрами.

Магнитоэлектрические милливольтметры изготавливаются показывающие, с круглой и профильной шкалой, стационарные и переносные самопишущие на одну, три и шесть кривых, а также контактные, предназначенные, главным образом, для регулирования температуры.

Термоэлектродвижущая сила одной термопары может через двухполюсный переключатель измеряться двумя милливольтметрами. Возможно также присоединение через двухполюсный переключатель нескольких термопар к одному милливольтметру. Схема присоединения трёх термопар к милливольтметру типа МПБ-46 через переключатель типа ПТПШ показана на фиг. 1. Для отвода холодного спая (свободных концов) термопар из зоны высоких температур применяются компенсационные провода, развивающие в паре с термоэлектродами

приблизительно равную т. э. д. с. Технические характеристики компенсационных проводов приведены в табл. 3 и 4. Если остальной участок соединительных линий находится в зоне стабильных температур, то дальнейшая проводка ведётся обычными проводами, сечением не менее 1,5 мм².

Таблица 3

Основные технические данные компенсационных проводов для термопар

Марка провода	Тип провода	Назначение	Наружный размер в мм	Пробное напряжение в в	Вес 1 пог. м в кг
ПК-1	Провод с двумя изолированными вулканизированной резиной металлическими жилами сечением 2,5 мм ² каждая в общей оплётке из хлопчатобумажной пряжи, пропитанной асфальтовым составом	Для прокладки в сухих помещениях или в газовых трубах при температуре окружающей среды не выше + 55°	6×11	1000	0,115
ПК-2	Провод с двумя изолированными вулканизированной резиной металлическими жилами сечением 2,5 мм ² каждая в общей оплётке из хлопчатобумажной пряжи, пропитанной асфальтовым составом и в свинцовой оболочке	Для прокладки в сырых помещениях, на открытом воздухе и в помещениях, где возможно воздействие на провод химических реагентов	7,8×12	1000	0,380
ПК-3	Провод с двумя изолированными вулканизированной резиной металлическими жилами сечением 1 мм ² каждая в общей оплётке, пропитанной асфальтовым составом, и в оплётке из стальных оцинкованных проволок	Для установок на транспорте	5,8×9	1000	0,085
ПК-4	Провод с двумя изолированными вулканизированной резиной металлическими жилами сечением 1 мм ² каждая в общей оплётке из искусственного шёлка, пропитанного асфальтовым составом	Для переносных установок при температуре окружающей среды не выше + 55°	4,3×6,1	1000	0,060
ПК-5	Провод с двумя изолированными эмалью и дельта-асбестом металлическими жилами сечением 2,5 мм ² каждая в оплётке из асбестовой пряжи	Для прокладки в местах с температурой окружающей среды не выше + 125°	4,7×7,4	200	0,042
ПК-6	Провод с двумя изолированными эмалью и дельта-асбестом металлическими жилами сечением 1 мм ² каждая в оплётке из асбестовой пряжи	Для прокладки в местах с температурой окружающей среды не выше + 125°	3,9×5,8	200	0,034
ПК-7	Провод с двумя изолированными хлопчатобумажной пропитанной изолирующим составом пряжей металлическими жилами сечением 0,38 и 0,79 мм ² каждая и в свинцовой оболочке	Для прокладки в электрических машинах при температуре среды не выше + 80°	3,7×5,1	200	0,150

Для обеспечения постоянной температуры холодных спаев последние помещаются в специальные коробки спаев с контролем температуры в них при помощи ртутных стеклянных термометров. Так как градуировочные таблицы для термопар составлены с учётом температуры холодных спаев, равной 0°, то при определении т. э. д. с. термопары, в случае если температура холодного спаива будет отличной от 0°, к величине т. э. д. с., измеренной прибором, следует прибавить величину т. э. д. с., соответствующую температуре холодного

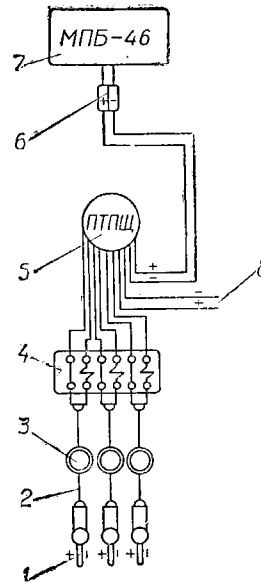
Таблица 4

Характеристика компенсационных проводов

Марка компенсационных проводов	Для каких термодпар предназначается	Материал жил для компенсационных проводов и расцветка их оплётки				Расцветка общих опознавательных нитей, проложенных в проводе	Т. э. д. с., развиваемая в паре между жилами при $t_{\text{вн}} = 0^\circ$ в $\mu\text{В}$	Сопротивление 1 м провода в ом для сечения	
		Электроположительный	Цвет сигнальной нити	Электроотрицательный	Цвет сигнальной нити			1 мм ²	2,5 мм ²
ПК-1М—ПК-7М	Медь—константан (ТМ)	Медь	Красный	Константан	Коричневый	Красный или красный—белый	$4,10 \pm 0,15$	0,52	0,21
ПК-1М—ПК-6М	Хромель—алюмель (ТХ)	»	»	»	»	То же	$4,10 \pm 0,15$	0,52	0,21
ПК-1Ж—ПК-6Ж	Железо—константан (ТЖ)	Железо	»	»	»	Белый	$5,02 \pm 5,05$	0,61	0,24
ПК-1МК—ПК-7МК	Медь—копель (ТМК)	Медь	Красный	Копель	Жёлтый	Красный—жёлтый	$4,76 \pm 0,15$	0,50	0,20
ПК-1ЖК—ПК-6ЖК	Железо—копель (ТЖК)	Железо	Белый	»	»	Белый—жёлтый	$3,75 \pm 0,25$	0,59	0,23
ПК-1ХК—ПК-6ХК	Хромель—копель (ХК)	Хромель	Фиолетовый	»	»	Фиолетовый	$6,90 \pm 0,3$	1,19	0,47
ПК-1ХА—ПК-6ХА	Хромель—алюмель (ТХ)	»	»	Алюмель	Чёрный	Фиолетовый—чёрный	$4,10 \pm 0,3$	1,00	0,42
ПК-1П—ПК-6П	Платинородий—платина (ТП)	Медь	Красный	Слав ТП	Зелёный	Зелёный или зелёный—белый	$0,64 \pm 0,03$	0,05	0,02
ПК-1В—ПК-6В	Платинородий—золото—паладий—платина (ТВ)	»	»	Слав ТВ	Синий	Синий	2,97	0,25	0,10

спая, и по суммарной величине т. э. д. с. определить действительную температуру горячего спая термопары.

Сопротивление всех соединительных и компенсационных проводов вместе с сопротивлением термопары не должно превышать



Фиг. 1. Схема включения милливольтметра через переключатель на три термопары:

1 — термопары; 2 — компенсационные провода; 3 — термостаты холодных спаев; 4 — панель с подгоночными катушками; 5 — переключатель типа ПТПЩ; 6 — клеммы; 7 — профильный гальванометр типа МПВ-46; 8 — клеммы для присоединения делителя напряжения и контрольного прибора при проверке.

определённой величины ($R_{\text{вн}}$), указанной на шкале милливольтметра.

В качестве вторичных приборов для измерения температуры в теплосиловых установках применяются милливольтметры следующих типов: а) профильные показывающие МПВ-46; б) прямоугольной формы показывающие МС-08; в) самопишущие СГ на одну, три и шесть кривых, СГ-1; СГ-3 и СГ-6;

г) переносные контрольные МП-08. Кроме указанных милливольтметров, в эксплуатации находятся выпускавшиеся ранее, снятые в настоящее время с производства, технические приборы ГНЗС (круглые), а также контрольные переносные приборы типов ГПКП и ГНКП.

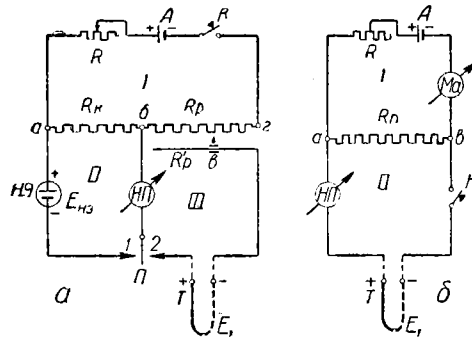
Основные технические данные милливольтметров ПГУ и СГ приведены в табл. 5. Основная погрешность милливольтметров ПГУ и СГ $\pm 1,5\%$ от диапазона шкалы, переносных $\pm 1,0\%$ от диапазона шкалы.

Пределы измерений и величины внешних сопротивлений для технических милливольтметров даны в табл. 6, а для переносных милливольтметров типа МП-08 — в табл. 7.

Компенсационный метод измерения температуры заключается в том, что развиваемая термопарой т. э. д. с. компенсируется равным ей по величине, но обратным по знаку напряжением от вспомогательного источника тока,

которое затем измеряется с большой точностью. Компенсационные приборы (потенциометры) разделяются на две группы: с постоянной и с переменной силой тока в измерительной цепи.

На фиг. 2,а показана принципиальная схема потенциометра с постоянной силой тока в измерительной цепи. Прибор состоит из трёх электрических контуров. Контур I — измерительная цепь источника постоянного тока (аккумулятор или сухой элемент), контур II — цепь нормального ртутно-кадмиевого элемента и контур III — цепь термопары. Нормальный элемент развивает при 20° постоянную электродвижущую силу, равную 1,0183 в. Измерение при помощи потенциометра производится следующим образом. Переключатель



Фиг. 2. Принципиальные схемы потенциометров:

а — с постоянной силой тока в измерительной цепи; б — с переменной силой тока в измерительной цепи; НП — нуль-прибор; НЭ — нормальный элемент; Т — термопара; R — регулировочный реостат; А — источник постоянного тока (аккумулятор или сухой элемент); R_k — контрольное сопротивление; R_p — измерительное сопротивление (реохорд); R_n — номинальное сопротивление; К — кнопочный переключатель (ключ).

II ставят в положение 1 (контроль), нажатием ключа К замыкают цепь контура I и реостатом R регулируют силу тока до тех пор, пока стрелка нуль-прибора не станет на нуль. Это значит что электродвижущая сила нормального элемента $E_{н.э}$ уравновешена (компенсирована) обратным ей по знаку падением напряжения на контрольном сопротивлении R_k (участок ab). В этом случае сила тока в измерительной цепи будет равна

$$I = \frac{E_{н.э}}{R_k} . \quad (1)$$

После того как в контуре I установлена определённая сила тока, переключатель II ставят в положение 2 (измерение), в результате чего подключается контур термопары III. Посредством ключа К вновь замыкают измерительную цепь и при помощи скользящего по реохорду R_p контакта изменяют величину сопротивления R'_p участка реохорда бв до установки стрелки нуль-прибора на нуль. При полной компенсации т. э. д. с. термопары получим равенство

$$E_t = IR'_p$$

или, заменяя I по уравнению (1), будем иметь

$$E_t = \frac{E_{н.э}}{R_k} \cdot R'_p, \quad (2)$$

Таблица 5

Основные технические данные милливольтметров ПГУ и СГ (шкала приборов и сопротивления элементов измерительной цепи)

Тип терморпары, с которой в комплекте работает прибор	Градуировка	Шкалы прибора в град.	Температура про-должительн. работы прибора в граду.	Полное сопротивление цепи прибора в ом		Сопротивление рамки прибора в ом		Внешнее сопротивление в ом	
				ПГУ	СГ	ПГУ	СГ	ПГУ	СГ
ТП	ПП	0—1600	1300	160—220	250—300	160—200	190—210	15	15
ТБ	421	0—1300	1100	180—240	260—320	70—100	100—120	15	15
ТХ	ХА	0—1100	900	60—90	240—280	50—70	100—120	5; 15; 25; 50;	5; 15; 25;
ТХ	ХА	0—800	800	70—105	250—300	50—70	100—120	5; 15; 25;	5; 15; 25;
ТХ	ХА	0—600	600	55—80	320—360	50—70	215—235	5; 15	5; 15;
ТХ	ХА	400—900	900	—	300—350	—	190—210	—	5; 15; 25;
ТХК	ХК	0—800	600	75—110	260—300	50—70	100—120	15; 25; 50;	5; 15; 25;
ТХК	ХК	0—600	600	65—95	270—310	50—70	100—120	15; 25;	5; 15; 25;
ТХК	ХК	0—400	400	65—95	240—290	50—70	100—120	15; 25;	5; 15; 25;
ТХК	ХК	0—300	300	50—75	300—340	50—70	215—235	15;	5; 15; 25;
ТЖК	ЖК	0—800	600	70—105	250—300	50—70	100—120	5; 15; 25; 50;	5; 15; 25;
ТЖК	ЖК	0—600	600	80—120	260—300	50—70	100—120	5; 15; 25;	5; 15; 25;
ТЖК	ЖК	0—400	400	55—105	320—360	50—70	215—235	5; 15;	5; 15; 25;

Таблица 6

Пределы измерений и величины внешних сопротивлений технических милливольтметров

Тип терморпары	Пределы шкалы прибора в град.	Внешнее сопротивление в ом		
		МПБ-46	МС-08	СГ
ТП	0—1600	15	—	15
ТХ	0—600	5; 15	5; 15	5; 15; 25
	0—800	5; 15; 25	5; 15; 25	5; 15; 25
	0—1100	5; 15; 25	5; 15; 25	5; 15; 25
ТХК	0—300	5; 15	—	5; 15
	0—400	5; 15	5; 15	5; 15; 25
	0—600	5; 15; 25	5; 15; 25	5; 15; 25

Таблица 7

Пределы измерений и величины внешних сопротивлений переносных милливольтметров

Тип терморпары	Пределы шкалы прибора		Внешнее сопротивление в ом
	в град.	мв	
ТП	0—1600	20	0,85; 1,6; 15
ТХ	0—600	30	0,6; 5; 15
	0—800	40	0,6; 5; 15
	0—1100	45	0,6; 5; 15
	0—1300	60	0,6; 5; 15
ТХК	0—300	30	0,6; 5; 15
	0—400	40	0,6; 5; 15

так как $E_{н.э}$ и R_k имеют постоянное значение, то определение т. э. д. с. сводится к измерению сопротивления участка теохорда.

Следовательно, шкала потенциометра может быть проградуирована в милливольты или в случае работы потенциометра с определённым типом термопары, непосредственно в градусах.

На фиг. 2,б показана принципиальная схема потенциометра с переменной силой тока в измерительной цепи. В этом случае измерение производится следующим образом: ключом K замыкается контур II и с помощью реостата R потенциометр уравнивается, стрелка нуль-прибора становится на нуль. Затем, размыкая ключ K , по миллиамперметру замеряют силу тока в измерительной цепи, тогда

$$E_t = IR_n.$$

Так как R_n величина постоянная, то миллиамперметр может быть проградуирован в милливольты или, для определённого типа термопары, в градусах. Второй способ измерения более простой, но зато менее точный. Точность измерения т. э. д. с. термопары при помощи потенциометра не зависит от изменения сопротивления внешней цепи и электроизмерительных приборов.

В СССР выпускаются потенциометры трёх видов с постоянной силой рабочего тока в измерительной цепи — лабораторные, переносные (контрольные) и автоматические (технические). К числу лабораторных приборов относится высокоомный потенциометр типа ППТВ-1 с пределом измерения 1,2 в, класс точности 0,03. В переносных потенциометрах типа ПП шкала реохорда имеет градуировку от 0 до 11 мв и дополнительный декадный магазин от 0 до 60 мв через каждые 10 мв. Предел измерения от 0 до 71 мв, класс точности 0,25.

Для технических измерений температур изготавливаются автоматические потенциометры типа СП, снабжённые одинарным или двойным реохордом с записью температуры на одну, три и шесть кривых.

Механизм автоматического потенциометра приводится в действие синхронным электродвигателем мощностью 60 вт, питаемым от сети переменного тока 120 или 220 в, 50 гц.

Более совершенным прибором является автоматический электронный потенциометр типа ЭПД-07, показывающий и самопишущий на одну точку измерения с дисковой диаграммой.

По точности измерения потенциометры СП и ЭПД относятся к классу 0,5. Кроме того, выпускаются автоматические электронные потенциометры показывающие одношкальные ЭПУ-18 и двухшкальные ЭПУ-28, применяющиеся в комплекте с одной или двумя термопарами для измерения температуры в одной или двух точках. Класс 0,4--0,5.

Электрические термометры сопротивления. В качестве материалов для термометров сопротивления применяют платину или медь, намотанную на каркасе в виде тонкой проволоки или ленты и помещённую в защитную арматуру. Платиновые термометры сопротивления служат для измерения температуры в диапазоне от 0 до + 500°, медные — от — 50 до + 100°.

В качестве измерительных устройств для электрических термометров сопротивления служат потенциометры, уравновешенные и неуравновешенные мосты и логометры.

Питание измерительной системы, состоящей из электрического термометра сопротивления и вторичного прибора, осуществляется постоянным током напряжением 4 в. Для этой цели применяются купроксные выпрямители (источники сетевого питания КП-2 или КП-4), питающиеся от электросети переменного тока 127 или 220 в. Для измерения температуры в нескольких точках одним вторичным прибором к нему подключают несколько термометров сопротивления через двухполюсные переключатели типа ПТСЦ. Схема подключения аналогична таковой для термопар, изображённых на фиг.1.

Для одновременного измерения температуры и записи её на диаграмму применяются двоянные термометры сопротивления, снабжённые двумя чувствительными элементами (обмотками).

Основные технические данные термометров сопротивления приведены в табл. 8.

