

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ВЫБОР ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ И ЧИСЛА КОТЛОАГРЕГАТОВ

1. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК И ОБОСНОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬСТВА ИЛИ РАСШИРЕНИЯ КОТЕЛЬНОЙ

В соответствии со СНиП П-35-76 проектирование новых и расширение действующих котельных должно осуществляться в соответствии с утвержденными схемами теплоснабжения, т. е. с учетом количества и режимов потребления теплоты промышленными предприятиями и жилищно-коммунальным сектором (ЖКС). Число и единичная мощность котлоагрегатов, параметры и вид теплоносителя (пар или перегретая вода) зависят от суммарных тепловых нагрузок котельной и режима отпуска теплоты, определяемого режимом работы потребителей. В связи с этим проектировщикам на основании заявок потребителей приходится составлять исходные данные тепловых нагрузок котельной установки. От тщательности этой работы зависят последующие проектные решения: выбор принципиальной тепловой схемы, основного и вспомогательного оборудования, а также технико-экономические показатели котельной.

Тепловые нагрузки для расчета и выбора оборудования котельник должны, как минимум, определяться для трех характерных режимов (СНиП П-35—76):

максимально-зимнего — при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;

наиболее холодного месяца — при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодный месяц;

летнего — при расчетной температуре наружного воздуха теплого периода.

Таблица 1.1. Климатологические данные некоторых городов СССР для расчета отопительно-вентиляционных нагрузок

Населенные пункты	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода. сут.
	Расчётная для	Расчётная для	Средняя за	
Абакан	—42	—27	—9,5	226
Актюбинск	—31	—21	—7,3	203
Алма-Ата	—27	—12	—2,1	166
Архангельск	—32	—19	—4,7	251
Арзамас	—29	—17	—4,9	211'
Армавир	—21	—7	0,5	159
Аральск	—27	—18	—6,0	181
Астрахань	—22	—8	—1,6	172
Ачинск	—41	—22	—7,9	238
Ашхабад	—11	—2	3,9	111
Баку	—4,0	1,0	5,1	119
Барнаул	—39	—23	—8,3	219
Белгород	—23	—12	—2,2	196
Бердянск	—19	—7,0	—0,0	168
Бийск	—38	—24	—8,7	222
Благовещенск	—34	—25	—11,5	212
Боржоми	—11	—2,0	2,5	189
Брест	—20	—8	0,4	186
Брянск	—24	—13	—2,6	206
Верхоянск	—60	—51	—22	272
Вильнюс	—23	—9	—0,9	194
Винница	—21	—10	—1,1	189
Витебск	—26	—12	—1,6	205
Владивосток	—25	—16	—4,8	204
Владимир	—27	—16	—4,5	217
Волгоград	—22	—13	—3,4	182
Вологда	—31	—16	—4,8	228

Воронеж	—25	— 14	—3,4	199
Ворошиловград	—25	— 10	— 1,6	180
Вязьма	—29	— 14	—3,5	217
Гомель	—25	— 11	— 1,3	197
Горький	—30	— 17	4,7	218
Грозный	— 16	—5	0,4	164

Продолжение табл. 1.1

Населенные пункты	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода. сут
	Расчётная для отопления	Расчётная для вентиляции	Средняя за отопительный период	
Даугавпилс	—27	— 10	—1,5	203
Днепропетровск	—24	—9	— 1,0	175
Душанбе	— 14	—2	3,6	112
Ереван	— 19	—8	—0,9	114
Ессентуки	— 17	—8	0,1	178
Житомир	—21	—9	—0,8	192
Запорожье	—23	—9	—0,7	175
Иваново	—28	— 16	—4,4	217
Ижевск	—34	— 19	—6,0	223
Иркутск	—38	—25	—8,9	241
Казань	—30	—18	—5,7	218
Караганда	—32	—20	—7,5	212
Каунас	—20	—9	—0,5	192
Киев	—21	— 10	—1,1	187
Кострома	-30	—16	—4,5	224
Краснодар	— 19	—5	1,5	152
Красноярск	—40	-22	—7,2	235

Курск	—24	— 14	—3,0	198
Ленинград	—25	— 11	—2,2	219
Липецк	—26	—15	—3,9	199
Львов	— 19	— 7	—0,2	191
Магнитогорск	—34	—22	—7,9	218
Минск	—25	— 10	—1,2	203
Москва	—25	— 14	-3,2	205
Мурманск	—28	— 18	-3,3	281
Новосибирск	—39	—24	-9,1	227
Одесса	— 18	—6	1,0	165
Омск	—37	—23	—7,7	220
Орджоникидзе	— 17	—5	—0,4	175
Орел	—25	-13	—3,3	207
Пенза	—27	— 17	—5,1	206
Пермь	—34	—20	—6,4	226
Петрозаводск	—29	— 14	—2,9	237
Полтава	—22	— 11	— 1,9	187

Продолжение табл. 1.1

Населенные пункты	Температура наружного воздуха, °С			Продолжительность отопительного периода. сут
	Расчётная для отопления	Расчётная для вентиляции и	Средняя за отопительный период	
Псков	—26	—11	—2,0	212
Ростов-на-Дону	—22	—8	—1,1	175
Рязань	—27	—16	—4,2	212
Саратов	—25	—16	—5,0	198
Свердловск	—31	—20	—6,4	228
Севастополь	— 11	0	4,4	137

Смоленск	—26	—13	—2,7	210
Таганрог	—24	—9	—0,8	173
Таллин	—21	—9	—0,8	221
Тольятти	—29	—17	—5,4	203
Томск	—40	—25	—8,8	234
Тула	—28	—14	—3,8	207
Ульяновск	—31	—19	—5,7	213
Уфа	—29	—19	—6,4	211
Феодосия	—15	—2	2,9	144
Фрунзе	—23	—9	—0,9	157
Хабаровск	—32	—23	—10,1	205
Харьков	—23	—И	—2,1	189
Целиноград	—35	—22	—8,7	215
Челябинск	—29	—20	—7,1	216
Чимкент	—17	—6	1,1	147
Чита	—38	—30	—11,6	240
Якутск	—55	—45	—19,5	254
Ярославль	—31	—16	—4,5	222

Средняя температура наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку (расчетная для отопления) принимается по климатологическим данным для населенных пунктов СССР (в табл. 9.1). Из этой же таблицы принимается средняя температура наружного воздуха в наиболее холодный месяц (расчетная для вентиляции).

За летний режим принимают такой, при котором отсутствуют расходы теплоты на отопление и вентиляцию.

В практике проектирования тепловые нагрузки часто определяют для пяти режимов, добавляя к указанным выше средне-отопительный режим и режим, соответствующий точке излома температурного графика. Это позволяет произвести более точный выбор вспомогательного оборудования. При дипломном проектировании расчет тепловой схемы котельной рекомендуется производить при трех режимах в соответствии со СНиП П-35-76.

При обработке заявок потребителей производится распределение их на группы в зависимости от вида теплоносителя и его параметров, суммирование тепловых нагрузок с определением максимальных часовых расходов пара по каждой группе потребителей, расчет годового расхода пара и возврата конденсата, расчет расхода теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения предприятиями и ЖКС.

Составление сводных таблиц и графиков, характеризующих количество потребляемой теплоты и режим потребления, при дипломном проектировании рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить принципиальную схему пароснабжения предприятия от котельной с указанием длины участков и параметров пара.

2. Из схемы пароснабжения и параметров пара выбрать объект, требующий наибольшего давления пара.

3. Выбрать серийно выпускаемый котельный агрегат, удовлетворяющий потребителя, требующего наибольшего

давления.

4. Определить ориентировочным расчетом внутренние диаметры паропроводов от котельной до объекта, требующего наибольшего давления пара. Расчет паропроводов производится на максимальные часовые расходы по разнице давлений пара между котельной и наиболее удаленным объектом.

Внутренний диаметр паропровода (в метрах)

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{0,354 \cdot 10^{-3} D v}{w}} \quad (1.1)$$

где D — максимальный расход пара, кг/ч;

v — удельный объем пара при средних параметрах в паропроводе, определяемый из таблиц для водяного пара, м³/кг;

w — скорость пара, м/с; при ориентировочных расчетах рекомендуется принимать для перегретого пара 35—40 м/с, для насыщенного пара 25—30 м/с (меньшее значение выбирается при небольшой разнице давлений между котельной и наиболее удаленным объектом).

5. Принять ближайший больший диаметр паропровода по ГОСТ или ОСТ из материала труб, соответствующего требованиям «Правил устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды» Госгортехнадзора СССР, определив действительную скорость по формуле

$$W = \frac{0,354 \cdot 10^{-3} D v}{d_{\text{вн}}^2} \quad (1.2)$$

6. Определить коэффициент сопротивления трения

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{K_{\text{э}}}{d_{\text{вн}}} \right)^{0,25} \quad (1.3)$$

где $K_{\text{э}}$ — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности трубы, м (для паропроводов рекомендуется

принимать $K\varepsilon = 0,0002$ м, для водяных тепловых сетей $K\varepsilon = 0,0005$ м).

Таблица 1.2. Коэффициент α для определения суммарной эквивалентной длины местных сопротивлений.

№	Тип компенсатора	Условный проход трубопровода, м	Значение α	
			Для паровых сетей	Для водяных и конденсатных сетей
Транзитные тепловые сети (без ответвлений)				
1	Сальниковый	До 1400	0,2	0,2
2	П-образный с гнутыми отводами	до 300	0,5	0,3
		200 – 350	0,7	0,5
		40 – 500	0,9	0,7
		600 - 1400	1,2	1,0
3	П-образный со сварными и крутоизогнутыми отводами	200 - 350	0,7	0,5
Разветвлённые тепловые сети				
4	Сальниковый	До 400	0,4	0,3
		450 - 1400	0,5	0,4
5	П-образный с гнутыми отводами	До 150	0,5	0,3

7. Определить удельную потерю на трение (Па/м)

$$\Delta h = \lambda \frac{\rho \omega^2}{2} \frac{1}{d_{вн}} \quad (1.4)$$

где ρ — плотность теплоносителя при его средних параметрах в трубопроводе, кг/м³.

8. Определить эквивалентную длину, характеризующую

местные сопротивления (при отсутствии данных о местных сопротивлениях),

$$l_3 = \alpha l \quad (1.5)$$

где l — общая длина рассчитываемого участка, м;

α — коэффициент, учитывающий падение давления в местных сопротивлениях по отношению к падению давления на трение, определяется в зависимости от конструкции компенсатора из табл. 1.2 (СНиП II-36-73).