Основные технические данные термометров сопротивления

Таблица 8

Наименование	Платиновые термометры				Медные термометры		
	ЭТ-I	ЭТ-III	ЭТ-VIII	ЭТ-IX	ЭТ-X	ЭТ-XIV	
Температуры применения в град.	от 0 до + 500				от - 50 до + 100		
Наибольшее допустимое давление измеряемой среды в кг/см ²	30	3	30	3	30	3	
Количество чувствительных элементов	1	1	2	2	1	1	
Длина термометра в мм (от низа головки до конца оболочки)	350 400 500 600 950 1500	500 750 1000 1250 1500 2000	350 400 500 600 950 1500	500 750 1000 1250 1500 2000	350 400 500 600 950 1500	500 750 1000 1250 1500 2000	
Глубина погружения в мм (от нижней части резьбы штуцера до конца оболочки)	150 200 300 400 750 1300	150—400 150—650 150—900 150—1150 150—1400 150—1900	150 200 300 400 750 1300	150—400 150—650 150—900 150—1150 150—1400 150—1900	150 200 300 400 750 1300	150—400 150—650 150—900 150—1150 150—1400 150—1900	
Характеристика чувствительных элементов	Обмотка	Платиновая проволока «Экстра» Ø 0,07 ± 0,005 мм			Медная проволока ПЭС или ПЭШЮ Ø 0,10 мм		
	Каркас	Слюда «Мусковит розовый» 0,3 × 10,5 × 120 мм			Медная трубка Ø 6 × 75 мм		
	Выводы	Серебрянная проволока Ø 1,0 ± 0,05 мм			Медная проволока Ø 1,5 мм		
	Изоляция выводов	Бусы фарфоровые двухканальные	Бусы фарфоровые четырёхканальные		Трубка кембриковая		
	Защитные трубки	внутренняя наружная	Алюминиевые Ø 12/14 мм Ø 17/21 мм			Латунь (Л - 62) Ø 17/21 мм	
			Материал части трубки, находящейся в измеряемой среде, сталь 20			Конец термометра Ø 12/15 мм	
	Сопrotивление изоляции	ЭЯ-1; ЭЯ-1-Г; Наружная часть трубки, сталь 20			Материал сталь 20		
Длина чувствительного элемента	3 мгом			5 мгом			
	100 мм			40 мм			

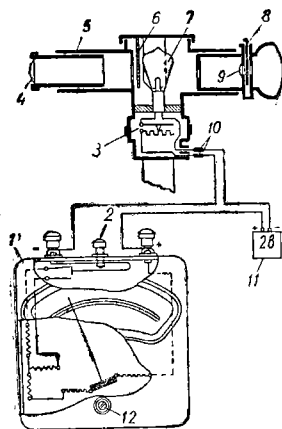
Кроме простых уравновешенных и неуравновешенных мостов, в качестве вторичных измерительных устройств для медных и платиновых термометров сопротивления в настоящее время выпускаются уравновешенные автоматические мосты типа АУМ. На одну, три и шесть кривых класс точности 1,0 с приводом от двигателя 50 гц, 127 или 220 в, а также электронные автомати-

ческие уравновешенные мосты типа ЭМД-207 для измерения в одной точке с записью в полярных координатах.

Измерительная часть электронных уравновешенных мостов питается переменным током.

Для медных и платиновых термометров сопротивления в качестве измерительных устройств в эксплуатационных условиях применяют также мостовые профильные указывающие логометры типа ЛПБ-46, а также ранее изготовленные профильные логометры типа ЛМПУ и самопишущие типа СЛМ на одну, три и шесть кривых. Основная погрешность указанных приборов равна $\pm 1,5\%$ от диапазона шкалы.

Шкалы выпускаемых промышленностью логометров следующие: для медных термометров градуировка 2 и 6; $-50-(+50)$; $-50-(+100)$; $0-(+50)$; $0-(+100)$; для платиновых термометров градуировка 11; $0-(+150)$; $0-(+200)$; $0-(+300)$; $0-(+400)$; $0-(+500)$; $+200-(+500)$.



Фиг. 3. Схема оптического пирометра:

1 — переносный гальванометр ГНЛП; 2 — переключатель; 3 — регулировочный реостат; 4 — объектив; 5 — корпус; 6 — светофильтр, служащий для работы на разных температурных пределах; 7 — температурная лампа; 8 — красное стекло; 9 — окуляр; 10 — штепсельная вилка; 11 — источник питания; 12 — установка нуля.

Оптические и радиационные пирометры. Для измерения температуры раскалённых тел в пределах от 800 до 2000° пользуются оптическими и радиационными пирометрами. Принцип действия оптического пирометра основан на сравнении интенсивности яркости излучения раскалённого тела с яркостью свечения нити фотометрической лампы, накал которой регулируется от руки.

На фиг. 3 представлена схема оптического пирометра ОП, подключённого к переносному гальванометру типа ГНЛП или миллиамперметру, включаемому последовательно с лампой.

Пирометрические милливольтметры обычно имеют две шкалы — верхнюю и нижнюю. Для измерения температуры от 800 до 1400° пользуются верхней шкалой, измерение при этом производится с выключенным серым светофильтром. Для измерения температуры свыше 1400° (до 2000°) пользуются нижней шкалой, при этом вводится серый светофильтр. Для регулировки яркости нити лампы служит реостат, которым изменяется сила тока, идущего от сухого элемента или щелочного аккумулятора.

Принцип действия радиационного пирометра (ардометр) основан на тепловом действии лучей раскалённого тела. Для концентрации лучей, исходящих из источника на теплочувствительный элемент, служит вогнутое зеркало или лучепреломляющая линза. В первом случае приборы называются рефлекторного, а во втором рефракторного типа.

В качестве теплочувствительного элемента чаще всего применяют миниатюрную термопару, выполненную в виде термобатареи, состоящей из нескольких, последовательно соединённых термопар. В качестве показывающего прибора применяют высокочувствительные гальванометры. Преимущество радиационных пирометров перед оптическими заключается в том, что они допускают измерение температуры без вмешательства наблюдателя, что позволяет подключать их к регистрирующим (самопишущим) милливольтметрам.

Недостатком их является меньшая точность измерения. В СССР выпускают оптические пирометры типа ОППИР-45 в комплекте с милливольтметром МОП-48 с двойной шкалой $700-1400^\circ$ и $1200-2000^\circ$, класс 1—1,5. Радиационный пирометр типа РП переносный с милливольтметром типа МП-08 со шкалой $900-1800^\circ$ и РПС — стационарный с профильным милливольтметром типа МПБ-46 или с регистрирующим гальванометром типа СТ со шкалой $900-1800^\circ$, класс 2—2,5.

**97. ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, РАСХОДА ЖИДКОСТЕЙ,
ГАЗОВ И ПАРА**

Измерение давления

В качестве единиц для измерения давления получили наибольшее распространение: 1) физическая атмосфера; 2) техническая атмосфера; 3) миллиметр ртутного столба; 4) миллиметр и метр водяного столба; 5) гектопеза; 6) бар. Соотношения между различными единицами давления приведены в табл. 9.

Таблица 9

Соотношение между различными единицами давления

Единицы давления	Физическая атмосфера	кг/см ²	мм рт. ст.	м вод. ст.	ГПЗ, бар	Английский фунт на кв. дюйм
1 физ. ат	1,0	1,0333	760,0	10,333	1,0132	14,696
1 кг/см ²	0,9678	1,0	735,56	10,0	0,9806	14,223
1 мм рт. ст.	0,00131	0,00136	1,0	0,0136	0,00133	0,01931
1 м вод. ст.	0,0968	0,1	73,556	1,0	0,098	1,4223
1 ГПЗ или бар	0,9868	1,0197	750,06	10,197	1,0	14,504

Приборы для измерения давления делятся на следующие пять основных групп: 1) манометры; 2) тягомеры; 3) вакуумметры; 4) барометры; 5) дифференциальные манометры.

Манометры бывают жидкостные, пружинные и поршневые. Жидкостные стеклянные манометры одностекольные (чашечные) и двухстекольные (U-образные) являются точными измерительными приборами, предназначенными для измерения небольших давлений (до 2 кг/см²), небольших разрежений и перепада (разницы) давлений и разрежений. В качестве рабочей жидкости в них используется ртуть, вода и реже — спирт. Избыточное давление, измеряемое жидкостным стеклянным манометром, равно произведению высоты столба рабочей жидкости в манометре на её удельный вес и не зависит от площади поперечного сечения измерительных трубок

$$P = h\gamma.$$

В двухтрубном манометре высота столба h представляет собой сумму, замеряемую в обеих трубках (понижение в одной и повышение в другой). В однострубно манометре отсчёт ведётся только по трубке, изменением уровня в чашечке пренебрегаем, поэтому точность отсчёта во втором случае выше, чем в первом.

Для точных измерений небольших давлений применяются микрометры, представляющие собой одностекольные манометры с наклонной измерительной трубкой. Избыточное давление подсчитывается по формуле

$$P = h\gamma \sin \alpha,$$

где h — длина столба жидкости, отсчитываемая по шкале прибора в мм; α — угол наклона трубки к горизонту (минимально 8—10°).

Изготовленный у нас микрометр типа МФУ имеет длину шкалы 250 мм; наклонная трубка имеет четыре фиксированных положения со значениями $\gamma \sin \alpha = 0,1; 0,2; 0,3$ и $0,4$; допустимое рабочее давление до 1000 мм вод. ст., рабочей жидкостью для микрометра МФУ служит спирт с удельным весом 0,81 г/см³ при температуре 20°.

Для измерений избыточного давления наибольшее распространение получили пружинные манометры. Пружинные манометры подразделяются на следующие четыре группы: 1) с одновитковой трубчатой пружиной; 2) с винтовой (геликоидальной) трубчатой пружиной; 3) с плоской мембраной; 4) с цилиндрической гармониковой мембраной (сильфон).

Манометры с одновитковой трубчатой пружиной изготавливаются преимущественно показывающие следующих трёх типов: технические (рабочие) МТ, контрольные МК и образцовые МО.

Класс точности технических манометров типа МТС диаметром корпуса 100 мм—2,5—4, с диаметром 150 мм—1,5—2,5 и с диаметром 200—300 мм (котловые манометры) — 1,5. Класс точности контрольных манометров МК-1; шкала образцовых манометров типа МО градуируется в угловых градусах, класс точности 0,2—0,35.

Манометры типа МГ с винтовой (геликоидальной) пружиной изготавливаются преимущественно как технические самопишущие приборы. Пределы измерения 5—160 кг/см², класс точности манометров типа МГ—1,5. Типы этих приборов приведены в табл. 10.

Таблица 10

Характеристика манометров с винтовой пружиной

Тип	Общая характеристика
МГ-310	В малом корпусе с приводом диаграммы от часового механизма
МГ-410	В большом корпусе с приводом диаграммы от часового механизма
МГ-430	То же с записью двух кривых
МГ-510	В малом корпусе с приводом диаграммы от синхронного электродвигателя
МГ-610	В большом корпусе с приводом диаграммы от синхронного электродвигателя
МГ-630	То же с записью двух кривых

Манометры с плоской мембраной применяются для измерения давления до 30 кг/см². Их достоинство: нечувствительность к толчкам и сотрясениям и возможность измерения давления вязких и агрессивных сред.

Манометры с цилиндрической гармониковой мембраной (сильфоном) предназначаются для измерения давления до 0,5—5 кг/см². Изготавливаются только самопишущими типа МС. Манометры типа МС относятся к классу

точности 2—3 и выпускаются в модификациях МС-310; МС-410 и МС-610, аналогично соответствующим типам манометров МГ, приведённым в табл. 10.

Для передачи показаний измеренного давления на значительное расстояние применяются манометры с дистанционной передачей показаний с индуктивными (на переменном токе) и с омическими датчиками (на постоянном токе).

Отечественной промышленностью выпускаются также манометры типа МУЭ с индуктивным датчиком и вторичными показывающими или самопишущими приборами типа Э. Предельные давления от 8 до 160 кг/см², класс точности — 2,5.

Тягомеры предназначаются для измерения небольших разрежений, небольших давлений или перепадов давлений, или разрежений. Шкала тягомеров обычно градуируется в миллиметрах водяного столба.

Тягомеры разделяются на следующие пять групп:

- 1) жидкостные стеклянные; 2) колокольные; 3) кольцевые; 4) поплавковые и 5) мембранные.

Жидкостные стеклянные тягомеры ничем не отличаются от одно- и двух-стекольных жидкостных манометров. Колокольные тягомеры выпускались ранее двух типов: ртутный типа КЭР на предельное давление (разрежение) до 40—400 мм вод. ст. и масляный типа КЭМ до 4—40 мм вод. ст.

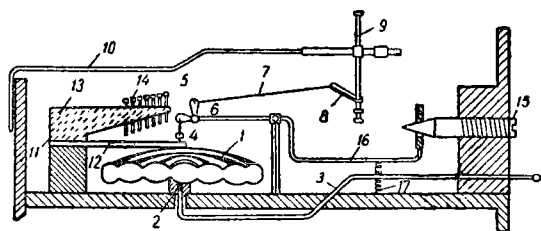
Кольцевые тягомеры бывают с водяным и ртутным заполнением, с нулём в начале и по середине шкалы.

Кольцевые тягомеры с нулём в начале шкалы имеют следующие шкалы: в мм вод. ст. с водяным заполнением 0—25; 0—40; 0—83; 0—100; и 0—160; с ртутным заполнением 0—400; 0—1000; 0—1600; 0—2500. Двусторонние, с водяным заполнением и с нулём по середине шкалы +20—0—20 мм вод. ст.

Для измерения значительных величин разрежения или давления применяются поплавковые дифманометры типа ДПЭС со вторичными приборами типа Э-280 или Э-610 со следующими пределами измерения в мм вод. ст.: 0—400; 0—630; 0—1000; 0—1600; 0—2500; 0—4000; 0—6300; 0—10000.

Мембранные тягомеры относятся к группе пружинных приборов. В СССР

изготавливаются показывающие профильные мембранные тягомеры следующих типов: НМ-890 — для измерения давления; ТМ-890 — для измерения разрежений; ТНМ-890 — для измерения давлений и разрежений (с нулем по середине шкалы).



Фиг. 4. Схема мембранного тягомера с профильной шкалой:
 1 — мембранные коробки; 2 — втулка; 3 — трубки; 4 — штифт; 5 — коленчатый рычаг; 6 — ось; 7 — тяга; 8 — рычаг; 9 — ось; 10 — стрелки; 11 — шкала; 12 — пружина; 13 — крошштейн; 14 — установочные винты; 15 — винт установки нуля; 16 — рычаг; 17 — упорная пружина.

Мембранные профильные тягомеры изготавливаются на предельные давления или разрежения до 16—600 мм вод. ст., а с нулём посредине до ± 20 — ± 800 мм вод. ст., класс точности 2,5. Схема мембранного тягомера с профильной шкалой показана на фиг. 4.

Измерение расхода жидкостей, газов и пара

Измерение расхода жидкостей осуществляется объёмными и скоростными водомерами. Для измерения расхода жидкостей, газов и пара пользуются так называемым косвенным методом, по величине перепада, создаваемого дроссельными приборами, либо при измерении расхода жидкостей и газа пневмометрическими трубками, по скорости движения и по площади сечения трубопровода.

Объёмные водомеры пропускают через себя весь расход жидкости. Они состоят из мерных объёмов, заполняемых жидкостью, передаточного механизма и счётчика.

Скоростные водомеры имеют обычно крыльчатку (вертушку), расположенную вдоль или поперёк оси трубопровода. Скоростные водомеры применяются для измерения небольших расходов.

Размер объёмных и скоростных водомеров определяется диаметром их патрубков (входного и выходного), выражаемым обычно в миллиметрах и называемым калибром водомера. В качестве общего показателя для них принят условный расход жидкости в $м^3/час$, называемый характерным расходом, при котором гидравлическое сопротивление водомера равняется 10 м вод. ст.

Таблица 11

Характеристика дисковых водомеров

Калибр водомера	Характерный расход в $м^3/час$	Нормальный расход в $м^3/час$	Допустимая нагрузка в $м^3/час$		
			временная максимальная	минимальная	
				вода	нефть
15	3	0,6	1,5	0,2	0,3
20	5	0,8	2,5	0,3	0,4
30	10	1,5	5	0,4	0,6
40	20	3	10	0,8	1,2
50	30	4,5	15	1,2	1,5
80	50	10	25	2	3
100	100	20	50	4	5
150	200	40	100	8	10

Дисковые водомеры применяются для жидкостей при температуре до 90° и давлении до 12 кг/см². Допустимая погрешность их равна ± 2% от действительного значения.

Характеристика дисковых водомеров приведена в табл. 11.

Характеристика скоростных водомеров с вертикальной крыльчаткой для холодной воды (вертушка из целлулоида или эбонита) приведена в табл. 12.

Для горячей воды (вертушки из латуни) указанные в табл. 12 нормальный и временный максимальный расходы уменьшают на 30%, а минимальную допустимую нагрузку увеличивают на 30%.

Измерение расхода с помощью пневмометрической трубки основано на нижеследующем:

По величине динамического напора P_d (разность полного и статического напоров) определяется скорость движения, а по скорости и сечению трубопровода подсчитывается расход:

$$W = \sqrt{\frac{2g \cdot P_d}{\gamma}} \text{ м/сек}; \quad Q = FW \text{ м}^3/\text{сек},$$

где F — площадь поперечного сечения трубопровода.

Дроссельный расходомер состоит из двух частей: а) устройства, создающего перепад давлений (острая диафрагма, сопло, расходомерная труба); б) измерительного прибора, показывающего величину этого перепада.

Таблица 12

Характеристика скоростных водомеров с вертикальной крыльчаткой

Калибр водомера	Характерный расход в м ³ /час	Нормальный расход в м ³ /час	Допустимая нагрузка в м ³ /час	
			временная максимальная	минимальная
10	2	0,3	1,0	0,17
15	3	0,5	1,5	0,20
20	5	0,8	2,5	0,26
25	7	1,2	3,5	0,36
30	10	1,7	5,0	0,40
40	20	3,3	10,0	0,80

В качестве измерительного прибора служат дифференциальные манометры (показывающие, самопишущие и с дополнительным суммирующим устройством).

Для передачи показаний расхода на расстояние дифференциальные манометры снабжаются специальными электрическими датчиками омического или индукционного типа.

Характеристика водомеров с винтовой вертушкой для холодной воды приведена в табл. 13.

Водомеры для горячей воды имеют нормальный и временный максимальный расходы на 35—40% ниже, чем указано в табл. 13. Допустимый минимальный расход у них выше в два-четыре раза, благодаря большому зазору между вертушкой и корпусом.

Таблица 13

Характеристика водомеров с винтовой вертушкой

Калибр водомера	Характерный расход в м ³ /час	Нормальный расход в м ³ /час	Допустимая нагрузка в м ³ /час		Диаметр трубопровода в мм	Наименьшая длина переходного патрубка в мм
			временная максимальная	минимальная		
50	70	13	35	3,5	80—100	150—200
80	250	46	110	5	100—150	200—300
100	440	73	175	7	125—200	150—400
150	1000	158	380	10	175—300	150—500
200	1700	270	650	20	225—350	150—500
250	2600	416	1000	36	300—400	400—600

Скоростные водомеры применяются для давления воды до 10 кг/см². Погрешность их составляет ± 2—3% от действительного значения.

Дифференциальные манометры (дифманометры) делятся на переносные и стационарные. В качестве переносных приборов применяются жидкостные стеклянные дифманометры, служащие для точных измерений при наладочных работах и при поверке стационарных расходомеров. Отечественной приборостроительной промышленностью изготавливаются двухстекольные V-образные дифманометры типа ДТ-50 и ДТ-150 на рабочее давление, соответственно, до 50 и 150 кг/см². Стационарные дифференциальные манометры являются техническими приборами и имеют шкалы, градуированные непосредственно в единицах расхода (м/час, м³/час и т. п.).

По конструкции и принципу действия они разделяются на следующие четыре вида: 1) поплавковые; 2) колокольные, 3) кольцевые; 4) мембранные (сильфонные).