9. Определить приведенную длину паропровода (в метрах)

$$l_{\text{пр}} = l + l_3 \quad (1.6)$$

10. Определить потерю давления в паропровode от трения и местных сопротивлений (в паскалях)

$$\Delta H = \Delta h l_{\text{пр}} \quad (1.7)$$

11. Определить потерю теплоты от наружного охлаждения паропровода (кВт)

$$Q = q_{\text{уд}}(t_{\text{ср}} - t_{\text{ок}})l \cdot 10^{-3} \quad (1.8)$$

где $q_{\text{уд}}$ — полная удельная потеря теплоты изолированным паропроводом, принимается из табл. 1.3, Вт/(м К);

$t_{\text{ср}}$ — средняя температура пара в паропровode, °С;

$t_{\text{ок}}$ — температура окружающей среды, при прокладке в непроходных каналах (грунт) принимается $t_{\text{ок}} = 0$ °С, при прокладке в проходных каналах $t_{\text{ок}} = 40$ °С, при надземной прокладке принимается равной расчетной температуре наружного воздуха для отопления, $t_{\text{ок}} = t_{\text{р.о}}$;

l — длина паропровода, м.

12. При транспорте перегретого пара определить падение температуры в паропровode (°С)

$$\Delta t = 3,6 \cdot \frac{D/(t_{\text{ср}} - t_{\text{н.о}})}{D c_p} \quad (1.9)$$

$$D' = q' \cdot l \quad (1.10)$$

где c_p — истинная удельная теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении и его средних параметрах, кДж/(кг·К);

q' - удельные потери теплоты с 1 м изолированного паропровода с учётом дополнительных потерь арматурой с опорами Вт/(м·К)

Таблица 1.3 Удельные потери теплоты с 1 м изолированного паропровода с учётом дополнительных потерь арматурой с опорами Вт/(м·К)

Наружный диаметр мм	200	250 —	200	250 —	200	250 —
	Надземная прокладка		Прокладка в непроходных каналах		Прокладка в проходных каналах	
32	0,48	0,48	0,46	0,45	0,52	0,51
45	0,55	0,53	0,53	0,53	0,59	0,58
57	0,60	0,59	0,58	0,57	0,64	0,63
76	0,66	0,66	0,64	0,64	0,71	0,69
89	0,72	0,71	0,70	0,67	0,77	0,72
108	0,79	0,77	0,75	0,74	0,81	0,78
133	0,86	0,84	0,82	0,80	0,92	0,87
159	0,74	0,91	0,89	0,87	1,02	0,96
219	1,09	1,08	1,04	1,03	1,20	1,14
273	1,24	1,22	1,20	1,17	1,32	1,27
325	1,40	1,36	1,33	1,30	1,45	1,38
377	1,54	1,48	1,49	1,42	1,59	1,51
426	1,56	1,51	1,50	1,42	1,59	1,55
478	1,67	1,59	1,56	1,52	1,71	1,62
529	1,76	1,70	1,69	1,64	1,84	1,72
650	1,96	1,87	1,88	1,80	2,12	1,98
720	2,13	2,03	2,03	1,95	2,35	2,16

820	2,36	2,26	2,27	2,17	2,63	2,42
920	2,65	2,49	2,53	2,39	2,88	2,64
1020	2,99	2,76	2,79	2,65	3,09	2,86

13. При транспорте насыщенного пара определить количество образующегося конденсата (т/ч)

$$D_{\text{кон}} = 3,6 \frac{Q}{r} \quad (1.11)$$

и полный часовой расход насыщенного пара (т/ч)

$$D_{\text{пол}} = D_{\text{пот}} + D_{\text{кон}} \quad (1.12)$$

где $D_{\text{пот}}$ — количество насыщенного пара, требующееся потребителям, т/ч;

r — скрытая теплота парообразования при среднем давлении пара в паропроводе, кДж/кг.

Таблица 1.4. Значения q в зависимости от температуры наружного воздуха

Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{p.o}$	0	-10	-20	-30	-40
Значения q , Вт/м ²	93	128	151	174	186

14. Определить по каждому сооружению максимальный расход теплоты на нужды отопления (кВт) при расчетной температуре наружного воздуха:

расчетный максимальный расход теплоты на отопление жилых зданий

$$Q_{\text{от}}^{\text{жил}} = q_0 V_n (t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}), \quad (1.13)$$

где q_0 — удельная отопительная характеристика здания,

Вт/(м³·К);

V_n – объём отапливаемых зданий по наружному обмеру, м³;

$t_{вн}$ – средняя температура воздуха внутри помещения, °С;

$t_{нар}$ – расчётная наружная температура воздуха, °С.
на отопление общественных зданий

$$Q_{от}^{общ} = KQ_{от}^{жил} \quad (1.14)$$

где K – коэффициент, при отсутствии данных принимается равным 0,25.

15. Определить максимальный расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий (кВт)

$$Q_{от}^{\Sigma} = KQ_{от}^{жил} + Q_{от}^{общ} \quad (1.15)$$

16. Определить максимальный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий(кВт)

$$Q_{от}^{жил} = q_0 V_n (t_{вн} - t_{нар}), \quad (1.16)$$

где q_0 – удельная вентиляционная характеристика здания, Вт/(м³·К);

или при отсутствии данных по формуле:

$$Q_{от}^{общ} = K_1 Q_{от}^{общ} \quad (1.17)$$

где K_1 – коэффициент, при отсутствии данных принимается равным 0,4.

17. Определить средний расход теплоты за отопительный период на горячее водоснабжение жилых и общественных

зданий (кВт)

$$Q_{Г.В.}^{cp} = q_{Г.В.} \cdot m \quad (1.18)$$

где $q_{Г.В.}$ — укрупненный показатель среднечасового расхода теплоты на горячее водоснабжение на одного человека (с учетом общественных зданий района), принимается по табл. 1.5(СНиП 11-36-73);

m — число человек.