В СССР выпускаются поплавковые дифманометры типа ДП (показывающие и самопишущие) для местных измерений и типа ДПЭС электрические, с дистанционной передачей показаний.

Привод диаграммы у самопишущих поплавковых дифманометров типа ДП производится от часового механизма или от асинхронного электродвигателя. Расчётные перепады давлений находятся в пределах от 40 до 1000 мм рт. ст. и зависят от размера (номера) сменного сосуда.

Типы выпущенных механических дифманометров приведены в табл. 14. В дифманометрах типа ДП с дополнительной записью давлений встраивается в корпус прибора манометр типа МГ или МС. Класс точности приборов типа ДП—1,5. Поплавковые электрические дифференциальные манометры типа ДПЭС являются бесшкальными приборами, снабжёнными индукционными датчиками.

В качестве вторичных приборов применяются электрические приборы типа Э, перечисленные в табл. 15.

Поплавковые дифманометры типа ДПЭС со вторичными приборами типа Э (показывающий и самопишущий) относятся к классу точности 2,5. В СССР изготавливаются также дифференциальные манометры типа ДСВ с цилиндрической гармониковой мембранной (сильфон). Мембранные дифманометры типа ДСВ выпускаются на те же предельные перепады давлений и тех же образцов, что и дифманометры типа ДП и имеют одинаковую с ними конструкцию корпуса прибора (ДСВ-280, ДСВ-410, ДСВ-610, ДСВ-430, ДСВ-281 и ДСВ-612). Класс точности 1,5.

Газоанализаторы, применяемые для контроля процесса горения, бывают трёх типов: химические, механические и электрические. Химические газоанализаторы основаны на свойстве соответствующих реактивов поглощать некоторые компоненты газовой смеси (СО₂, СО, О₂).

Наиболее простым по конструкции является ручной переносный газоанализатор ГХ-1 (фиг. 5).

Поглотительные сосуды заливаются: водным раствором едкого калия (КОН),

Таблица 14

Характеристика дифференциальных манометров

Тип прибора	Характеристика
ДП-280	Показывающие
ДП-281	То же со счётчиком
ДП-410	Самопишущие с приводом диаграммы от часового механизма
ДП-610	Самопишущие с приводом диаграммы от синхронного электродвигателя
ДП-612	То же со счётчиком и отметчиком
ДП-430	Самопишущие со встроенной манометрической системой для записи давлений и приводом диаграммы от часового механизма
ДП-630	То же с приводом диаграммы от синхронного электродвигателя

Таблица 15

Характеристика вторичных электрических приборов

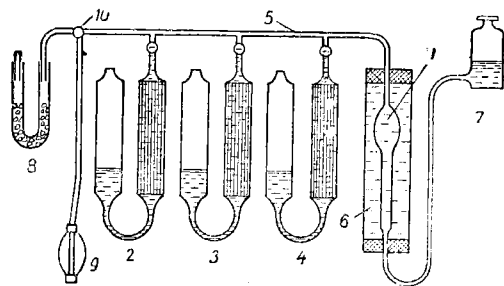
Тип прибора	Характеристика
Э-280	Показывающие
Э-281	То же со счётчиком
Э-610	Самопишущие с приводом диаграммы от синхронного электродвигателя
Э-612	То же со счётчиком

состоящим по весу из КОН 33% и H_2O 67% для поглощения CO_2 ; щелочным раствором пирогаллоловой кислоты $C_6H_3(OH)_3$, содержащим по весу $C_6H_3(OH)_3$ 13%, КОН 29% и H_2O 58% для поглощения O_2 ; щелочным раствором полухлористой меди Cu_2Cl_2 , содержащим по весу Cu_2Cl_2 17%, NH_4Cl (хлористый аммоний) 21% и H_2O 62% с добавкой $\frac{1}{3}$ по объёму 25-процентного водного раствора аммиака (NH_4OH) для поглощения CO . В измерительную бюретку засасывается 100 см^3 газа, и последовательно прокачивая через поглотительные сосуды, по разности определяют количество CO_2 , $CO_2 + O_2$ и $CO_2 + O_2 + CO$, а затем вычисляют составные части, остаток принимают за азот. Для полного анализа дымовых газов применяется переносный газоанализатор ВТИ. Прибор ВТИ применяется при лабораторных и контрольных исследованиях по определению следующих компонентов газовой смеси: CO_2 , O_2 , H_2 , N_2 , CH_4 и C_nH_m .

Кроме ручных химических газоанализаторов для непрерывного анализа применяются также автоматические химические газоанализаторы, работающие методом поглощения или методом поглощения и дожигания с последующим поглощением (ГД-3 и ГД-40 на CO_2 и $CO + H_2$, ГУ-40 и ГУ-50 на CO_2).

В электрических газоанализаторах определение содержания CO_2 основано на измерении теплопроводности газа, а определение $CO + H_2$ основано на измерении сопротивления платиновой проволоки при нагревании её теплом, выделяющимся при сгорании CO и H_2 .

Датчиками электрического газоанализатора служат уравновешенные мосты, где величина



Фиг. 5. Переносный газоанализатор без дожигания (ГХ-1):

1 — измерительная бюретка; 2, 3, 4 — сосуды с реактивами; 5 — гребёнка; 6 — рубашка; 7 — напорный сосуд; 8 — фильтр; 9 — резиновая груша; 10 — трёхходовой кран.

отклонения стрелки гальванометра показывает процентное содержание CO_2 и $CO + H_2$.

Основным преимуществом электрических газоанализаторов является непрерывность работы и передача показаний на расстояние. Недостатком является сравнительно малая точность.

Основные типы электрических газоанализаторов, выпускаемые в последнее время — ГЭД-30 и ГЭД-40 с двумя показывающими милливольтметрами, предназначены для измерения содержания CO_2 и $CO + H_2$. ГЭД-30-СГ тоже с добавочным самопишущим милливольтметром (СГ) для записи содержания CO_2 и $CO + H_2$. ГЭУК-21 с одним показывающим милливольтметром для измерения содержания CO_2 .

Из ранее выпускавшихся газоанализаторов наибольшее распространение получили газоанализаторы ГЛ-2 с двумя милливольтметрами для измерения содержания CO_2 и $CO + H_2$.

98. АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Автоматизация теплосиловых установок включает в себя следующие элементы:

1. Автоматическое регулирование. Задача автоматического регулирования заключается в автоматическом поддержании постоянного какого-либо определённого, заранее заданного значения величины, характеризующей протекание процесса, без вмешательства человека.

Автоматическое регулирование повышает средне-эксплуатационный к. п. д., увеличивает надёжность работы, облегчает условия труда и позволяет уменьшить количество обслуживающего персонала.

В теплосиловой установке автоматическое регулирование находит применение в следующих видах: а) регулировании турбогенераторов; б) регулировании температуры; в) регулировании уровня; г) регулировании питания котлов; д) регулировании процессов горения.

2. Автоматическое управление. В теплосиловой установке автоматическое управление применяется для: а) автоматического пуска какого-либо насоса; б) автоматической промывки кварцевых и пермутитовых фильтров; в) автоматического переключения маслоохладителей паровых турбин и т. д.

3. Тепловая защита. Задача устройств тепловой защиты заключается в предохранении тепломеханических агрегатов от аварий.

К приборам тепловой защиты относятся: а) реле осевого сдвига турбины; б) вакуум-реле для остановки турбины в случае падения вакуума в конденсаторе; в) предохранительные клапаны; г) различные аварийные выключатели (выключатели подогревателей в случае разрыва трубок и т. д.).

4. Автоматическая блокировка. Блокировка разделяется на аварийную и запретно-разрешающую. Задача аварийной блокировки заключается в обеспечении автоматического включения и выключения группы вспомогательных механизмов или участков теплосиловой установки с определённой последовательностью, соответствующей требованиям технологического процесса. Задача запретно-разрешающей блокировки заключается в устранении возможности неправильного включения или отключения механизмов во время эксплуатации.

5. Дистанционное управление. Задача дистанционного управления заключается в замене ручного труда работой механизмов при приведении в действие единичных органов управления и вспомогательных механизмов (насосы, дымососы, вентиляторы, задвижки, заслонки и т. п.). В этих случаях дежурный персонал управляет пуском, остановкой, закрытием и открытием со щита управления путём нажатия соответствующей кнопки.

6. Теплотехнический контроль.

7. Технологическая сигнализация.

8. Командная сигнализация.

9. Связь.

Из приведённых выше элементов автоматизации теплосиловых установок наиболее сложным и наиболее эффективным является автоматическое регулирование.

Регулятором называется система (прибор), автоматически регулирующая какой-нибудь параметр, т. е. поддерживающая процесс работы агрегата на определённом, заранее заданном режиме.

Регулятор состоит из следующих элементов:

а) командного органа (чувствительного элемента), воспринимающего изменение регулируемого параметра и подающего импульс распределительной системе;

б) распределительной системы, подводящей вспомогательную энергию (масло, воздух, электроэнергию и т. д.) в исполнительный механизм в соответствии с полученным импульсом;

в) исполнительного механизма (сервомотора), производящего перемещение регулирующего органа в соответствии с полученной вспомогательной энергией распределительной системы;

г) регулирующего органа — механизма, воздействующего на процесс, протекающий в агрегате, с тем, чтобы восстановить нарушенное равновесие;

д) обратной связи (выключателя) — механизма, прекращающего действие распределительной системы после выполнения исполнительным механизмом его задачи.

В отдельных регуляторах отсутствуют некоторые из перечисленных элементов или один элемент выполняет функции двух или трёх элементов.

В практике применяются следующие методы регулирования:

1. Простое регулирование, воздействующее только на один параметр (давление, температуру и т. п.).

2. Сложное регулирование, воздействующее одновременно на несколько параметров.

3. Программное регулирование, которое осуществляет регулирование параметра по заранее заданной зависимости его во времени.

Регуляторы классифицируются по следующим основным признакам:

1. По регулируемому параметру: а) регуляторы давления; б) регуляторы температуры; в) регуляторы уровня; г) регуляторы питания; д) регуляторы скорости; е) регуляторы расхода; ж) регуляторы соотношения; з) регуляторы влажности воздуха; и) регуляторы процессов горения и т. д.

2. По принципу действия: а) регуляторы прямого действия, в которых перемещение регулирующего органа происходит непосредственно от воздействия чувствительного элемента; б) регуляторы непрямого действия (косвенного), в которых перемещение регулирующего органа осуществляется за счёт дополнительной энергии, получаемой исполнительным механизмом от распределительной системы, управляемой чувствительным элементом.

3. По типу вспомогательной энергии (вода, воздух, масло, электроэнергия и т. д.): а) гидравлические; б) пневматические; в) электрические; г) электро-механические; д) пневмогидравлические; е) пневмоэлектрические.

4. По типу обратной связи: а) регуляторы без обратной связи; б) регуляторы с жёсткой обратной связью; в) регуляторы с гибкой обратной связью.

Характеристика регуляторов непрерывного действия определяется видом зависимости между скоростью регулирующего органа и изменением регулируемого параметра.

По характеристике регуляторы непрерывного действия подразделяются на следующие типы:

1. **Пропорциональный регулятор (статический)** — регулятор, который имеет однозначную зависимость между значением регулируемого параметра и положением регулирующего органа. Он не может обеспечить постоянства регулируемого параметра при изменениях нагрузки.

2. **Астатический регулятор.** Регулятор, у которого при отклонении регулируемого параметра от заданного значения регулирующий орган перемещается до тех пор, пока регулируемый параметр не вернётся к заданному значению.

3. **Изодромный регулятор.** Регулятор, у которого скорость движения регулирующего органа пропорциональна величине и скорости отклонения регулируемого параметра от заданного значения. Изодромный регулятор представляет собой совокупность пропорционального и астатического регуляторов.

Выбор того или иного типа регулятора решается в каждом конкретном случае индивидуально, исходя из условий надёжности его работы, условий регулирования и стремления обойтись простейшим наиболее дешёвым типом.

Автоматическое регулирование питания паровых котлов

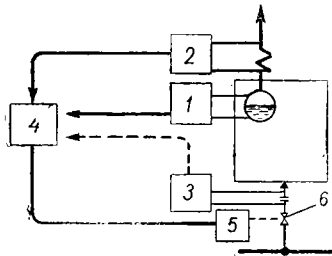
В настоящее время применяется несколько типов регуляторов питания, освоенных нашей промышленностью.

Скелетная схема регулятора питания, представляющая собой наиболее совершенный тип трёхимпульсного регулятора, показана на фиг. 6. Приведённая схема включает в себя следующие элементы: 1 — уровнемер, измеряющий уровень воды в барабане котла; 2 — паромер, измеряющий расход пара по величине перепада давления на пароперегревателе; 3 — расходомер питательной воды, измеряющий расход воды по величине перепада на острой диафрагме; 4 — регулятор; 5 — исполнительный механизм, управляющий питательным клапаном; 6 — питательный клапан.

Первые три прибора служат для преобразования и подачи импульса на регулятор 4, пропорционального измеряемым величинам. Регулятор суммирует полученные импульсы, усиливает их и передаёт на исполнительный орган 5, последний непрерывно воздействует на питательный клапан 6, благодаря

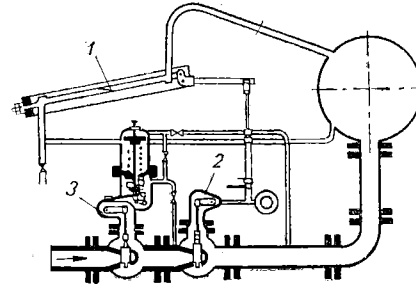
чему количество поступающей в котёл воды находится в строгом соответствии с расходом пара.

Регуляторы питания могут быть разделены на три категории: 1) регуляторы одноимпульсные, действующие от уровня воды в барабане котла; 2) регуляторы двухимпульсные, действующие от уровня воды и от расхода пара из котла; 3) регуляторы трёхимпульсные, действующие одновременно от уровня воды, расхода пара и количества питательной воды, поступающей в котёл.



Фиг. 6. Скелетная схема регулятора питания:

1 — уровнемер; 2 — паромер; 3 — расходомер питательной воды; 4 — регулятор; 5 — исполнительный механизм (сервомотор); 6 — регулирующий орган.

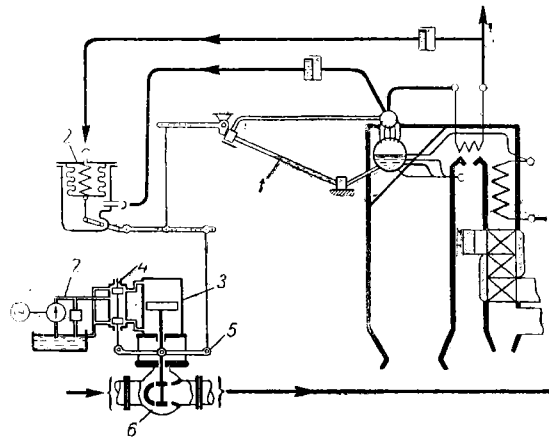


Фиг. 7. Одноимпульсный регулятор питания прямого действия с термостатической трубкой:

1 — термостатическая трубка; 2 — регулирующий клапан; 3 — дифференциальный регулятор давления.

Одноимпульсный регулятор питания прямого действия с термостатической трубкой (фиг. 7) состоит из термостатической трубки 1; регулирующего клапана 2; дифференциального регулятора давления 3.

Принцип действия регулятора основан на удлинении термостатической трубки, свободный конец которой упирается в рычаг, связанный с регулирующим клапаном. Термостатическая трубка устанавливается наклонно так, чтобы нижний конец её находился на высоте нижнего уровня воды в барабане, а верхний — на высоте высшего уровня. Верхний конец трубки соединён с паровым пространством барабана котла, а нижний — с водяным. При понижении уровня воды в барабане большая половина трубки заполняется паром, вследствие чего трубка получает большее удлинение и своим усилием воздействует на рычаг, приподнимая клапан регулятора и увеличивая подачу воды в котёл. При повышении уровня происходит закрытие регулировочного клапана.



Фиг. 8. Двухимпульсный регулятор питания непрямого действия с термостатической трубкой:

1 — термостатическая трубка; 2 — дифманометр; 3 — сервомотор; 4 — соленоидный сервомотор; 5 — рычаг соленоидника; 6 — регулирующий клапан; 7 — маслонепротекающая установка.

Так как количество проходящей через клапан воды зависит также от разности давлений до и после клапана, то для поддержания постоянства этой разницы устанавливается особый дифференциальный регулятор давления, который поддерживает эту разность приблизительно постоянной.

Двухимпульсный регулятор питания непрямого действия с термостатической трубкой (фиг. 8), кроме указанного выше (фиг. 7) импульса от уровня воды

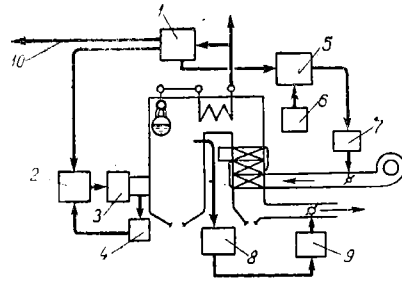
в барабане котла, имеет ещё дополнительный импульс от расхода пара, измеряемого путём определения перепада давления на пароперегревателе. Такие регуляторы употребляются для котлов средней и большой производительности с малым водяным объёмом, так как в таких котлах полминуты достаточно для того, чтобы опустить уровень воды из водомерного стекла и 3—5 мин. перерыва в питании, чтобы израсходовать всю воду из барабана котла.

Добавочным элементом в этом регуляторе является также сервомотор с золотником. Перемещение регулирующего клапана осуществляется сервомотором, куда непрерывно работающим электронасосом подаётся масло под давлением 6 ат. Полученный импульс от расхода пара воздействует на золотник, который открывает доступ масла в верхнюю или нижнюю часть сервомотора и тем самым открывает или закрывает регулировочный клапан. Одновременно с перемещением сервомотора перемещается и средняя точка рычага золотника, возвращая таким образом золотник в исходное нейтральное положение. Если при полученном импульсе от расхода пара и соответствующего перемещения поршня сервомотора уровень воды будет ниже или выше нормального, тогда начинает работать термостат, который также воздействует на золотник сервомотора и этим скорректирует открытие питательного клапана. Такие же регуляторы изготавливаются без сервомотора с подъёмом клапана с помощью контргруза и двухимпульсные регуляторы системы Трубкина.

Можно рекомендовать для котлов малой и средней производительности следующие типы регуляторов питания: а) для многобарабанных котлов небольшой производительности с большим водяным объёмом — одноимпульсный регулятор прямого действия; б) для небольших котлов с малым водяным объёмом — двухимпульсный регулятор непрямого действия.

Автоматическое регулирование процессов горения

Регулирование процессов горения заключается в том, чтобы с минимальными потерями сжечь определённое количество топлива в соответствии с паропроизводительностью котла, подвести в топку соответствующее количество воздуха и отвести образовавшиеся дымовые газы.



Фиг. 9. Скелетная схема регулятора процесса горения для барабанных котлов:

1 — главный регулятор; 2 — регулятор топлива; 3 — регулирующий орган топлива; 4 — обратная связь регулятора топлива; 5 — регулятор воздуха (дутья); 6 — обратная связь регулятора воздуха; 7 — регулирующий орган воздуха; 8 — регулятор тяги; 9 — регулирующий орган тяги; 10 — импульс от главного регулятора к остальным автоматизированным котлам.

Главным импульсом для всех регуляторов является давление пара в магистрали за котлом, что в сущности является функцией его производительности, так как при увеличении нагрузки давление падает, а при понижении оно возрастает.

Главный регулятор 1, получающий импульс от давления пара и воздействующий на остальные регуляторы, может быть один на несколько котлов. Командный импульс от главного регулятора воздействует одновременно на регулятор топлива 2 и регулятор воздуха 5. В качестве обратной связи у регулятора топлива и воздуха служит расход топлива и расход воздуха; таким образом поддерживается наиболее выгодное соотношение топливо-воздух. Регулятор разрежения 8 получает импульс от разрежения в топке, что связано с количеством подаваемого топлива и воздуха.

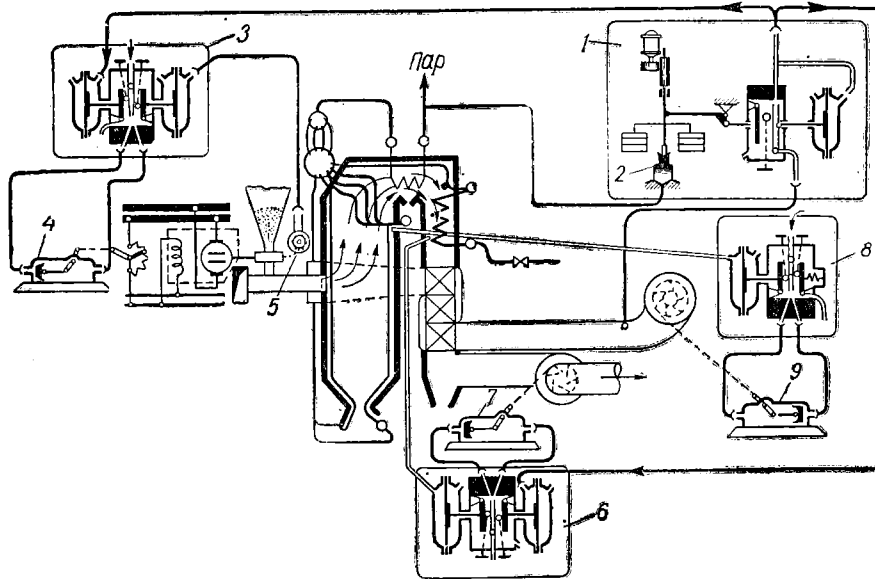
В зависимости от вида применяемой вспомогательной энергии регуляторы процессов горения делятся в основном на следующие типы: а) гидрав-

личные (масло); б) пневматические (воздух); в) электрические (электроэнергия); г) электромеханические; д) электронные.

Гидравлическая система, благодаря простоте и надёжности её работы, вполне может быть рекомендована для небольших и средних котлов.

Пневматическая система отличается сравнительно низкой стоимостью и безопасностью, однако мощность регулирующих органов сравнительно невелика, и затруднительность комбинации с дистанционным управлением и общей схемой теплового контроля привела к тому, что она в последнее время находит редкое применение.

Электрические системы отличаются практически неограниченным применением, очень гибки в работе; сравнительная лёгкость увязки с общей схемой



Фиг. 10. Схема гидравлического регулирования процессов горения системы завода Теплоавтомат:

1 — главный регулятор; 2 — чувствительный поршневой манометр; 3 — регулятор топлива; 4 — сервомотор топлива; 5 — центробежный тахометрический вентилятор обратной связи регулятора топлива; 6 — регулятор тяги; 7 — сервомотор тяги; 8 — регулятор воздуха; 9 — сервомотор воздуха.

дистанционного управления и теплового контроля позволяет применять их в самых различных условиях. Поэтому в настоящее время для котлов большой и средней мощности применяются, главным образом, электрическая и электромеханическая системы.

На фиг. 10 приведена схема гидравлического регулирования процессов горения системы завода «Теплоавтомат». В качестве главного регулятора в схеме использован высокочувствительный поршневой манометр 2 (в новом варианте схемы отсутствует), который получает импульс от давления пара и при помощи рычагов через струйную трубку воздействует на регуляторы топлива и тяги.

Для уменьшения сил трения плунжер поршневого манометра приводится во вращение от электромотора. Воздух на струйную трубку подаётся от дутьевого вентилятора.

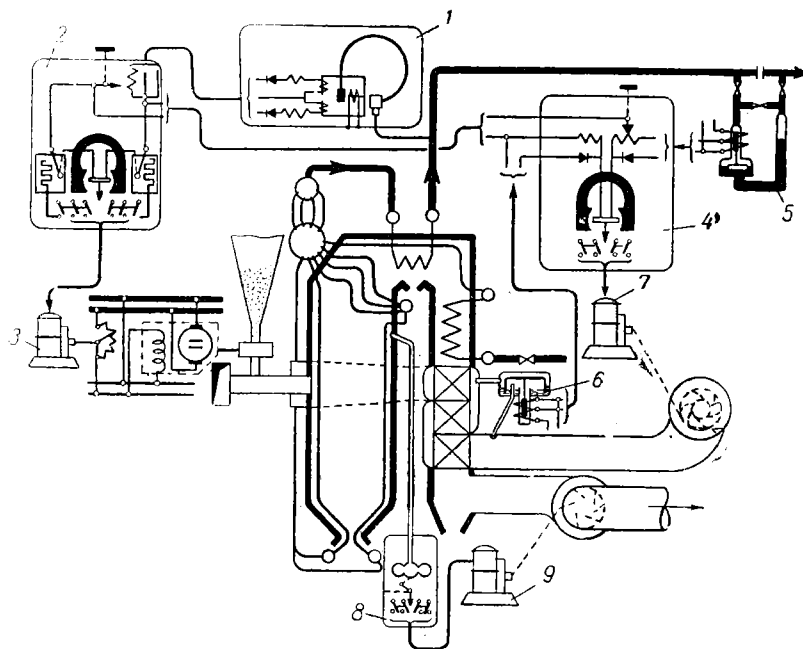
Регулятор топлива представляет собой реле со струйной трубкой, управляемой двумя мембранами, находящимися под воздействием импульса главного регулятора и тахометрического вентилятора питателей пыли (обратная связь). В струйную трубку подаётся масло под давлением от масляного насоса и через сопла поступает к поршневому сервомотору, который управляет групповыми реостатами питателей пыли. При изменении давления пара, что соответствует изменению нагрузки котла, происходят соответствующие перераспределения давления масла, и сервомотор производит перестановку реостатов

питателей пыли, приводя таким образом расход топлива в соответствие с нагрузкой.

При регулировании котлов со слоевым сжиганием топлива на цепной решётке регулятор топлива воздействует на скорость движения полотна решётки. Для ручной подрегулировки регулятор снабжён специальным корректором.

Регулятор тяги работает по тому же принципу, как и регулятор топлива. Обратная связь в нём осуществляется по величине разрежения за котлом.

Гидравлический сервомотор 7 воздействует на регулирующие органы (шибер, направляющие аппараты дымососа и пр.).



Фиг. 11. Схема электрического регулирования системы ВТИ:
1 — чувствительный манометр; 2 — регулятор нагрузки; 3 — сервомотор топлива; 4 — регулятор воздуха; 5 — паромер; 6 — колонольный тягомер; 7 — сервомотор дутья; 8 — регулятор тяги (контактный тягомер); 9 — сервомотор тяги.

Регулятор воздуха получает импульс от разрежения в топке, и таким образом, находится под воздействием регулятора тяги. Гидравлический сервомотор регулятора воздуха 9 воздействует на регулирующие органы аналогично сервомотору тяги.

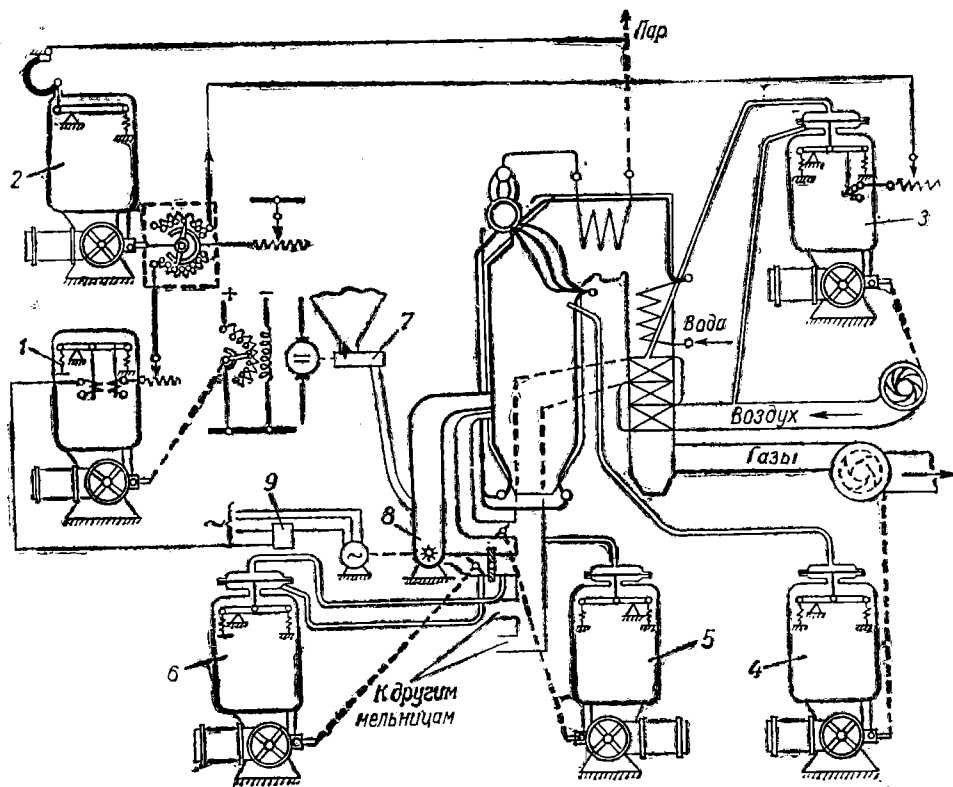
Для увеличения мощности сервомотора иногда применяют добавочные гидравлические усилители, тогда струйная трубка передвигает только золотник усилителя, который, в свою очередь, перераспределяет поступление масла в сервомотор.

В схеме электрического регулирования системы ВТИ (фиг. 11) главным импульсом также является давление пара, измеряемое чувствительным манометром.

Чувствительный манометр воздействует на регулятор нагрузки (топлива) и на регулятор воздуха. Регуляторами нагрузки и воздуха служат контактные гальванометры с падающей дужкой; ртутные контакты при отклонении стрелки гальванометра периодически замыкают ток, питающий электрические сервомоторы, которые приводят в движение органы управления подачи топлива и воздуха. Для устойчивости регулирования в цепь гальванометра регулятора нагрузки включены нагреваемые электронагревателями термопары, термоэлектродвижущая сила которых направлена в противоположную сторону

импульсу чувствительного манометра и является, таким образом, отключающей обратной связью (электротермическим изолятором).

Регулятор воздуха получает кроме того ещё два импульса: основной от паромера, снабжённого индукционным соленоидным датчиком, и в качестве обратной связи используется перепад давления на воздухоподогревателе, измеряемый тягомером колокольного типа, также снабжённым индукционным соленоидным датчиком. Напряжение всех датчиков выпрямляется купроксными или селеновыми выпрямителями. Второй импульс от чувствительного манометра является вспомогательным и служит для опережения при изменениях нагрузки.



Фиг. 12. Схема электро-механического регулирования процесса горения системы ЦКТИ:
 1 — регулятор топлива; 2 — главный регулятор; 3 — регулятор воздуха; 4 — регулятор тяги; 5 — регулятор давления воздуха; 6 — регулятор первичного воздуха; 7 — питатель топлива; 8 — мельница; 9 — преобразователь импульса силы тока электродвигателя мельницы.

Регулятор тяги работает самостоятельно, получая импульс от разрежения в топке при помощи контактного тягомера с падающей дужкой. При отклонении стрелки тягомера от заданного значения контакты включают ток к электрическому сервомотору, который перемещает в нужную сторону органы управления тягой (шибер, направляющий аппарат дымососа). Благодаря наличию самовыравнивания и малого времени запаздывания регулятор тяги работает без обратной связи. Регулятор тяги через топку находится под воздействием регулятора дутья, так как изменение количества подаваемого воздуха изменяет разрежение вверху топки. Схема электронного регулирования такая же, как описанная выше электрическая, в которой вместо контактных гальванометров, ставятся электронные регуляторы.

На фиг. 12 представлена схема электро-механического регулирования горения системы ЦКТИ для шахтно-мельничных топков.

Схемой предусмотрено регулирование следующих трёх параметров: а) давления пара путём воздействия на подачу топлива и воздуха в топку котла; б) разрежения в топке; в) соотношения топливо — воздух.

Колонка главного регулятора, которая может быть установлена одна на группу котлов, получает импульс от давления пара и воздействует на импульсные реостаты регуляторов топлива и воздуха; регулятор топлива воздействует на реостат питателей топлива. Дифференциальная мембрана колонки регулирования воздуха получает импульс от перепада давления на воздухоподогревателе. Рабочий вал редуктора этой колонки воздействует на регулирующие органы дутьевого вентилятора. Таким образом, при изменении давления, а значит — изменении нагрузки котла, изменяется подача топлива и воздуха. Регулятор топлива получает ещё дополнительный импульс от преобразователя силы тока 9 к электродвигателю мельницы 8.

Колонка регулирования разрежения (тяги) получает импульс от разрежения вверху топки. Рабочий вал редуктора воздействует на регулирующие органы дымососа.

Для изменения соотношения топливо—воздух служит реостат, включённый последовательно с соленоидом воздуха и управляется вручную со щита автоматики. Таким образом меняется подача воздуха при неизменной подаче топлива. При автоматизации одного котла колонка главного регулятора выполняет функции регулятора топлива; в этом случае регулятор топлива не ставится.

В случае установки одного главного регулятора на несколько котлов, на каждый котёл ставится колонка регулирования топлива; таким образом, изменение давления пара в общей магистрали одновременно приводит к изменению подачи топлива в мельницу и производительности дутьевых вентиляторов всех автоматизированных котлов.

Следует ещё особо остановиться на полуавтоматическом регулировании слоевого процесса горения, имеющем большое практическое значение для установок малых и средних мощностей.

При ручных топках нельзя осуществить автоматическую подачу топлива и удаление очаговых остатков. Кроме того, полная автоматизация таких топок затруднена частой сменой сорта топлива и изменением его влажности и крупности.

При полуавтоматическом регулировании процессов горения подачи топлива и выгрузка очаговых остатков остаются не автоматизированы. Автоматические регуляторы воздействуют только на подачу воздуха в отвод дымовых газов.

Задача такого полуавтоматического регулирования сводится к поддержанию постоянного давления пара в котле и поддержанию постоянного разрежения в топке. Импульс по давлению пара воздействует на тяговое устройство, регулируя таким образом интенсивность процесса горения, а импульс по разрежению в топке воздействует на подачу воздуха.

Операции по подаче топлива, регулированию толщины слоя и удалению очаговых остатков осуществляются обслуживающим персоналом в зависимости от качества процесса, определяемого показаниями контрольно-измерительных приборов. Таким образом, персонал освобождается от наблюдения за давлением пара и производительностью и обращает всё своё внимание на качество горения. Это позволит значительно повысить экономичность работы агрегатов и облегчит условия работы обслуживающего персонала.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кошарский Б. Д., Справочник по приборам теплового контроля промышленных котельных, Госэнергоиздат, 1949.
2. Мурын Г. А., Теплотехнические измерения, Госэнергоиздат, 1951.
3. Герасимов С. Г., Дудников Е. Г. и Чистяков С. Ф., под редакцией Герасимова С. Г., Автоматическое регулирование котельных установок, Госэнергоиздат, 1950.

ГЛАВА XIII

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Одним из основных показателей, характеризующих электростанцию, является её мощность. Различают три вида этого показателя:

1. Установленная мощность станции, обозначаемая $N_{уст}$, которая измеряется суммой мощностей в киловаттах всех установленных на станции генераторов, связанных с первичными двигателями. Мощность генераторов указывается на их заводских марках.

2. Располагаемая мощность станции $N_{расп}$, учитывающая разрыв в мощности, которую может отдавать станция в тех случаях, когда какой-либо цех или элемент станции не может обеспечить отдачу полной мощности генераторов.

Так, если в действующей электростанции установленная мощность турбогенераторов составляет 3000 *квт*, а в котельной установлены котлы, которые по своей производительности вследствие изменения состава топлива могут обеспечить нагрузку электростанции только в размере 2500 *квт*, то располагаемая мощность станции $N_{расп} = 2500$ *квт*.

3. Рабочая мощность станции — $N_{раб}$, которая равна располагаемой мощности станции, уменьшённой за счёт вывода в ремонт части оборудования станции. Рабочая мощность станции в течение года меняется в зависимости от того, какое оборудование выводится в ремонт.

При рассмотрении главнейших технико-экономических показателей эксплуатации электростанций их можно разделить на количественные и качественные показатели.

Основной задачей при эксплуатации электростанции, как и всякого промышленного предприятия, является достижение наилучших количественных и качественных показателей.

Количественный показатель эксплуатации электростанции — размер выработки электрической энергии (за год, за месяц, за сутки) или количество произведённых киловатт-часов.

Следует различать три показателя:

1. Количество выработанной электроэнергии на клеммах генераторов, которое можно обозначить $W_{выр}$.

2. Количество полезно-произведённой энергии на шинах станции (иначе, количество отпущенной с шин электроэнергии), которое равно количеству выработанной электроэнергии на клеммах генераторов за вычетом электроэнергии, израсходованной на собственные производственные нужды электростанции. Электроэнергия, израсходованная на хозяйственные нужды станции, приравнивается к полезно отпущенной потребителям и при определении размера отпуска с шин электростанции не вычитается из выработки электроэнергии

$$W_{отп} = W_{выр} - W_{с.н.}$$

где $W_{с.н.}$ — количество электроэнергии, израсходованной на собственные производственные нужды станции.