Таблица 1.5. Средние за отопительный период нормы расхода воды и теплоты на горячее водоснабжение

Значение $q_{Г.В.}^{cp}, \frac{\text{л}}{\text{сут} \cdot \text{чел}}$	80	90	100	110	120	130
Значение $q_{Г.В.}$ Вт/чел	290	319	348	377	406	435

или по выбранным значениям из норм расхода воды на горячее водоснабжение, в (кВт):

$$Q_{Г.В.}^{cp} = \frac{G_B c_B (t_{Г.В.}^{cp} - t_{х.В.})}{\eta_B}, \quad (1.19)$$

где G_B — расход горячей воды на технологические и хозяйственно-бытовые нужды, кг/с;

c_B — теплоёмкость воды, Дж/(кг·К), $c_B = 4186$ Дж/(кг·К);

$t_{Г.В.}^{cp}$ — средняя температура горячей воды, °С;

$t_{х.В.}$ — температура холодной воды, °С;

η_B — коэффициент полезного использования теплоты в водоподогревателях, $\eta_B = 0,94 \dots 0,97$.

Расчётный (максимальный) расход теплоты (кВт) на горячее водоснабжение:

$$Q_{Г.В.}^p = (2 \div 2,4) Q_{Г.В.}^{cp} \quad (1.20)$$

18. Определить средний расход теплоты за отопительный период на нужды отопления (кВт)

$$Q_0^{\text{cp}} = Q_0 \frac{t_{\text{вн}} - t_0^{\text{cp}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}}, \quad (1.21)$$

где Q_0 — максимальный часовой расход теплоты на отопление, кВт;

t_0^{cp} — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, принимается по табл. 9.1 (для предприятий, работающих в одну или две смены, средний расход теплоты должен определяться для каждой смены);

$t_{\text{р.о}}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, принимаемая по табл. 9.1 как средняя температура воздуха наиболее холодной пятидневки, °С;

$t_{\text{вн}}$ — расчетная температура воздуха внутри зданий.

19. Определить средний расход теплоты на вентиляцию (кВт)

$$Q_{\text{в}}^{\text{cp}} = Q_{\text{в}} \frac{t_{\text{вн}} - t_0^{\text{cp}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.в}}}, \quad (1.22)$$

где $Q_{\text{в}}$ — максимальный расход теплоты на вентиляцию, кВт;

$t_{\text{р.в}}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции, принимаемая по табл. 1.1 как средняя температура наиболее холодного месяца, °С.

21. Определить средний расход теплоты на горячее водоснабжение в летний период (кВт)

$$Q_{\text{г.в.л}}^{\text{cp}} = Q_{\text{г.в.}}^{\text{cp}} \frac{60 - t_{\text{хл}}}{60 - t_{\text{х.в.}}} \beta, \quad (1.23)$$

где $t_{хл}$ — температура холодной (водопроводной) воды в летний период, при отсутствии данных принимается $15\text{ }^{\circ}\text{C}$;

$t_{х.в.}$ — температура холодной (водопроводной) воды в отопительный (зимний) период, при отсутствии данных принимается $5\text{ }^{\circ}\text{C}$;

β — коэффициент, учитывающий снижение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в летний период по отношению к отопительному, при отсутствии данных принимается $\beta = 0,8$, а для предприятий курортных и южных городов $\beta = 1$.

22. Определить расход теплоты для промежуточных режимов (кВт)

$$Q_i = Q^{cp} \frac{t_{вн} - t_n^i}{t_{вн} - t_n^{cp}}, \quad (1.24)$$

где Q^{cp} — средний расход теплоты на отопление или вентиляцию, кВт;

t_n^i — температура наружного воздуха при промежуточном расчетном режиме (например, для режима наиболее холодного месяца), $^{\circ}\text{C}$;

t_n^{cp} — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, $^{\circ}\text{C}$

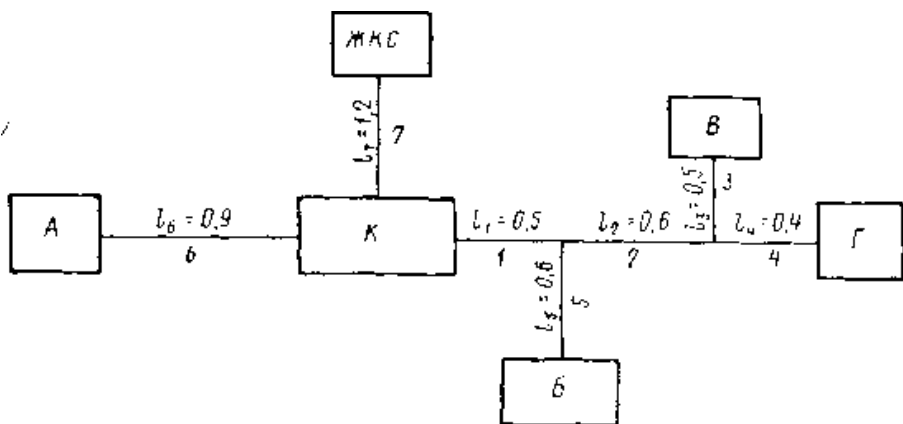


Рис. 1.1. Схема теплоснабжения предприятий и потребителей ЖКС

Пример определения тепловых нагрузок котельной.

Произвести расчет тепловых нагрузок котельной. Схема теплоснабжения данные для расчета приведены в табл. 1.6

Потребители *Б*, *В*, *Г* расходуют пар на технологические нужды и горячую воду на нужды вентиляции и горячего водоснабжения. Потребитель *А* расходует горячую воду на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Потребителем *А* являются общественные здания. Потребители ЖКС расходуют горячую воду на нужды отопления и горячего водоснабжения. Прокладка трубопроводов произведена в непроходных и проходных каналах (см. табл. 1.6).