3. Количество электроэнергии, полезно-отпущенной потребителям, которое равно количеству полезно произведённой энергии за вычетом электро-

энергии, потерянной в высоковольтных сетях, трансформаторах, низковольтных сетях и в потребительских вводах

$$W_{пол} = W_{отп} - W_{пот} = W_{выр} - W_{с.н} - W_{пот},$$

где $W_{пот}$ — количество электроэнергии, потерянной в электросетях.

Весьма важно, чтобы количество энергии, полезно отпущенной потребителям, возможно меньше отличалось от количества выработанной электроэнергии, т. е. необходимо стремиться к снижению таких показателей как расход электроэнергии на собственные нужды электростанции и потери в электрических сетях.

Снижение расхода энергии на собственные нужды достигается правильным подбором всех механизмов, обслуживающих собственные нужды станции, надлежащим подбором мощности электродвигателей, приводящих в движение

эти механизмы, строгим соблюдением экономического режима эксплуатации этих механизмов.

Количество полезно отпущенной и выработанной электроэнергии находится в строгой зависимости от режима потребления энергии, который определяется графиками нагрузки.

Следует различать графики нагрузки фактические и плановые (перспективные).

Примерный суточный график фактической нагрузки электростанции показан на фиг. 1.

По оси OA отложены часы суток от 0 до 24, по оси OB — нагрузки электростанции в киловаттах.

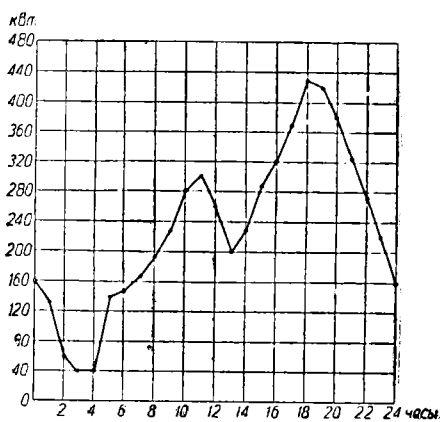
По суточному графику нагрузки может быть с достаточной степенью точности определена суточная выработка электроэнергии.

Для этого определяется средняя нагрузка за каждый час суток, например: нагрузка в 0 часов — 160 *квт*, в 1 час — 130 *квт*. Средняя нагрузка за время от 0 до 1 часа — 145 *квт*. Нагрузка в 2 часа — 60 *квт*, средняя нагрузка за время от 1 часа до 2 часов — 95 *квт* и т. д. Тогда количество энергии, выработанной электростанцией за час — от 0 до 1 часа, будет равно 145 *квт-час*, за время от 1 до 2 часов — 95 *квт-час* и т. д. Сложив выработку за все 24 часа, получим выработку электроэнергии за сутки.

При построении плановых графиков нагрузки следует построить графики для отдельных видов нагрузки (групп потребителей): промышленной нагрузки, сельскохозяйственной нагрузки, освещения и т. д. и сложить их. Для плановых графиков удобнее пользоваться средними почасовыми нагрузками. При этом график нагрузки имеет ступенчатый вид. Для построения плановых графиков по отдельным группам потребителей эксплуатируемой станции можно пользоваться фактическими графиками с учетом их возможных изменений.

Сложение графиков производится следующим образом: для каждого часа суток складываются нагрузки всех групп потребителей. Так, например, если от 9 до 10 часов средняя нагрузка промышленности составляет 160 *квт*, сельскохозяйственных процессов — 60 *квт*, коммунальная нагрузка (например, водопровод) — 30 *квт*, освещение — 10 *квт*, то суммарная нагрузка потребителей с 9 до 10 часов составит 260 *квт*. Таким же образом определяется нагрузка потребителей для всех часов суток.

Наибольшая нагрузка в течение суток называется суточным максимумом нагрузки. Легко видеть, что суточный максимум нагрузки суммарного графика меньше суммы суточных максимумов отдельных видов нагрузки вследствие того, что эти максимумы приходятся на разное время суток. Отношение



Фиг. 1. Суточный график фактической нагрузки электростанции.

максимума суммарного графика нагрузки к сумме максимумов отдельных составляющих его графиков называется коэффициентом разновременности

$$K_{разн} = \frac{P_{\max}^{сумм}}{P_{\max}^I + P_{\max}^{II} + P_{\max}^{III} + \dots} = \frac{P_{\max}^{сумм}}{\Sigma P_{\max}},$$

где $P_{\max}^{сумм}$ — максимум нагрузки суммарного графика;

P_{\max}^I , P_{\max}^{II} и т. д. — максимумы отдельных составляющих его графиков.

Коэффициент разновременности не следует смешивать с коэффициентом одно-
временности, который равен отношению присоединённой мощности одно-
временно включённых токоприёмников к их общей присоединённой мощности

$$K_{одн} = \frac{P_{прис}^{одн}}{P_{прис}^I + P_{прис}^{II} + P_{прис}^{III} + \dots} = \frac{P_{\max}^{одн}}{\Sigma P_{прис}},$$

где $P_{прис}^{одн}$ — мощность одновременно включённых токоприёмников;

$\Sigma P_{прис}$ — суммарная присоединённая мощность всех токоприёмников.

При определении суммарного максимума нагрузки потребителей пользуют-
ся ещё иногда коэффициентом попадания в максимум, который учитывает,
какая доля частичного максимума данной группы потребителей входит в сум-
марный максимум

$$K_{п.м} = \frac{P_{пик}}{P_{\max}},$$

где $P_{пик}$ — нагрузка данной группы потребителей в момент годового макси-
мума (пика) электростанции;

P_{\max} — максимальная нагрузка этой группы потребителей в течение года.

Для того чтобы перейти от графика нагрузки потребителей к графику
нагрузки электростанции, необходимо для каждого часа суток учесть мощность,
теряемую в электрических сетях и расходуемую на собственные нужды электрос-
танции. Размеры потерь в электросетях и расхода электроэнергии на собствен-
ные нужды, выраженные в процентах от нагрузки, меняются при изменении
нагрузки. Потери при передаче энергии состоят из постоянных, независящих
от размера нагрузки, потерь холостого хода трансформаторов и из потерь
в меди линий и трансформаторов, пропорциональных квадрату нагрузки.
При уменьшении передаваемой мощности процент переменных потерь сни-
жается.

Мощность, расходуемая на собственные нужды электростанций, также скла-
дывается из двух частей — постоянной, не зависящей от нагрузки станции,
и переменной, пропорциональной нагрузке.

Однако для упрощённого построения суточного графика нагрузки можно
допустить, что проценты потерь в сетях и расходы на собственные нужды оста-
ются неизменными при разной величине нагрузки электростанции. Эти про-
центы можно принимать по данным проекта электростанции и электросетей.

Размер потерь в железе трансформаторов равен приблизительно 2% от их
установленной мощности, а потери в меди трансформаторов и линий 9—12%
от передаваемой мощности. Для более сложных и протяжных сетей потери
в меди трансформаторов и линий равны 12—17% от максимальной мощности.

Расход энергии на собственные нужды электростанций для приближё-
нных подсчётов можно принимать в размерах, приведённых в табл. 1 [1].

Если принять проценты потерь в сетях и расход на собственные нужды
неизменными при разных нагрузках, то подсчёт полной нагрузки станции
по часам суток достаточно прост.

Если, например, для данной электросети потери в среднем составляют 12%
от отпуска с шин, а расход на собственные нужды для данной электростанции —
8%, то для определения нагрузки электростанции по часам суток следует по-
часовые нагрузки графика потребителей делить последовательно на разность

Таблица 1

Расход электроэнергии на собственные нужды электростанций для приближённых подсчётов

Тип станции	Расход электроэнергии на собственные нужды в % от выработки
Малые электростанции с ручными топками и естественной тягой	4
Малые станции с искусственной тягой, дутьём и механическими топками	7—8
То же с топками Ш-М	8—10
То же с бесподвальными турбинами (привод циркуляционных и конденсатных насосов от главного вала турбины)	5—7
Станции средней мощности с механическими решётками	5—7
Пылеугольные конденсационные станции	8—10
Пылеугольные теплофикационные станции	10—13
Локомотивные станции:	
а) с тягой при помощи конуса и работой на выхлоп (передвижные локомотивы марки П)	4—5
б) с естественной тягой и циркуляционным охлаждением конденсаторов	6—7
в) с искусственной тягой и циркуляционным охлаждением конденсаторов	8—9

между 1 и 0,12, т. е. на 0,88, а затем на разность между 1 и 0,08, т. е. на 0,92. Полученные таким образом величины определяют полную нагрузку электростанции по часам суток.

Характер суточного графика нагрузки весьма резко меняется в зависимости от времени года. Зимой в нагрузке электростанции большой удельный вес имеет освещение, а сельскохозяйственные процессы — сравнительно небольшой. Осенью на нагрузке электростанции весьма заметно отражается электро-молотьба и т. д.

Для определения годовой выработки станции можно построить годовой график нагрузки, на котором по оси ординат откладываются нагрузки в киловаттах, а по оси абсцисс — часы от 0 до 8760 (количество часов в году).

Но построение такого графика представляет весьма трудоёмкую, кропотливую

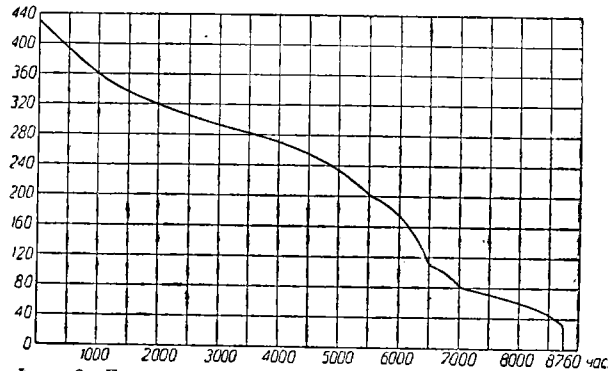
работу. Поэтому чаще всего ограничиваются упрощённым построением годового графика нагрузки «по продолжительности» на основании двух или четырёх сезонных графиков — летнего и зимнего либо летнего, осеннего, зимнего и весеннего. При этом продолжительность каждого сезона в днях принимают в зависимости от климатических условий данной местности и считают,

что суточные графики нагрузки остаются неизменными в течение всего сезона. Для построения годового графика «по продолжительности» задаются на оси ординат некоторым количеством точек, соответствующим разным величинам нагрузки от нуля до годового максимума, и через эти точки проводят горизонтальные линии, на которых откладывают количество часов в году,

в течение которых нагрузка была выше данной.

Так, если принято, что типовый зимний график действует в году в течение 190 дней, а летний — в течение 175 дней, и на зимнем графике нагрузка выше 200 квт продолжается 14 час, а на летнем — 8 час, то на годовом графике «по продолжительности» через точку на оси ординат, соответствующую 200 квт, проводят горизонтальную линию длиной, соответствующей количеству часов:

$$14 \times 190 + 8 \times 175 = 4060 \text{ час.}$$



Фиг. 2. Годовой график нагрузки по продолжительности.

Аналогичным образом подсчитывается годовое число и для других размеров нагрузки. Годовой график нагрузки по продолжительности имеет вид, изображённый на фиг. 2.

Площадь проектного годового графика пропорциональна количеству выработанных киловатт-часов.

Наконец, годовую выработку можно подсчитать по типовым сезонным графикам, даже и не прибегая к построению годового графика по продолжительности, подсчитав дневную выработку по сезонным графикам. Для учёта уменьшения выработки в нерабочие дни строят также типовые графики нагрузки нерабочих дней по сезонам либо умножают годовую выработку, подсчитанную без учёта нерабочих дней, на некоторый коэффициент, меньший единицы, учитывающий снижение годовой выработки.

Пример подсчёта годовой выработки по типовым сезонным графикам приведён в табл. 2.

Таблица 2
Пример подсчёта годовой выработки

Типовые графики	Суточная выработка в квт-час	Количество дней в году	Суммарная выработка в квт-час
Зимний рабочий день . .	6200	159	985800
Зимний нерабочий день	4900	31	151900
Летний рабочий день . .	4600	138	634800
Летний нерабочий день	2800	27	75600
Итого . .		365	1848100

Степень использования установленной мощности электростанции измеряется годовым числом часов использования установленной мощности, которое получается, как частное от деления годовой выработки в квт-час на среднегодовую установленную мощность станции в киловаттах.

$$t_{исп. мощн} = \frac{W_{выр}}{N_{уст}}$$

где $N_{уст}$ — установленная мощность станции в квт.

Среднегодовая установленная мощность определяется следующим образом: если, например, установленная мощность станции с начала года до 1 мая, т. е. в течение четырёх месяцев, составляла 500 квт, а 1 мая введён в эксплуатацию ещё один агрегат мощностью 250 квт и, таким образом, в течение остальных восьми месяцев года установленная мощность составляет уже 750 квт, то среднегодовая установленная мощность будет составлять

$$\frac{500 \times 4 + 750 \times 8}{12} = 667 \text{ квт.}$$

Годовое число часов использования электростанции меняется в широких пределах в зависимости от режима потребления электроэнергии.

Если разделить годовую выработку электростанции в киловатт-часах на годовой максимум в киловаттах, то получается годовое число использования максимума станции в часах.

$$t_{исп. макс} = \frac{W_{выр}}{P_{сумм макс}}$$

где $P_{сумм макс}$ — годовой суммарный максимум электростанции.

Чем равномернее суточные графики нагрузки электростанции, чем меньше соотношение между суточными максимумами и минимумами нагрузки, тем больше число часов использования максимума станции, тем экономичнее её работа.

Соотношение между установленной мощностью электростанции и годовым максимумом называется коэффициентом резерва станции

$$K_{рез} = \frac{N_{уст}}{P_{сумм макс}}$$

Для вполне надёжной эксплуатации резерв в системе должен быть по мощности равен наибольшему агрегату, находящемуся в эксплуатации.

Важнейшие качественные технико-экономические показатели эксплуатации энергосистемы определяются удельным расходом топлива на выработку электроэнергии, расходом электроэнергии на собственные нужды электростанции, размером потерь в электросетях и стоимостью электроэнергии, отпускаемой электростанцией.

Весьма важное значение имеют постоянство напряжения и бесперебойность подачи энергии, поскольку электростанция несёт материальную ответственность за перерывы в подаче электроэнергии потребителям. Однако при планировании себестоимости отпускаемой электроэнергии штрафы за перерыв в снабжении энергией потребителей не должны учитываться.

Что касается удельного расхода топлива и расхода электроэнергии на собственные нужды и потерь в электросетях, то они, являясь техническими показателями, оказывают весьма сильное влияние на экономику эксплуатации и себестоимость продукции.

Удельный расход топлива на единицу продукции — выработанный киловатт-час определяется делением всего израсходованного количества топлива в килограммах на количество выработанных киловатт-часов

$$v = \frac{B}{W_{\text{выр}}},$$

где v — удельный расход топлива;

B — общее количество израсходованного топлива.

Расход топлива может выражаться либо в натуральном топливе, либо в условном 7000-калорийном топливе.

Определение расхода топлива в переводе его на условное необходимо как для тех электростанций, на которых используются не один, а несколько видов топлива с разной калорийностью, так и для сравнения между собой экономичности работы электростанций, работающих на разных видах топлива. Даже для станций с однородным топливом при определении экономичности их работы необходимо выявлять удельный расход топлива в переводе его на условное, так как различные партии топлива имеют различную калорийность и в зависимости от этого расход натурального топлива на одну и ту же выработку меняется.

Для перевода какого-либо количества натурального топлива в условное надо это количество разделить на 7000 и полученный результат умножить на рабочую теплотворную способность данного топлива в *ккал*.

$$B_{\text{усл}} = \frac{B_{\text{нат}} Q_p^{\text{н}}}{7000},$$

где $B_{\text{усл}}$ — количество условного топлива;

$Q_p^{\text{н}}$ — теплотворная способность натурального топлива.

Например: 84000 кг торфа с теплотворной способностью 3200 ккал/кг равны $\frac{84000 \cdot 3200}{7000} = 38400 \text{ кг}$ условного топлива.

Для перевода какого-либо количества условного топлива на натуральное с заданной теплотворной способностью надо количество условного топлива разделить на теплотворную способность натурального топлива в *ккал* и полученный результат умножить на 7000

$$B_{\text{нат}} = \frac{B_{\text{усл}} \cdot 7000}{Q_p^{\text{н}}}.$$

Например: 192000 кг условного топлива при переводе на натуральное топливо—нефть с теплотворной способностью 9600 ккал/кг —равны $\frac{192000 \cdot 7000}{9600} = 140000 \text{ кг}$ нефти.

При экономических подсчётах можно применять следующую калорийность различных видов топлива (табл. 3).

Калорийные эквиваленты топлива

Таблица 3

Наименование топлива	Теплотворная способность рабочего топлива в ккал/кг	Коэффициент перевода 1 кг натурального топлива в условное
Донецкие каменные угли, в среднем	6455	0,920
Донецкие антрациты	6540	0,934
В среднем по Донецкому бассейну . .	6500	0,930
Бурые угли	2520—4020	0,360—0,574
Торф кусковой 33% влажности	2730	0,390
Торф фрезерный 40% влажности	2450	0,350
Мазут малосернистый	9800	1,400
Мазут сернистый	9660	1,380
Дизельное и моторное топливо	10000	1,430
Бензин	10445	1,490
Керосин	10260	1,465
Природные газы	8400	1,200
Генераторные газы	1100—1600	0,157—0,23
Дрова в среднем для всех пород 33% влажности	1302	0,186

По газам теплотворная способность указана в ккал на 1 м^3 , и соответственно с этим дан переводный коэффициент 1 м^3 в кг условного топлива.

По дровам теплотворная способность дана в тыс. ккал на 1 м^3 , и соответственно с этим дан переводной коэффициент 1 м^3 дров в тонны натурального топлива.

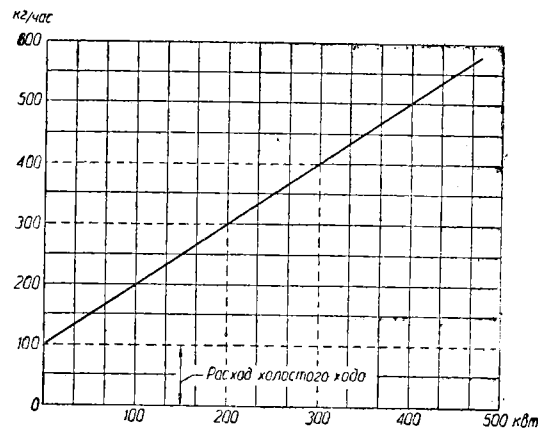
Общий расход топлива на выработку электроэнергии зависит, в первую очередь, от количества выработанной энергии, но не прямо-пропорционален ему, что видно из тепловой характеристики электростанции (фиг. 3).

По оси абсцисс откладывается нагрузка в квт, по оси ординат—общий часовой расход топлива в кг/час. При нормальных условиях эксплуатации станции её тепловая характеристика с достаточной степенью точности изображается прямой, пересекающей ось ординат на некотором расстоянии от начала координат.