Таблица 1.6. Исходные данные для расчета

Наименование	Потребители				
	А	Б	В	К	ЖКС
Теплоноситель	Горячая вода	Пар	Пар	Пар	Горячая вода
Принятое давление пара на выходе из котельной, Мпа	-	1,35			
Давление пара, требуемое потребителем, Мпа	—	0,3	0,65	0,4	—
Температура пара, тре-	—	250	210	250	-

буемая потребител ем, °С					
Расход пара, т/ч	—	10	25	14	-
Наименов ание	Потребители				
	А	Б	В	К	ЖКС
Длина трубопрово да от котельной до потребител я, км	0,9	U	1,6	1,5	1,2
Способ прокладки трубопрово дов	Непроход ной канал	Непроход ной канал	Частично в непроход ном и проходно м канале	Непроход ной канал	Непроход ной канал
Расположе ние котельной	г. Ленинград				
Жилая площадь, м ²	—	—	—	—	30000
Объем здания, м ³	—	100000	300000	50000	—
Число жителей	—	—	—	—	300000

Расчёт производится в следующей последовательности:

1. Производим выбор объекта (см. схему рис. 1.1), требующего наибольшего давления пара. Таким является

объект *B*, требующий давления 0,65 МПа и температуры перегретого пара 210 °С, остальные потребители могут принять пар с любой температурой вплоть до 250 °С.

Таблица 1.7. Расчет падения давления от котельной до объекта В

Рассчитываемая величина	Формула или иное обоснование	Значение величины по участкам		
		1	2	3
Расход пара, кг/ч	Задан	49 000	39 000	25 000
Плотность пара, кг/м ³ , при р = 0,1 МПа и t = 230 °С	Таблицы водяных паров	4,407		
Удельный объем пара, м ³ /кг	То же	0,2269		
Принятая предварительно скорость пара, м/с	Стр. 149, п. 4	40		
Внутренний диаметр паропровода при принятой скорости, м	Ф-ла (1,1)	0,313	0,279	0,224
Диаметр паропровода, принятого к установке, мм	ГОСТ или ОСТ	351×10	299×10	245×8
Действительная скорость в паропроводе, м/с	Ф-ла (1.2)	35,9	40,0	38,3
Коэффициент сопротивления трения	Ф-ла (1.3)	0,0172	0,0180	0,0189
Удельная потеря на трение, Па/м	Ф-ла (1.4)	147,6	227,4	266,8
Коэффициент α	Из табл. 1.2	0,8		
Эквивалентная длина, м	Ф-ла (1.5)	400	4800	400
Приведенная длина паропровода, м	Ф-ла (1.6)	900	1080	900

Потеря давления в паропроводе, МПа	Ф-ла (9.7)	0,133	0,246	0,240
Суммарное сопротивление $\sum \Delta H = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 = 0,619$ МПа				

Таблица 1.8. Расчёт снижения температуры в паропроводе от котельной до объекта В

Рассчитываемая величина	Обоснование	Значение величины по участкам		
		1	2	3
Расход пара , кг/ч	Табл. 1.7	49000	39000	25000
Наружный диаметр, м	Табл. 1.7	0,351	0,299	0,245
Способ прокладки	Задан	Непроходной канал		
Длина паропровода, м	Задана	500	600	500
Удельная потеря теплоты, Вт/(м·К)	Табл. 13	1,36	1,25	1,10
Теплоёмкость пара, кДж/(кг·К) при $p=0,1$ Мпа и $t = 230$ °С	Таблица водяных паров	1,974		
Снижение температуры пара, °С	Ф-ла (1.9)	5,8	8,1	7,6
Суммарное снижение температуры пара $\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = 21,5$ °С				

Таблица 1.9. Расчёт расхода теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение при $t_{p,0} = -25\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $t_{p,0} = -11\text{ }^{\circ}\text{C}$ (теплоноситель горячая вода, схема теплоснабжения закрытая)

Рассчитываемая величина	Формула или иное обоснование	Потребитель				
		А	Б	В	Г	ЖК С
Укрупнённый показатель максимального расхода теплоты на отопление жилых зданий Вт/м ²	табл. 19	-	-	-	-	162,8
Тоже производственных зданий, Вт/м ²	Принят по типовым проектам	-	0,5	0,65	0,8	-
Расход теплоты на отопление, МВт	Ф-лы (1.12), (1.13)	12,2	2,1	8,0	1,6	48,8
Расход теплоты на вентиляцию, МВт	Ф-лы (1.15)	4,9	0,6	1,9	0,3	-
Средний расход теплоты на горячее водоснабжение производственных зданий, МВт	$Q_{в}^{пр} = 0,233V$	-	2,0	1,0	4,0	-
<p>Примечание: 1. Средний расход теплоты на горячее водоснабжение общественных зданий (потребитель А) и ЖКС равен 10,5. 2. Максимальный расход теплоты на горячее водоснабжение общественных зданий и ЖКС составляет 21 МВт. 3. Температура внутри жилых и общественных зданий</p>						

принята 18 °С, внутри производственных 16 °С. 4. Укрупнённый расход теплоты на вентиляцию производственных зданий принят 0.233 Вт/м ² .
--

Таблица 1.10.(если сможешь вставить и сделать один файл).

2. Выбираем серийно выпускаемый паровой котел на давление перегретого пара 1,4 МПа и температуру 250 °С. Потерю давления пара в котельной ориентировочно принимаем 0,05 МПа. Тогда располагаемый перепад давления во внешних паропроводах между котельной и объектом *B* составит 1,40—0,05 = 1,35 МПа.

3. Производим расчет падения давления в паропроводе от котельной до потребителя, требующего наибольшего давления пара (объект *B*). Результаты расчета приведены в табл. 9.7. Паропровод от котельной до объекта *B* состоит из трех участков: 1,

2 и 3 (см. рис. 1.1). Как ясно из расчета, суммарное сопротивление до объекта *B* равно 0,619 МПа, т. е. у потребителя давление пара составило 0,73 МПа против требуемого 0,65 МПа. Следовательно, паропроводы, принятые к установке, обеспечат необходимое давление пара у потребителя.

4. Производим расчет снижения температуры пара при его транспорте от котельной до объекта *B*. Результаты расчета приведены в табл. 1.8. Из расчета ясно, что суммарное снижение температуры пара составило 21,5 °С, т. е. температура пара у потребителя будет 228 °С против необходимой 210 °С.

5. Производим расчет расхода теплоты каждым объектом для г. Ленинграда на отопление (при расчетной температуре наружного воздуха —25 °С) и на вентиляцию (—11 °С) — максимально-зимний режим. Результаты расчета для закрытой системы теплоснабжения приведены в табл. 1.9.

6. Составляем сводную таблицу тепловых нагрузок котельной для трех характерных режимов (табл. 1.10). При расчете расхода теплоты на отопление в наиболее холодный месяц за расчетную температуру наружного

воздуха принята $t_{p,v} = -11$ °С. Средняя температура
наружного воздуха за отопительный период $t_n^{cp} = -2,2$ °С.

2. ОБОСНОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬСТВА КОТЕЛЬНОЙ И ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ, ПРИНЯТЫЕ В ПРОЕКТЕ

На основании расчета тепловых нагрузок возникает вопрос, строить новую котельную или расширять, реконструируя, существующие котельные. Для принятия решения необходимо произвести обследование существующих котельных и выяснить возможность подключения к ним дополнительных потребителей. Если существующие котельные расположены вблизи (на расстоянии до 5 км) от новых потребителей теплоты, то, как правило, целесообразно, выбрав одну из котельных с наиболее устаревшим оборудованием, произвести ее реконструкцию.

При централизованном теплоснабжении ЖКС, имеющего сплошную застройку, и отсутствии вблизи действующих котельных сооружаются новые ТЭЦ или районные котельные. Если признано целесообразным осуществлять теплоснабжение не от ТЭЦ, а от котельных, то возможны два варианта. Первый вариант: теплоснабжение осуществляется от индивидуальных котельных мощностью до 35 МВт, сооружаемых на промышленных предприятиях. Второй вариант: теплоснабжение осуществляется от крупной районной котельной мощностью до 450 МВт. Степень экономически оправданной централизации теплоснабжения должна быть выявлена технико-экономическим расчетом.

В дипломном проекте следует привести краткие соображения, без технико-экономического обоснования, о выбранном варианте: реконструкция действующей котельной или строительство новой районной котельной. В этом же разделе дипломного проекта следует описать основные технические решения, принятые в проекте, а также, сославшись на результаты расчета тепловой схемы, выбрать единичную мощность и число устанавливаемых котельных агрегатов.

При реальном проектировании для упорядочения теплоснабжения городов и других населенных пунктов с тепловой нагрузкой до 116 МВт на расчетный срок 10—15 лет должна составляться в качестве предпроектного документа схема теплоснабжения (инструкция Госстроя СССР СН 581—80). В этой схеме обосновывается экономическая и хозяйственная целесообразность

проектирования и строительства новых, а также расширения и реконструкции существующих котельных.

В соответствии со СНиП П-35-76 расчетная мощность котельной определяется суммой мощностей, требующихся потребителям на технологические процессы, отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение при максимально-зимнем режиме. При определении мощности котельной должны также учитываться мощности, расходуемые на собственные нужды котельной и покрытие потерь в котельной и тепловых сетях.

Потребителей теплоты по надежности теплоснабжения делят на потребителей первой и второй категории. К потребителям первой категории относятся: потребители, нарушение теплоснабжения которых связано с опасностью для жизни людей или со значительным ущербом народному хозяйству (повреждения технологического оборудования, массовый брак продукции). Перечень потребителей первой категории утверждают Министерства по согласованию с Госпланом и Госстроем СССР. К потребителям второй категории относятся все остальные потребители.

Котельные по надежности отпуска теплоты потребителям разделяются на две категории. К котельным первой категории относятся котельные, являющиеся единственным источником теплоты системы теплоснабжения и обеспечивающие потребителей первой категории, не имеющих индивидуальных источников теплоты. Ко второй категории относятся все остальные котельные.

Единичная мощность и число котлоагрегатов выбирается по расчетной мощности, определяемой для максимально-зимнего режима (СНиП 11-35-76). Резервные котлоагрегаты не устанавливаются. При этом выбор числа котлоагрегатов должен быть произведен так, чтобы при выходе из строя котла наибольшей мощности в котельных первой категории оставшиеся в работе котлы обеспечивали отпуск теплоты потребителям первой категории на следующие нужды:

- технологическое теплоснабжение и системы вентиляции в количестве, определяемом минимальными допустимыми нагрузками (независимо от температуры наружного воздуха);
- отопление и горячее водоснабжение в количестве, определяемом режимом наиболее холодного месяца.