Отрезок оси ординат от нуля до точки пересечения с этой прямой характеризует часовой расход холостого хода, который не зависит от нагрузки станции, а является постоянной величиной. Переменную же часть часового расхода топлива можно считать прямо-пропорциональной нагрузке.

При наличии тепловой характеристики станции легко может быть определён годовой расход топлива для заданной годовой выработки. Из характеристики, приведённой на фиг. 3, видно, что постоянный расход топлива составляет 100 кг в час, а за весь год холостой расход составит: $100 \times 8760 = 876000 \text{ кг}$ или 876 т топлива.

Переменная часть расхода топлива пропорциональна нагрузке. Так, при нагрузке 200 квт она равна общему расходу 300 кг/час за минусом постоянной части в размере 100 кг/час . При нагрузке 300 квт переменная часть расхода топлива равна 300 кг/час и т. д.



Фиг. 3. Тепловая характеристика электростанции.

Таким образом, переменная часть расхода топлива составляет 1 кг топлива на 1 *квт-час*.

Если годовая выработка составляет 1600 тыс. *квт-час*, переменный расход топлива будет равен 1600 *т*, а общий расход топлива — $1600 + 876 = 2476 \text{ т}$.

Удельный расход топлива на 1 *квт-час* в этом случае равен $\frac{2476000}{1600000} = 1,55 \text{ кг/квт-час}$.

При выработке 2 млн. *квт-час* общий расход топлива составит $2000 + 876 \text{ т} = 2876 \text{ т}$, а удельный расход топлива $\frac{2876000}{2000000} = 1,44 \text{ кг/квт-час}$.

При увеличении выработки, т. е. при повышении числа часов использования установленной мощности, удельный расход топлива на выработанный киловатт-час снижается, а следовательно, снижается и себестоимость одного киловатт-часа.

Следует различать три вида средней себестоимости единицы электроэнергии, т. е. одного киловатт-часа.

1. Средняя производственная себестоимость одного киловатт-часа, которая определяется делением суммы всех затрат на производство электроэнергии (без затрат на распределение и сбыт электроэнергии) на количество выработанных на электростанции киловатт-часов

$$s_{np} = \frac{S_{np}}{W_{выр}},$$

где s_{np} — средняя производственная стоимость одного киловатт-часа;

S_{np} — сумма затрат на производство электроэнергии.

2. Средняя станционная себестоимость одного киловатт-часа или себестоимость одного киловатт-часа, отпущенного с шин станции, которая определяется делением той же суммы затрат на производство электроэнергии на количество киловатт-часов, отпущенных с шин станции, т. е. на количество полезно произведённой энергии

$$s_{ст} = \frac{S_{np}}{W_{отп}}.$$

3. Средняя коммерческая себестоимость одного киловатт-часа, которая определяется делением суммы затрат на производство, распределение и сбыт электроэнергии на количество киловатт-часов, полезно отпущенных потребителям,

$$s_{ком} = \frac{S_{ком}}{W_{пол}},$$

где $S_{ком}$ — сумма затрат на производство, распределение и сбыт электроэнергии.

Снижение расхода электроэнергии на собственные производственные нужды электростанции оказывает сильное влияние на себестоимость отпущенного с шин киловатт-часа.

При одном и том же размере выработки электроэнергии и одинаковых затратах на её производство себестоимость одного отпущенного с шин киловатт-часа уменьшается при снижении процента расхода на собственные нужды.

Пример: годовая выработка 2000000 *квт-час*, сумма затрат 600000 руб. При расходе электроэнергии на собственные нужды в размере 10% от выработки себестоимость отпущенного с шин киловатт-часа составит $\frac{600000 \cdot 100}{2000000 - 200000} = 33,3 \text{ коп}$.

При расходе же на собственные нужды 5% от выработки себестоимость одного киловатт-часа, отпущенного с шин станции, составит

$$\frac{600000 \cdot 100}{2000000 - 100000} = 31,6 \text{ коп}.$$

Точно так же снижение потерь электроэнергии в сетях снижает среднюю коммерческую себестоимость одного киловатт-часа.

Борьба за снижение расходов топлива и электроэнергии на выпуск продукции является одной из важнейших задач работников электростанции, как и всякого производственного предприятия.

Для выявления средней плановой себестоимости одного киловатт-часа необходимо определить плановую сумму годовых расходов.

Ниже рассматривается метод определения средней плановой стационарной себестоимости одного киловатт-часа.

Для определения годовых расходов на производство электроэнергии ежегодно составляется эксплуатационная смета.

Расходы на производство электроэнергии складываются из двух основных элементов:

- а) отчисления на амортизацию (износ) зданий, сооружений и оборудования;
- б) прямые расходы, связанные с эксплуатацией — собственно-эксплуатационные расходы.

Здания, сооружения и оборудование, составляющие основной капитал предприятия, с течением времени изнашиваются, стоимость основного капитала уменьшается.

Восстановление стоимости основного капитала за счёт стоимости продукции (на электростанциях за счёт стоимости произведённой электроэнергии) называется амортизацией; денежные суммы, полученные в результате возмещения

Таблица 4

Норма амортизации энергетических установок в процентах

Элементы предприятия	При числе часов использования средне-годовой установленной мощности		
	до 3000	от 3000—6000	свыше 6000
I. Здания производственные нормального типа:			
а) каменные, бетонные и железобетонные . . .	2,25	2,6	2,7
б) смешанные	3,4	3,9	4,1
в) деревянные	4,5	5,2	5,4
II. Здания производственные облегчённого типа:			
а) каменные, бетонные и железобетонные . . .	2,75	3,2	3,25
б) смешанные	4,0	4,7	4,8
в) деревянные	5,4	6,2	6,5
Независимо от числа часов использования			
III. Здания непроизводственные нормального типа:			
а) каменные, бетонные и железобетонные . . .	—	2,0	—
б) смешанные	—	3,0	—
в) деревянные	—	4,0	—
IV. Здания непроизводственные облегчённого типа:			
а) каменные, бетонные и железобетонные . . .	—	2,5	—
б) смешанные	—	3,5	—
в) деревянные	—	4,75	—
V. Сооружения			
А. Каменные, бетонные, железобетонные и земляные:			
а) плотины, каналы, запруды, дамбы и подводные сооружения, тоннели, колодцы, подпорные стенки, резервуары и другие сходные с ними сооружения	—	2,0	—
б) подземные трубопроводы, водостоки, мосты, резервуары и другие сходные с ними сооружения	—	3,5	—
в) фабричные дымовые трубы, мостовые дороги, тротуары и другие сходные с ними сооружения	—	4,0	—
Б. Деревянные:			
плотины, колодцы, сваи, резервуары, мосты, платформы и другие сходные с ними сооружения	—	9,0	—

Элементы предприятий	При числе часов использования среднегодовой установленной мощности							
	до 1000	1000—2000	2000—3000	3000—4000	4000—5000	5000—6000	6000—7000	7000—8760
VI. Электрическое и тепловое оборудование станций, включая распределительные устройства, внутреннюю электропроводку, трубопроводы и проч. в пределах зданий, а также оборудования подсобных мастерских:								
а) при торфяном и угольном топливе	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,25	9,0
б) при нефтяном топливе	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,75	9,5
в) при пылевидном топливе	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,25	10,0
г) для дизельных установок	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0	9,75	10,5
д) для гидравлических установок	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,75	8,5
VII. Транспорт:								
а) железнодорожный подвижной состав	5,0	5,4	5,8	6,2	6,5	6,8	7,0	7,2
б) автотранспорт		Независимо от числа часов использования			20			
VIII. Инструменты				15				
IX. Хозяйственный инвентарь				13				

стоимости износа за счёт стоимости продукции, называются амортизационными отчислениями.

В социалистическом хозяйстве средства на восстановление стоимости основного капитала не остаются на балансе того предприятия, на котором они образовались, а централизуются и могут быть в плановом порядке ассигнованы на капитальный ремонт или замену оборудования данного предприятия, или использованы для восстановления и сооружения и других предприятий.

Таким образом, средства на капитальный ремонт зданий, сооружений и оборудования электростанций в эксплуатационную смету не включаются и на себестоимости произведённой электроэнергии не отражаются, а расходуются за счёт специальных ассигнований на капитальный ремонт.

Ежегодные амортизационные отчисления устанавливаются, как процент числящегося на балансе предприятия капитала, вложенного в сооружение предприятия. Этот процент называется нормой амортизации и относится к первоначальной полной стоимости имущества.

Норма амортизационных отчислений для электростанций устанавливается в зависимости от годового числа часов использования установленной мощности, которая, как указывалось, получается от деления годовой выработки в киловатт-часах на среднегодовую установленную мощность в киловаттах.

В настоящее время для электростанций действуют следующие нормы амортизационных отчислений (табл. 4).

Прямые эксплуатационные расходы складываются из следующих элементов:

1. Стоимости энергетического топлива, включая расходы на его доставку. Количество расходуемого топлива может быть определено по тепловой характеристике станции, по гарантийным данным заводов-изготовителей и т. д. Цена тонны натурального топлива определяется по действующим ценникам, стоимость перевозки — по тарифным справочникам.

2. Стоимости эксплуатационных материалов и воды. Расход смазочных материалов определяется по данным заводов-изготовителей оборудования. Расход воды на технологические нужды может быть вычислен (см. гл. «Конденсация»).

3. Основной заработной платы персоналу, определяемой штатным расписанием.

4. Дополнительной заработной платы и расхода на премии эксплуатационному и ремонтному персоналу, которые определяются в процентном отношении от основной заработной платы.

5. Начислений на заработную плату, определяемых в процентном отношении к общему фонду заработной платы, в установленном размере для того ведомства, в ведении которого находится электростанция.

6. Расходов на текущий ремонт. Эти расходы принимаются по следующим нормам в процентах от полной стоимости сооружений и оборудования:

а) каменные и бетонные здания и сооружения — 1,5%;

б) деревянные здания и сооружения — 2,5%;

в) оборудование станций в зависимости от числа часов использования — 3,5—5%.

7. Общестанционных расходов, услуг со стороны, канцелярских и почтовых расходов, командировочных и транспортных расходов, содержания и отопления помещений, госстрахования, расходов по охране труда, технике безопасности и т. п. Эти расходы определяются в процентном отношении (8—15%) от общей суммы заработной платы.

8. Плановых накоплений в размере 3% от всех расходов.

ПРИМЕР СОСТАВЛЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ СМЕТЫ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Характеристика установки

Локомобильная установка с тремя локомобилями марки СК-4 мощностью по 350 л. с. каждый, суммарная установленная мощность 768 квт, топливо — торф.

Полная стоимость электростанции:

производственные здания (каменные)	609 тыс. руб.
производственные сооружения	150 »
непроизводственные здания (деревянные)	50 »
оборудование	1650 »
Итого	2450 »
стоимость одного установленного киловатта.	$\frac{2450000}{768} = 3190$ руб.
число часов использования установленной мощности:	4100
годовая выработка (округленно)	3150 тыс. квт-час
% расхода на собственные нужды	8%
отпуск с шин (округленно)	2900 тыс. квт-час

Эксплуатационные расходы

1. Т о п л и в о. Удельный расход условного топлива на один выработанный киловатт-час 1,17 кг.

Вид топлива — кусковой торф 33% влажности, теплотворная способность рабочего топлива 2730 ккал/кг.

Потребное количество условного топлива на год $1,17 \times 3150000 = 3685500$ кг, или 3685,5 т.

Потребное количество натурального топлива $\frac{3685,5 \cdot 7000}{2730} = 9450$ т.

При средней цене торфа с доставкой на электростанцию по 58 руб. за тонну годовой расход на топливо составит 548100 руб.

2. Э к с п л о а т а ц и о н н ы е м а т е р и а л ы и в о д а. Годовой расход смазочных материалов по данным завода-изготовителя составляет 12,5 т. При средней цене смазочных масел франко-электростанция по 800 руб. за тонну годовой расход на смазку составит $800 \times 12,5 = 10000$ руб. С учётом стоимости обтирочных и прочих эксплуатационных материалов годовой расход может быть принят $10000 \times 1,5 = 15000$ руб.

Годовой расход воды по типовому проекту равен 60 тыс. м³. При средней цене по 40 коп. за кубометр стоимость воды за год составит 24000 руб., а суммарная стоимость эксплуатационных материалов и воды — 39000 руб.

3. Основная заработная плата персонала по штатному расписанию составляет в месяц 12800 руб., а за год 153600 руб.

4. Дополнительную заработную плату и премии принимаем в размере 20% от основной заработной платы, или 30720 руб.

5. Начисления на заработную плату принимаем в размере 8,35% от общей суммы заработной платы $(153600 + 30720) \times 0,0835 = 15390$ руб.

6. Текущий ремонт. Годовая стоимость текущего ремонта принимается в процентах от полной стоимости сооружений и оборудования:

каменные здания и сооружения	750000 × 0,015 = 11250	руб.
деревянные здания и сооружения	50000 × 0,025 = 1125	»
оборудование	1650000 × 0,045 = 74250	»

Итого стоимость текущего ремонта 86625 »

7. Общестанционные расходы и услуги со стороны принимаем в размере 10% от общей суммы зарплаты $184320 \times 0,1 = 18432$ руб.

8. Амортизационные отчисления принимаем по табл. 4:

производственные здания	600000 × 0,026 = 15600	руб;
непроизводственные здания	50000 × 0,04 = 2000	»
сооружения	150000 × 0,035 = 5250	»
оборудование	1650000 × 0,065 = 107250	»

Итого 130100 руб.

Сводная таблица расходов

топливо	548100	руб.
эксплуатационные материалы и вода	39000	»
основная зарплата	153600	»
дополнительная зарплата и премии	30720	»
начисления на зарплату	15390	»
текущий ремонт	86625	»
общестанционные расходы и услуги	18432	»
амортизационные отчисления	130100	»

Итого 1021967 руб.

плановые накопления 3% 30659 »

Всего 1052626 руб.

Себестоимость одного киловатт-часа, отпущенного с шин станции,

$$s_{cm} = \frac{105\,262\,600}{2\,900\,000} = 36,3 \text{ коп.}$$

Аналогично построению тепловой характеристики станции может быть построена экономическая характеристика (фиг. 4).

По оси абсцисс откладывается годовая выработка в киловатт-часах или годовое число часов использования среднегодовой установленной мощности. По оси ординат откладываются годовые расходы станции в рублях.

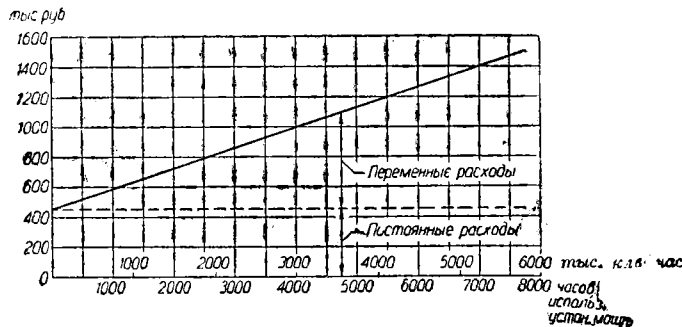
Часть годовых расходов является постоянной, не зависящей от размера годовой выработки.

К постоянной части расходов относится стоимость топлива, расходуемого на холостой ход станции, значительная часть расходов на содержание персонала, на эксплуатационные материалы, на текущий ремонт и общестанционные расходы, а также значительная часть амортизационных отчислений.

На диаграмме экономической характеристики этой постоянной части расходов соответствует отрезок по оси ординат от нуля до начала прямой, характеризующей возрастание переменной части расходов, пропорциональной годовому размеру выработки или годовому числу использования установленной мощности.

Из экономической характеристики явно видно зависимость себестоимости одного киловатт-часа от числа часов использования установленной мощности. С возрастанием этого числа себестоимость одного киловатт-часа снижается, так как одна и та же сумма постоянных расходов распределяется на большее количество выработанных киловатт-часов.

Отсюда ясна тесная связь, существующая между количественными и качественными показателями эксплуатации.



Фиг. 4. Экономическая характеристика электростанции.

Чем больше размер выработки электроэнергии, чем выше использование установленного на станции оборудования, тем ниже удельные расходы топлива на один киловатт-час, тем меньше процент расхода электроэнергии на собственные нужды, тем меньше себестоимость отпущенного с шин киловатт-часа.