Теплота, отпускаемая потребителям второй категории при выходе из строя одного котла, независимо от категории котельной, не нормируется. Как минимум в котельной первой категории следует устанавливать два котла. В производственных котельных второй категории допускается установка одного котла. Максимальное количество котлов, устанавливаемых в котельной, определяется на основании технико-экономического расчета. Практика проектирования показала, что при строительстве новых котельных устанавливать более четырех котлов не рекомендуется. При реконструкции или расширении котельной число устанавливаемых котлов может быть большим. К установке следует принимать серийно выпускаемые промышленностью котлоагрегаты.

Мощности, требующиеся потребителям, определяются по их заявкам или подсчитываются. Количество теплоты, расходуемое на собственные нужды и покрытие потерь в котельной и тепловых сетях, приходится предварительно принимать с последующей проверкой.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ КОТЕЛЬНОЙ С ПАРОВЫМИ КОТЛАМИ

Отпуск пара технологическим потребителям часто производится от котельных, называемых производственными. Эти котельные обычно вырабатывают насыщенный или слабо перегретый пар с давлением до 1,4 или 2,4 МПа. Пар используется технологическими потребителями и в небольшом количестве — на приготовление горячей воды, направляемой в систему теплоснабжения. Приготовление горячей воды производится в сетевых подогревателях, устанавливаемых в котельной.



Рис. 2.1. Тепловая схема производственной котельной:

1 — паровой котел; 2 — расширитель непрерывной продувки; 3 — насос сырой воды; 4 — барботер; 5 — охладитель непрерывной продувки;

6 — подогреватель сырой воды; 7 — химводоочистка; 8 — питательный насос; 9 — подпиточный насос; 10 — охладитель подпиточной воды;

11 — сетевой насос; 12 — охладитель конденсата; 13 — сетевой подогреватель; 14 — подогреватель химически очищенной воды;

15 — охладитель выпара; 16 — атмосферный деаэратор;

17 — редуционно-охладительная установка (РОУ)

Принципиальная тепловая схема производственной котельной с отпуском небольшого количества теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в закрытую систему теплоснабжения показана на рис. 2.1.

Насос сырой воды подает воду в охладитель продувочной воды, где она нагревается за счет теплоты продувочной воды. Затем сырая вода подогревается до 20—30 °С в пароводяном подогревателе сырой воды и направляется в химводоочистку.

Химически очищенная вода направляется в охладитель деаэрированной воды и подогревается до определенной температуры. Дальнейший подогрев химически очищенной воды осуществляется в подогревателе паром. Перед поступлением в головку деаэрата часть, химически очищенной воды проходит через охладитель выпара деаэрата.

Подогрев сетевой воды производится паром в последовательно включенных двух сетевых подогревателях. Конденсат от всех подогревателей направляется в головку деаэрата, в которую также поступает конденсат, возвращаемый внешними потребителями пара.

Подогрев воды в атмосферном деаэраторе производится паром от котлов и паром из расширителя непрерывной продувки. Непрерывная продувка от котлов используется в расширителе, где котловая вода вследствие снижения давления частично испаряется.

В котельных с паровыми котлами независимо от тепловой схемы использование теплоты непрерывной продувки котлов является обязательным. Использованная в охладителе продувочная вода сбрасывается в продувочный колодец (барботер).

Деаэрированная вода с температурой около 104 °С питательным насосом подается в паровые котлы. Подпиточная вода для системы теплоснабжения забирается из того же деаэрата, охлаждаясь в охладителе деаэрированной воды до 70 °С перед поступлением к подпиточному насосу. Использование общего деаэрата для приготовления питательной и подпиточной воды возможно только для закрытых систем теплоснабжения ввиду малого расхода подпиточной воды в них. В открытых системах теплоснабжения расход подпиточной воды значителен, поэтому в котельной следует устанавливать два деаэрата: один для приготовления питательной воды, другой — подпиточной воды. В котельных с паровыми котлами, как правило, устанавливаются деаэраты атмосферного типа.

Для технологических потребителей, использующих пар более низкого давления по сравнению с вырабатываемым котлоагрегатами, и для подогревателей собственных нужд в тепловых схемах котельных предусматривается редуцирующая установка для снижения давления пара (РУ)

или редуционно-охладительная установка для снижения давления и температуры пара (РОУ).

Расчет тепловой схемы котельной с паровыми котлами выполняется для трех режимов: максимально-зимнего, наиболее холодного месяца и летнего.

Расчет тепловой схемы производственной котельной (рис. 2.1) рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Составить таблицу исходных данных для расчета. Она составляется на основании данных о расходах пара технологическими потребителями и теплоты на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В этой же таблице указываются значения величин, предварительно принятые в последующих расчетах (пример такой таблицы — 2.1).

2. Определить расход воды на подогреватели сетевой воды (т/ч)

$$G = \frac{860 \cdot Q}{\dots} \quad (2.1)$$

Рис. 10.4. Тепловая схема производственной котельной

Рис. 10.4. Тепловая схема производственной котельной

Рис. 10.4. Тепловая схема производственной котельной

где Q — расчетная тепловая нагрузка потребителей системы теплоснабжения (отопление, вентиляция, горячее водоснабжение), МВт;

t_1 и t_2 — температура воды соответственно перед сетевыми подогревателями и после них, °С.

3. Определить расход пара на подогреватели сетевой воды

$$D_{\text{п.с.в.}} = \frac{4,2 G (t_1 - t_2)}{\dots} \quad (2.2)$$

где $i_{\text{р/пв}}$ — энтальпия редуцированного пара перед подогревателями сетевой воды, кДж/кг;

$i_{\text{к}}$ — энтальпия конденсата после подогревателей сетевой воды, кДж/кг;

η — КПД сетевого подогревателя (для различных подогревателей собственных нужд принимается равным 0,98).