Для достижения лучших количественных и качественных показателей эксплуатации необходимо постоянно сопоставлять фактически достигнутые показатели с плановыми, выявлять расхождения и анализировать причины отклонения от плана.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукницкий В. В., Сильвестров В. В., Паровые электростанции небольшой и средней мощности, Госэнергоиздат, 1948.
2. Зубов И. И., Козловская В. К., Гидроэлектрические станции малой мощности, Госэнергоиздат, 1941.
3. Проф. Берлин С. Н., Основы тарификации электрической энергии коммунальных станций, 1936.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Насыщенный водяной пар *

Таблица 1

Давление <i>p</i> в <i>ата</i>	Темпера- тура насы- щения в град.	Удельный объем воды <i>v'</i> в <i>м³/кг</i>	Удельный объем насы- щенного пара <i>v''</i> в <i>м³/кг</i>	Теплосодержание		Теплота парообразования <i>T</i> в <i>ккал/кг</i>
				жидкости <i>i'</i> в <i>ккал/кг</i>	пара <i>i''</i> в <i>ккал/кг</i>	
0,02	17,2	0,001001	68,25	17,25	604,9	587,6
0,03	23,8	0,001003	46,52	23,79	607,8	584,0
0,04	28,6	0,001004	35,46	28,67	609,8	581,1
0,05	32,6	0,001005	28,72	32,55	611,5	578,9
0,06	35,8	0,001006	24,19	35,81	612,9	577,1
0,08	41,2	0,001008	18,45	41,16	615,2	574,0
0,10	45,5	0,001010	14,95	45,45	617,0	571,6
0,15	53,6	0,001014	10,20	53,59	620,5	566,9
0,20	59,7	0,001017	7,789	59,66	623,1	563,4
0,25	64,6	0,001020	6,318	64,54	625,0	560,5
0,30	68,7	0,001022	5,324	68,66	626,8	558,1
0,40	75,4	0,001026	4,066	75,41	629,5	554,1
0,50	80,9	0,001030	3,299	80,86	631,6	550,7
0,60	85,5	0,001033	2,782	85,41	633,5	548,0
0,70	89,5	0,001036	2,408	89,49	635,1	545,6
0,80	93,0	0,001038	2,125	93,05	636,4	543,3
0,90	96,2	0,001041	1,903	96,26	637,6	541,3
1,0	99,1	0,001043	1,725	99,19	638,7	539,6
2	119,6	0,001060	0,9018	119,9	646,3	526,4
3	132,9	0,001073	0,6169	133,4	650,7	517,3
4	142,9	0,001083	0,4709	143,7	653,9	510,2
5	151,1	0,001092	0,3817	152,1	656,3	504,2
6	158,1	0,001100	0,3214	159,3	658,3	498,9
7	164,2	0,001107	0,2778	165,7	659,9	494,2
8	169,6	0,001114	0,2448	171,4	661,2	489,8
9	174,5	0,001120	0,2189	176,4	662,3	485,8
10	179,0	0,001126	0,1980	181,3	663,3	482,1
11	183,2	0,001132	0,1808	185,7	664,1	478,4
12	187,1	0,001137	0,1663	189,8	664,9	475,1
13	190,7	0,001143	0,1540	193,6	665,6	472,0
14	194,1	0,001148	0,1434	197,3	666,2	468,9
15	197,4	0,001152	0,1342	200,7	666,7	465,9
16	200,4	0,001157	0,1261	204,0	667,1	463,1
18	206,1	0,001166	0,1125	210,2	667,8	457,6
20	211,4	0,001175	0,1015	215,9	668,5	452,6
22	216,2	0,001183	0,09245	221,2	668,9	447,7
24	220,8	0,001191	0,08486	226,2	669,2	443,0
26	225,0	0,001199	0,07838	230,9	669,4	438,5
28	229,0	0,001207	0,07282	235,4	669,5	434,1
30	232,8	0,001214	0,06797	239,6	669,5	430,0
32	236,4	0,001221	0,06376	243,7	669,6	425,9
34	239,8	0,001229	0,05995	247,6	669,5	421,9
36	243,0	0,001236	0,05654	251,3	669,4	418,1
38	246,2	0,001242	0,05352	254,9	669,2	414,3
40	249,2	0,001249	0,05077	258,4	669,0	410,6
42	252,1	0,001256	0,04829	261,8	668,8	407,3
44	254,9	0,001263	0,04601	265,0	668,5	403,5
46	257,6	0,001270	0,04394	268,2	668,2	400,0
48	260,2	0,001276	0,04203	271,3	667,9	396,5
50	262,7	0,001283	0,03943	275,8	667,5	391,6
55	268,7	0,001299	0,03639	281,5	666,6	385,1
60	274,3	0,001315	0,03313	288,3	665,4	377,1
65	279,5	0,001331	0,03036	294,8	664,0	369,2
70	284,5	0,001347	0,02798	301,0	662,6	361,6
75	289,2	0,001363	0,02589	307,0	661,0	354,0
80	293,6	0,001379	0,02405	312,8	659,3	346,5
85	297,9	0,001395	0,02243	318,4	657,6	339,2
90	301,9	0,001412	0,02096	323,8	655,7	331,9
95	305,8	0,001428	0,01965	329,1	653,8	324,7
100	309,5	0,001445	0,01846	334,2	651,7	317,4

* По таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара, основанных на экспериментальных данных, ВТИ, Госэнергоиздат, 1952.

Таблица 2

Теплосодержание перегретого пара i в ккал/кг *

Давление P в атм	Температура в град.															
	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500
10	675,7	686,9	697,8	708,2	718,6	728,9	739,0	749,2	759,3	769,5	779,6	789,8	800,0	810,3	820,6	831
12	672,9	684,7	695,8	706,7	717,3	727,7	738,0	748,2	758,4	768,7	778,9	789,1	799,4	809,6	820,2	830,6
14	669,9	682,3	693,9	705,0	715,8	726,4	736,8	747,2	757,6	767,8	778,1	788,4	798,8	809,2	819,5	830,0
16	—	679,8	691,9	703,3	714,4	725,1	735,7	746,2	756,6	767,0	777,4	787,8	798,2	808,6	819,0	829,5
18	—	677,2	689,8	701,6	712,9	723,8	734,6	745,4	755,9	766,4	776,8	787,2	797,7	807,4	817,9	828,5
20	—	674,4	687,6	699,8	711,4	722,5	733,4	744,2	754,8	765,3	775,8	786,4	796,9	807,4	817,4	828,0
22	—	671,5	685,3	698,0	709,8	721,2	732,3	743,1	753,9	764,5	775,1	785,7	796,2	806,8	817,4	828,0
24	—	—	682,9	696,1	708,3	719,8	731,0	742,1	752,9	763,7	774,3	785,0	795,6	806,2	816,8	827,4
26	—	—	—	694,1	706,6	718,4	729,9	741,0	752,0	762,8	773,5	784,2	794,9	805,6	816,3	827,0
28	—	—	—	692,1	705,0	717,1	728,6	739,9	751,0	761,9	772,8	783,5	794,3	805,0	815,7	826,4
30	—	—	—	690,0	703,3	715,6	727,4	738,9	750,1	761,1	772,0	782,8	793,6	804,4	815,2	825,9
32	—	—	—	687,8	701,5	714,1	726,1	737,7	749,0	760,2	771,2	782,1	793,0	803,8	814,6	825,4
34	—	—	—	685,0	699,8	712,7	724,9	736,6	748,2	759,3	770,4	781,4	792,3	803,2	814,1	824,9
36	—	—	—	683,2	697,9	711,2	723,6	735,5	747,1	758,4	769,6	780,6	791,6	802,6	813,5	824,4
38	—	—	—	680,9	696,0	709,5	722,3	734,3	746,0	757,5	768,8	779,9	791,0	802,0	812,9	823,9
40	—	—	—	678,4	694,1	708,0	720,9	733,2	745,0	756,6	768,0	779,2	790,3	801,4	812,4	823,4
45	—	—	—	671,8	689,0	704,0	717,5	730,2	742,4	754,3	766,0	777,3	788,6	799,8	811,0	822,1
50	—	—	—	—	683,6	699,7	714,0	727,2	739,8	751,9	763,8	774,7	786,3	797,8	809,2	820,5
60	—	—	—	—	671,2	690,3	706,4	720,8	734,2	747,1	759,5	771,6	783,4	795,1	806,7	818,2
70	—	—	—	—	—	679,6	698,0	713,9	728,4	742,0	755,1	767,6	779,9	791,8	803,8	815,5
80	—	—	—	—	—	667,4	688,8	706,5	722,3	736,7	750,4	763,5	776,2	788,6	800,8	812,8
90	—	—	—	—	—	—	678,6	698,5	715,6	731,1	745,6	759,4	772,5	785,2	797,7	810,0
100	—	—	—	—	—	—	666,9	689,8	708,6	725,3	740,6	755,0	768,7	781,9	794,7	807,2

* По таблицам термодинамических свойств воды и водяного пара, основанных на экспериментальных данных, ВТИ, Госэнергоиздат, 1952.

Удельный объём перегретого водяного пара V в $\text{м}^3/\text{кг}$

Давление P в атм	Температура в град.															
	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500
10	0,2104	0,2215	0,2322	0,2427	0,2530	0,2632	0,2732	0,2832	0,2930	0,3029	0,3126	0,3223	0,3320	0,3417	0,3514	0,3610
12	0,1725	0,1827	0,1919	0,2008	0,2096	0,2182	0,2266	0,2350	0,2434	0,2516	0,2598	0,2680	0,2762	0,2843	0,2923	0,3004
14	0,1461	0,1549	0,1630	0,1709	0,1785	0,1860	0,1934	0,2007	0,2079	0,2150	0,2221	0,2292	0,2362	0,2432	0,2501	0,2571
16	—	0,1339	0,1413	0,1484	0,1552	0,1619	0,1684	0,1749	0,1812	0,1876	0,1938	0,2000	0,2062	0,2124	0,2185	0,2246
18	—	0,1175	0,1244	0,1309	0,1371	0,1431	0,1490	0,1548	0,1606	0,1662	0,1718	0,1774	0,1829	0,1884	0,1939	0,1993
20	—	0,1044	0,1109	0,1168	0,1225	0,1281	0,1335	0,1388	0,1440	0,1491	0,1542	0,1593	0,1643	0,1693	0,1742	0,1791
22	—	0,0935	0,09981	0,1053	0,1106	0,1158	0,1208	0,1256	0,1304	0,1351	0,1398	0,1444	0,1490	0,1536	0,1581	0,1626
24	—	—	0,09041	0,09572	0,1007	0,1055	0,1101	0,1147	0,1191	0,1235	0,1278	0,1321	0,1363	0,1405	0,1447	0,1488
26	—	—	0,08251	0,08759	0,09232	0,09683	0,1012	0,1054	0,1095	0,1136	0,1176	0,1216	0,1255	0,1294	0,1333	0,1371
28	—	—	0,07570	0,08059	0,08510	0,08937	0,09348	0,09747	0,1013	0,1052	0,1089	0,1126	0,1163	0,1199	0,1235	0,1271
30	—	—	0,06976	0,07450	0,07883	0,08290	0,08679	0,09056	0,09423	0,09783	0,1014	0,1049	0,1083	0,1117	0,1151	0,1185
32	—	—	0,06455	0,06916	0,07333	0,07723	0,08094	0,08453	0,08801	0,09142	0,09477	0,09807	0,1013	0,1045	0,1077	0,1109
34	—	—	0,05994	0,06442	0,06817	0,07222	0,07577	0,07919	0,08252	0,08575	0,08893	0,09206	0,09514	0,09819	0,1012	0,1042
36	—	—	—	0,06020	0,06414	0,06776	0,07118	0,07445	0,07763	0,08072	0,08375	0,08672	0,08965	0,09255	0,09541	0,09824
38	—	—	—	0,05640	0,06023	0,06376	0,06706	0,07021	0,07325	0,07619	0,07903	0,08195	0,08474	0,08751	0,09023	0,09293
40	—	—	—	0,05297	0,05675	0,06016	0,06335	0,06638	0,06931	0,07215	0,07493	0,07765	0,08032	0,08295	0,08556	0,08814
45	—	—	—	0,04565	0,04929	0,05253	0,05550	0,05830	0,06099	0,06358	0,06610	0,06857	0,07093	0,07326	0,07571	0,07802
50	—	—	—	—	0,04327	0,04637	0,04919	0,05181	0,05431	0,05671	0,05903	0,06130	0,06351	0,06568	0,06782	0,06993
60	—	—	—	—	—	0,03705	0,03967	0,04204	0,04426	0,04639	0,04842	0,05038	0,05229	0,05416	0,05599	0,05779
70	—	—	—	—	—	0,03025	0,03278	0,03502	0,03706	0,03899	0,04082	0,04258	0,04427	0,04592	0,04753	0,04912
80	—	—	—	—	—	0,02497	0,02752	0,02968	0,03162	0,03342	0,03510	0,03670	0,03824	0,03973	0,04119	0,04260
90	—	—	—	—	—	—	0,02333	0,02550	0,02736	0,02906	0,03065	0,03213	0,03356	0,03493	0,03625	0,03754
100	—	—	—	—	—	—	0,01986	0,02206	0,02390	0,02555	0,02705	0,02845	0,02979	0,03106	0,03228	0,03348

Таблица 4

Характеристика газов

Газы	Химическая формула	Атомность	Молекулярный вес	Удельный вес γ при 0°C и 760 мм вод. ст. в кг/м ³	Газовая постоянная R в кгм/кг°C	Теплотворная способность в ккал/м ³	
						высшая	низшая
Азот	N ₂	2	28,016	1,251	30,28	—	—
Ацетилен	C ₂ H ₂	4	26,036	1,1616	32,56	13964	13483
Бензол	C ₆ H ₆	12	78,05	3,482	10,87	—	—
Бутан	C ₄ H ₁₀	14	58,121	2,5931	14,588	30692	28281
Бутилен	C ₄ H ₈	12	56,1046	2,5031	15,112	29089	27160
Водород	H ₂	2	2,016	0,0898	420,6	3048	2566
Водяной пар	H ₂ O	3	18,02	0,804	47,77	—	—
Воздух сухой	—	—	28,95	1,293	29,27	—	—
Кислород	O ₂	2	32,00	1,429	26,50	—	—
Метан	CH ₄	5	16,0426	0,7157	52,851	9494	8529
Окись углерода	CO	2	28,06	1,250	30,29	3018	3018
Пентан	C ₅ H ₁₂	17	72,1472	3,2188	11,699	37712	34818
Пропан	C ₃ H ₈	11	44,095	1,9673	19,228	23671	21742
Пропилен	C ₃ H ₆	9	42,0784	1,8773	20,153	22084	20638
Сернистый ангидрид	SO ₂	3	64,07	2,926	13,24	—	—
Сероводород	H ₂ S	3	34,0762	1,5203	24,882	6068	5585
Углекислота	CO ₂	3	44,00	1,977	19,145	—	—
Этан	C ₂ H ₆	8	30,0626	1,3415	28,198	16663	15186
Этилен	C ₂ H ₄	6	28,0522	1,2512	30,225	15169	14204

Таблица 5

Физические параметры жидких тел

Название жидкости	Удельный вес γ в кг/м ³	Температура в град.	Коэффициент теплопроводности λ в ккал/м·час°C	Теплоёмкость C в ккал/кг°C
Бензин	900	0	0,125	0,43
»	900	50	0,095	0,44
Бензол	900	0	0,13	0,40
»	—	50	0,119	—
Керосин	850	0	0,104	0,58
»	850	200	0,077	—
Крекинг-мазут грозненский	—	27	0,117	} 0,45 + 0,6 $\frac{t}{1000}$
»	—	47	0,115	
»	—	32	0,102	
Мазут А	—	65	0,099	—
» А	—	200	0,089	0,58
Смазочные масла	890	200	0,12	—
Смола	1200	80	0,108	0,45
Трансформаторное масло	880	20	—	—

Таблица 6

Физические параметры твёрдых тел

Материалы	Температура в град.	Объёмный вес в кг/м ³	Коэффициент теплопроводности λ в ккал/м·час°C	Теплоёмкость C в ккал/кг°C
Бетон	20	2300	1,10	0,27
Гипс	—	1650	0,25	—
Дерево:				
дуб поперёк волокна	20	800	0,18	0,42
дуб вдоль волокна	20	800	0,31	—
сосна поперёк волокна	20	450	0,09	—
сосна вдоль волокна	20	450	0,22	—
Земля сухая	—	1500	0,12	—
» влажная	—	1700	0,56	0,48
Известняк	—	2700	0,6—0,8	0,14

Продолжение табл. 6

Материалы	Температура в град.	Объёмный вес в кг/м³	Коэффициент теплопроводности λ в ккал/м-час°С	Теплоёмкость С в ккал/кг°С
Каменный уголь	20	1400	0,16	0,31
Картон	—	—	0,055	—
Кирпич карборундовый	100	2300	8	0,2
	1000		9,5	0,3
Кирпич магнезитовый	100	2350	5	0,25
	1000		3	0,34
Кирпич строительный	20	1400—1600	0,4	—
Кирпич шамотный	100	1700	0,6	0,20
	1000	1900	1,1	0,27
Кладка из строительного кирпича	—	1800	0,35	—
Кокс порошкообразный	100	450	0,164	0,29
Лёд	0	920	1,935	0,54
Линолеум	20	1180	0,16	—
Мел	50	2000	0,80	0,21
Мрамор	90	2700	1,12	0,10
Нагар масляный	—	—	0,1	—
Накипь котельная гипсовая	—	2000—2500	0,5—2,0	—
» » силикатная	—		0,07—0,15	—
Песок сухой	20	1500	0,28	0,19
Песок влажный	20	1600	0,97	0,50
Портланд-цемент	30	1900	0,26	0,27
Резина	0	1200	0,14	0,33
Сажа	—	—	0,03—0,05	—
Слюда	—	290	0,5	0,21
Сланец	100	2800	1,28	—
Снег	—	560	0,40	0,50
Стекло	20	2500	0,64	0,16
Фарфор	95	2400	0,89	0,25
Шлак	20	2750	0,1	0,18
Шлакобетон	—	2150	0,80	0,21
Штукатурка	20	1680	0,67	—

Насыпной вес сыпучих тел

Таблица 7.

Материал	Объёмный вес в кг/м³	Средний вес в кг/м³
Антрацит АК	800—950	900
Антрацит АШ	900—1000	1000
Бурый уголь	700—800	750
Зола	—	900
Каменный уголь	750—1000	850
Кокс	380—530	300
Коксовая мелочь	400—600	В зависимости от W _p
Песок, земля сухие (влажные)	1600(2100)	—
Торф влажный	550—650	—
Торф воздушно-сухой	325—410	—
Угольная пыль	Слежавшаяся до 900	700
Цемент свободный (утраченный)	1400(2000)	—
Шамот	—	2000

Таблица 8

Физические свойства металлов

Наименование	Объёмный вес в $г/см^3$ — $т/м^3$	Коэффициент теплопроводности λ в $ккал/м-час^{\circ}C$	Теплоёмкость между 0 и 100° в $ккал/кг^{\circ}C$	Времен- ное сопро- тивление на разрыв в $кг/мм^2$	Темпера- тура плав- ления в град.	Удельное сопротивле- ние при 20° в $ом\ мм^2/м$
Алюминий	2,7	175	0,22	14—22	658	0,029
Бронза	8,8—8,9	55	0,091	50—60	900	0,021—0,04
Вольфрам	18,7	125	0,32	415	3300	0,05
Графит	2,1	—	0,2	—	—	400—1000
Железо	7,85	50—60	0,113	44	1520	0,1—0,14
Константан	8,8	20	0,10	40	1200	0,40—0,51
Латунь	8,6	73,5	0,09	40	960	0,05
Манганин	8,14	20	0,10	55	910	0,42
Медь	8,9	330	0,091	25—40	1080	0,0175
Никелин	11,2	50	0,11	—	1760	0,40—0,44
Никель	8,9	50	0,11	30—50	1450	0,09—0,12
Нихром	8,2	—	—	70	1375	1,1
Олово	7,3	55	0,056	3—5	232	0,12
Платина	21,2	60	0,032	21—35	1760	0,09—0,11
Ртуть	13,6	7,5	0,033	—	—39	0,95
Свинец	11,4	30	0,031	1,2—2,3	327	0,217
Серебро	10,5	394	0,056	28—30	960	0,016
Фехраль	7,6	—	—	—	1450	1,2
Хромаль	7,1	—	—	80	1500	1,3
Цинк	7,1	95	0,094	15—20	420	0,06
Чугун	7,2	54	0,12	12—20	1200	0,50

Таблица 9

Физические свойства сталей, применяемых в котлотурбостроении

Физические свойства	Марки стали			
	углеродистые		легированные	
	15	30	0,5% Mo	1% Cr + 0,5% Mo
Удельный вес в $т/м^3$		7,85	7,85	7,85
Коэффициент линейного расширения $10^{-6}\alpha$ $мм/мм^{\circ}C$ в интервале $^{\circ}C$:				
0—100		12,0	12,2	11,9
0—200		12,6	13,1	12,6
0—300		13,2	13,7	13,2
0—400		13,6	14,2	13,7
0—500		13,9	14,6	14,1
0—600		14,2	14,8	14,3
Средняя теплоёмкость c_m $ккал/кг^{\circ}C$ в интервале $^{\circ}C$:				
0—100		0,112	0,116	0,116
0—500		0,128		
Коэффициент теплопроводности в $ккал/м-час^{\circ}C$ при $^{\circ}C$:				
100	46,8	43,2	36	32,4
200	43,2	39,6		
300	39,6	36,0		30,6
400	36,0	32,4		
500	32,4	28,8		28,8
600	28,8	25,2		

Область применения различных марок сталей

Марки сталей	Область применения
15 и 20	Котельные листы и трубы поверхности нагрева котлов с температурой стенки труб ниже 450°
25 и 30	
35	
15М, 20М и 15ХМ	Кованые барабаны, камеры котлов, литые, шпильки и болты котлов низкого и среднего давления
30ХМА и ЭИ-10	
30, 35МЛ и 15ХМЛ	Шпильки и болты в установках низкого и среднего давления
30, 35ХМА и 35ХНМ	
ЭИ-123, Ж-1 и Ж-2	Барабаны, камеры, трубы поверхности нагрева котлов высокого давления с температурой стенки 450° и выше для стационарных трубопроводов высокого давления
35ХМЮА, ЭИ-107, СХ8М, Ж-3	Шпильки и гайки в установках высокого давления
20МЛ	Стальные отливки для цилиндров, редукторов, клапанов и др.
	Роторы и диски турбин
	Лопатки для ступеней высокого давления турбин
	Лопатки для ступеней низкого давления турбин
	Детали арматуры: клапаны, седла, шпиндели
	Стальное литье для арматуры

Таблица 11

Состав и механические свойства углеродистой стали по ГОСТ 380-41

Марка стали	Состав в %					Расчётная величина $\sigma_{0,2}$ в кг/мм ²	$\sigma_{0,2}$, не менее, в кг/мм ²	δ_s , не менее, в %	a_k , не менее, в кг/см ²
	C	Mn	Si меньше	S	P не более				
МСТ-1	0,07—0,12	0,35—0,6	—	0,055	0,05	32—40	21	28	—
МСТ-2	0,09—0,15	0,35—0,50	0,37	0,055	0,05	35—42	22	26	8
МСТ-3	0,14—0,20	0,35—0,60	0,37	0,055	0,05	38—45	25	22	7
МСТ-4	0,18—0,27	0,40—0,70	0,37	0,055	0,05	42—50	29	20	6
МСТ-5	0,26—0,37	0,40—0,70	0,37	0,055	0,05	50—60	—	16	—

Состав и механические свойства качественных углеродистых и трубных сталей по ГОСТ 1050-41

Таблица 12

Марка стали	C в %	Si в %	Mn в %	Остальные элементы в %	σ_b^{20} в кг/мм ²	σ_s^{20} в кг/мм ²	δ_{10} в %	δ_5 в %
10*	0,95—0,15	0,08—0,25	0,35—0,60	$\left. \begin{array}{l} S < 0,045 \\ P < 0,045 \\ Cr < 0,2 \\ Ni < 0,3 \end{array} \right\}$	32—42	18	20	24
15	0,10—0,20	$\left. \begin{array}{l} 0,17—0,37 \end{array} \right\}$	$\left. \begin{array}{l} 0,5—0,8 \end{array} \right\}$		35—45	20	17	22
20	0,15—0,25				40—50	22	17	20
25	0,20—0,30				43—55	24	16	19
30	0,25—0,35				48—65	26	1	17
35	0,30—0,40			50—65	28			

В кипящей стали 10 и 15 — Si < 0,1%.

* Для ответственных установок C = 0,10 ÷ 0,15%.

Механические свойства углеродистых сталей при повышенных температурах

Таблица 13

Сорт стали	Временное сопротивление σ_b^{20} в кг/мм ²	Предел текучести σ_s при t в град.								Предел прочности σ_k (10 ⁻⁷), при t в град.					Примечание
		20	200	250	300	350	400	450	500	400	425	450	475	500	
10	32—42	18	16	15	13,5	11,5	10	8	6	10	7,5—7,1	5,4—4,9	3,7—3,1	2,6—1,9	Спокойная Кипящая
МСТ-2	34—42	18	16	15	13,5	11,5	10	8	6	11	8,0	6,0	4,2	3,2	Спокойная Кипящая
15	35—45	20	17,5	16,5	14,5	12,5	11,0	9	7	12	7,7	5,3	3,7	2,5	
МСТ-3	38—47	21	18	17	15	13	11,5	9	7	12	8,6	6,3	4,5	3,2	
20	40—50	22	19	17,5	15,5	13,5	12	10	8	12,5	9,2	6,5	4,6	3,2	
МСТ-4	42—50	23	19,5	18	16	14	12,5	10	8	13	9,5	6,7	4,7	3,2	
25	43—55	24	20,5	18,5	16,5	14,5	13	11	9	13,5	10,5	7,5	5,5	—	
30	48—60	26	22	20	17,5	15,5	13,5	11,5	9,5	14,5	11,5	8,5	6,5	—	
35	52—65	28	24	21,5	19	17	14,5	12,5	10,5	—	—	—	—	—	

Указанные величины относятся к прокату и поковкам.

Для качественного отожённого литья на 10—15% меньше.

Таблица 14

Состав и свойства низколегированных сталей при высоких температурах

Марка стали	Химический состав в %							
	C	Mn	Si	Mo	Cr	S	P	V
15М	0,12—0,2	0,4—0,7	0,17—0,37	0,4—0,6	0,25 0,25 0,8—1,1	}	< 0,04	
20М	0,15—0,25							
15ХМ	< 0,16	0,4—0,7	0,15—0,30	0,4—0,6 0,15—0,25	< 0,25 0,8—1,1	}	< 0,035	0,15—0,3
30М	0,25—0,35							
30ХМА	0,20—0,30	0,4—0,7	0,15—0,30	0,2—0,3	1,4—1,8			
ЭИ-10								
25ХМФ								

Таблица 15

Допускаемые напряжения в кг/мм² в изделиях из цветных металлов

Наименование металла или сплава	Температура в град.										
	65	100	150	175	200	225	250	300	350	400	
Монц-металл	7,03	6,70	5,27	3,40	1,50	—	—	—	—	—	
Латунь	4,92	4,75	4,04	3,60	2,40	1,0	0,60	—	—	—	
Адмиралтейский сплав	4,92	4,75	4,40	4,24	3,90	3,40	—	—	—	—	
Морская латунь	7,73	7,40	7,03	4,80	2,60	—	—	—	—	—	
Сплав меди и кремния	7,03	7,03	5,27	3,80	—	—	—	—	—	—	
Бронза I	4,92	4,92	4,57	4,24	3,92	3,60	3,15	1,60	—	—	
Бронза II	4,22	4,10	3,91	3,18	2,65	—	—	—	—	—	
Монель-металл	9,84	9,84	9,84	9,84	9,84	9,84	9,84	9,84	9,84	9,84	
Медникелевый сплав 70—30	7,73	7,73	7,73	7,73	7,73	7,73	7,73	6,70	6,25	5,62	
То же 80—20	7,03	7,03	7,03	7,03	7,03	7,03	6,50	6,10	5,50	4,81	
Медь отожженная	4,22	3,90	3,94	3,20	2,90	—	—	—	—	—	
Алюминиемарганцевый сплав отожжённый	1,97	1,80	1,48	1,28	1,14	—	—	—	—	—	
То же неотожжённый	2,46	2,14	1,90	1,69	1,58	—	—	—	—	—	
Медный сплав для конденсаторных труб	7,03	7,03	7,03	7,03	7,03	7,03	—	—	—	—	

Таблица 16

Характеристика теплоизоляционных материалов

Материал	Состав (сокращённые обозначения: дол.— доломит, асб.—асбест, мг.—лёгкая магнезия, ш.—шиферные отходы, д.—диатомит., гр.—трепел, сл.—слодяная чешуя)	Насыпной вес в кг/м³	Объёмный вес готовой изоляции в кг/м³	Коэффициент теплопроводности		Температура протекающей среды, при которой применяется изоляция в град.
				ккал/м час °С	при температуре в град.	
Альфонь	Алюминиевая фольга	—	20	0,04	50	до 225
Асбест волокно	—	470	—	0,095	50	
Асбест листовый	—	—	770	0,14	50	до 225
Асбестовый пнур	80% асб. + 20% хлопка	—	470	0,15	150	
Асбозурит	70% д. + 30% асб.	340	700—800	0,16	100	до 300
Асбослюда	20% д. + 40% гр. + 20% ш. + 20% асб.	500	600	0,13	150	
Асбогермит	70% ш. + 15% д. + 15% асб.	400	550—600	0,11	100	до 500
Войлок шерстяной	—	—	330	0,13	150	
Вулканит	—	—	400	0,045	30	Холодная изоляция до 450
Диатомовый кирпич	Диатомит	—	500—550	0,078	—	
Диатомовая крошка	—	—	200	0,11	50	до 500
Зонолит	—	—	160—200	0,13	150	
Минеральная шерсть	—	—	—	0,085	100	до 800
Новоасбозурит	70% д. + 15% ш. + 15% асб.	400	620	0,080	50	
Ньювель	85% мг. + 15% асб.	180	350—400	0,035	100	до 250
Опилки	—	200	—	0,13	50	
Пенодиатомовый кирпич	Пенодиатомит	—	400	0,08	200	до 400
Пробковая пластина	—	—	190	0,06	20	
Совелит	85% дол. + 15% асб.	230	450—500	0,11	50	до 800
Стеклянная вата	—	—	200	0,036	150	
Торфолиты	Моховой торф прессованный	—	170—250	0,09	30	Холодная до 425
Шевелин	Льняные очёсы + водонепроницаемая бумага	—	150—250	0,10	200	
Шлаковая вата	—	—	250	0,032	0	Холодная изоляция
				0,04	0	
				0,05	35	То же до 700
				0,035	0	
				0,04	0	
				0,06	100	

Таблица 17

Пределы применения прокладочных материалов

Наименование	Предельные		Толщина прокладки в мм	Примечание
	рабочее давление в <i>ати</i>	температура в град.		
А. Прокладки для воды				
Парусина	1,5	50	—	На сурике или белилах
Пенька	3,0	40	2—6	
Резина сплошная	3,0	40	от 4 до 6	
Резина с парусиновой прокладкой	6,0	60	3	До диаметра 500 мм; при больших диаметрах резина с металлической сеткой
Резина с металлической сеткой	10,0	80	3—4	
Картон технический тряпичный	16,0	100—200	3	
Паста «Феникс»	16	200	—	Для временных прокладок при гидравлических испытаниях до 50 <i>ати</i> , 40° С
То же с сеткой	25	40	—	
Медные кольцевые прокладки	35	—	—	
Паронит унифицированный марки У	50	Неогран.	1—2	
Мягкая сталь	60	»	—	
Паронит вулканизированный марки УВ	75	—	1—2	Зубчатые прокладки
Мягкая сталь	140	—	—	
Б. Прокладки для пара				
Асбест (листовой)	1,5	—	до 4	Для отработанного пара
» шнур	1,5	—	до 6	
Паста «Феникс»	15	200	1,5—3	То же
Мягкое железо толщиной 0,3 мм	20	200	2—3	С сеткой для насыщенного пара
Медные кольцевые прокладки	35	425	—	С асбестовым сердечником для насыщенного пара
Паронит марки У	40	425	1—2	Гофрированные прокладки с графито-асбестовым заполнением
Картон латексный	50	425	1—2	
Мягкая сталь	100	500	—	
Паронит вулканизированный марки УВ	60	425	1—2	Зубчатые прокладки
Мягкая сталь	140	500	—	
В. Прокладки для нефтепродуктов (мазут, масло)				
Картон технический тряпичный	10	30	до 4	Для бензина, керосина, минеральных масел и пр.
Бумага чертёжная	10	80	—	
Фибра	15	80	—	
Алюминий	60	300—400	2	
Паронит марки УВ маслоупорный	75	350	1—1,5	
Г. Прокладки для газа и воздуха				
Асбест	1,5	650	до 4	

СОДЕРЖАНИЕ		Стр.
Предисловие		3
Г л а в а I		
Котельные установки		
(инж. П. Т. Сердюков)		
1. Топливо и его техническая характеристика		5
2. Основы расчёта котельных установок и примерный расчёт котлоагрегата		9
3. Процессы горения и конструкции топочных устройств для каменных углей		36
4. Типы паровых котлов малой и средней производительности		49
5. Пароперегреватели		54
6. Пароохладители		58
7. Водяные экономайзеры		59
8. Воздухоподогреватели		60
9. Арматура и гарнитура котлоагрегатов		61
10. Обмуровка котлоагрегата		64
11. Монтаж котельных установок		68
12. Пуск и эксплуатация котлоагрегатов		72
13. Аварии и ремонт котельных агрегатов		74
Г л а в а II		
Местные виды топлива		
(канд. техн. наук Н. М. Пятыйкин, канд. техн. наук В. Г. Перков)		
14. Бурые угли		77
15. Торф		80
16. Растительные суррогаты топлива		83
17. Особенности сжигания местных видов топлива		84
18. Подготовка топлива к воспламенению при слоевом и камерном сжигании		85
19. Мощность топок и потери при сжигании		91
20. Топки для местных топлив		94
21. Компоновка малых электростанций, работающих на местном топливе		124
22. Наладка топок паровых котлов электростанций, работающих на местном топливе		127
Г л а в а III		
Вспомогательные устройства		
(доц. Н. Ф. Кираковский, канд. техн. наук А. Д. Дубинин, инж. П. Т. Сердюков канд. техн. наук Б. М. Таранов)		
23. Тягодутьевые установки		130
24. Основные данные расчёта тягодутьевых установок		135
25. Регулирование тягодутьевых машин		141
26. Мероприятия по повышению экономичности тягодутьевых установок		142
27. Питательные устройства		145
28. Характеристики насосов		156
29. Топливное хозяйство теплогенергетических установок		157
30. Золоулавливание		165
31. Вспомогательное оборудование машинного зала		171
32. Теплофикационное оборудование		177

Глава IV
Водоподготовка
(инж. П. Т. Сердюков)

33. Общие сведения	183
34. Схемы и оборудование водоочистительных устройств	188
35. Продувка котлов	203
36. Эксплуатация водоподготовительных устройств	204

Глава V
Паровые машины и локомобили
(доц. Н. Ф. Кираковский)

37. Паровые машины	207
38. Принцип работы паровой машины	208
39. Классификация паровых машин	209
40. Тепловые процессы	209
41. Конструкция основных частей паровой машины	224
42. Парораспределение	226
43. Способы регулирования мощности машин	231
44. Индикатор	238
45. Регулировка рабочего процесса по индикаторным диаграммам	239
46. Ориентировочные габаритные размеры установок паровых машин	242
47. Типы машин и тепловые схемы	242
48. Локомобили	246
49. Характеристика трубопроводов	258
50. Основные указания по эксплуатации	262

Глава VI
Паровые турбины
(канд. техн. наук Б. П. Таранов)

51. Стандарты на паровые турбины и типы паровых турбин	266
52. Описание паровой турбины и её важнейших деталей	268
53. Центровка паровых турбин	282
54. Тепловые процессы в паровой турбине	283
55. Коэффициенты полезного действия и показатели эффективности паровых турбин	290
56. Работа паровой турбины при переменных режимах	292
57. Регулирование паровых турбин	298
58. Система смазки паровых турбин	305

Глава VII
Конденсация
(канд. техн. наук А. С. Семенов)

59. Конденсация в паровых двигателях	307
60. Основы теплового расчёта конденсатора	309
61. Конструкции конденсаторов	320
62. Эксплуатация конденсаторов	325

Глава VIII
Газовые турбины
(канд. техн. наук А. С. Ерёмченко-Швец)

63. Общие сведения о газотурбинных установках	328
64. Газовые турбины со сгоранием при постоянном давлении	328
65. Циклы газовых турбин со сгоранием при постоянном давлении	329
66. Конструкции стационарных газовых турбин постоянного давления	337
67. Материалы для газовых турбин	344
68. Области применения газовых турбин	345

Глава IX
Двигатели внутреннего сгорания
(доц. Н. Ф. Кираковский)

69. Классификация двигателей	349
70. Тепловые процессы	349
71. Конструкции двигателей	360

72. Методы контроля монтажа основных деталей	374
73. Распределение двигателей	380
74. Топливное хозяйство	383
75. Водоохлаждающие устройства	385
76. Фундаменты	387
77. Допускаемые отклонения при сборке и монтаже основных деталей двигателя	394
78. Нормы допускаемого износа основных деталей	396
79. Индикаторные диаграммы и определение по ним неисправностей теплового процесса	398
80. Общие указания по эксплуатации двигателей	400

Глава X
Смазочные материалы
(доц. Н. Ф. Кираковский)

81. Общие сведения	405
82. Моторные и дизельные масла	406
83. Регенерация отработанных масел	411
84. Нормы расхода смазочных материалов	415

Глава XI
Газосиловые установки
(инж. Л. П. Гринь)

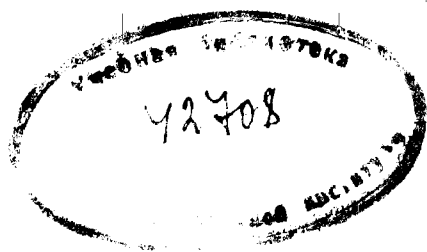
85. Общие сведения	418
86. Основы газификации твёрдых топлив	418
87. Газогенераторное топливо	422
88. Газогенераторы и их вспомогательные устройства	425
89. Очистительно-охладительная аппаратура силовых газогенераторных установок	442
90. Устройство и оборудование газогенераторных силовых установок	449
91. Водоснабжение и водоочистка	455
92. Наладка и эксплуатация газосиловых установок	458
93. Обслуживание газогенераторной установки	460
94. Техника безопасности и противопожарные мероприятия	462

Глава XII
Тепловой контроль и автоматизация
(инж. Д. К. Широкий)

95. Задачи теплового контроля и автоматизации	464
96. Приборы теплового контроля	465
97. Приборы для измерения давления расхода жидкостей, газов и пара	475
98. Автоматизация теплосиловых установок	480

Глава XIII
Технико-экономические показатели 489
(инж. А. Г. Горенштейн)

Приложение (проф. П. Д. Швецов)	502
---	-----



Техредактор *Д. М. Нестеренко*. Корректоры: *В. И. Карпинская* и *П. Я. Фурер*.
Б И 20145. Подписано в печати 15.XI.1952. Формат бумаги 70×108/16. Бумажных
листов—16,125. Печатных листов—44,2+4 вкл. Уч.-издат. листов—45. Тираж 8000.
Зан. № 703.

Напечатано с матриц Киевской книжно-журнальной фабрики в Житомирской
областной типографии.