4. Определить расход редуцированного пара внешними потребителями (т/ч)

$$D_{\text{DGV}}^{\prime\prime} = D_{\text{T}} + D_{\text{п.с.в.}}, \quad (2.3)$$

где D_{T} — расход редуцированного пара внешними технологическими потребителями, т/ч.

5. Определить суммарный расход свежего пара внешними потребителями (т/ч)

$$D_{\text{вн}} = D'_{\text{РОУ}} + D'_T \quad (2.4)$$

при этом

$$D'_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{i''_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в.}}}{i'} \quad (2.5)$$

где D'_T — расход свежего пара давлением 1,4 МПа;
 $i'_{\text{РОУ}}$ — энтальпия свежего пара, кДж/кг;
 $i_{\text{п.в.}}$ — энтальпия питательной воды, кДж/кг;
 $D'_{\text{РОУ}}$ — расход пара перед РОУ, т/ч.

6. Определить количество воды, впрыскиваемой в редуционно-охладительную установку (т/ч),

$$G_{\text{РОУ}} = D''_{\text{РОУ}} \frac{i''_{\text{РОУ}} - i'_{\text{РОУ}}}{i'} \quad (2.6)$$

7. Расход пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D'_{\text{с.н}} = 0,01 K_{\text{с.н}} D_{\text{в.н}} \quad (2.7)$$

где $K_{\text{с.н}}$ — расход пара на собственные нужды котельной (подогрев сырой и химически очищенной воды, расход на

деаэратор) в процентах расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 5—10 %.

8. Расход пара на мазутное хозяйство (т/ч)

$$D_M = 0,01K_M D_{ВН}, \quad (2.8)$$

где K_M — расход пара на мазутное хозяйство, процентов расхода пара внешними потребителями; при отсутствии данных рекомендуется принимать его для небольших котельных равным 3 %.

9. Расход пара на покрытие потерь в котельной (т/ч)

$$D_{П} = 0,01K_{П}(D_{ВН} - D'_{С.Н} + D_M) \quad (2.9)$$

где $K_{П}$ — расход пара на покрытие потерь, процентов расхода пара внешними потребителями; рекомендуется принимать его равным 2—3 %.

10. Суммарный расход пара на собственные нужды, мазутное хозяйство и покрытие потерь в котельной (т/ч)

$$D_{С.Н} = D'_{С.Н} + D_M + D_{П} \quad (2.10)$$

11. Суммарная паропроизводительность котельной (т/ч)

$$D = D_{ВН} + D_{С.Н} \quad (2.11)$$

12. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей и внутри котельной (т/ч)

$$G_k^{\text{пот}} = (1 - \beta)(D_T - D_T') + 0,001K_H D \quad (2.12)$$

где β — доля конденсата, возвращаемого внешними потребителями;

K_H — потери конденсата в цикле котельной установки, процентов суммарной паропроизводительности котельной; рекомендуется принимать их равными 3 %.

13. Определить расход химически очищенной воды (т/ч)

$$G_{\text{х.в.о.}} = G_k^{\text{пот}} + 0,01K_{\text{тс}} G, \quad (2.13)$$

где $K_{\text{тс}}$ — потери воды в теплосети, процентов количества воды в системе теплоснабжения, рекомендуется принимать их равными 2—3 % .

14. Определить расход сырой воды (т/ч)

$$G_{\text{с.в.}} = K_{\text{х.в.о.}} G_{\text{х.в.о.}} \quad (2.14)$$

где $K_{\text{х.в.о.}}$ — коэффициент, учитывающий расход сырой воды на собственные нужды химводоочистки, рекомендуется принимать его равным 1,25.

15. Определить количество воды, поступающей с непрерывной продувкой в расширитель (т/ч),

$$G_{\text{пр}} = 0,01p_{\text{пр}} D \quad (2.15)$$

где $p_{\text{пр}}$ — процент продувки, принимается от 2 до 5

16. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки (т/ч),

$$D_{\text{наспн}} = \frac{G_{\text{пр}}(i_{\text{к.в}} - i'_{\text{расш}})}{i'_{\text{наспн}} - i'_{\text{расш}}} \quad (2.16)$$

где $i_{\text{к.в}}$ — энтальпия котловой воды, кДж/кг;

$i'_{\text{наспн}}$ — энтальпия пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг;

$i'_{\text{расш}}$ — энтальпия воды, получаемой в расширителе непрерывной продувки, кДж/кг;

x — степень сухости пара, выходящего из расширителя непрерывной продувки, принимается равной 0,98.

17. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки (т/ч)

$$G_{\text{наспн}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{наспн}} \quad (2.17)$$

18. Определить температуру сырой воды после охладителя непрерывной продувки (°С)

$$t'_{\text{с.в}} = \frac{G_{\text{расш}}(i'_{\text{расш}}\eta - i'_{\text{пр}})}{G_{\text{с.в}}} + t_{\text{с.в}}$$

19. Расход пара на подогреватель сырой воды, (т/ч)

$$D_{\text{с.в}} = G_{\text{с.в}} \frac{i'_{\text{х.в.о}} - i'_{\text{с.в}}}{i'_{\text{роу}} - i'_{\text{к}}} \quad (2.19)$$

где $i'_{x.p.o.}$, — энтальпия сырой воды после подогревателя, определяется для температуры воды, принимаемой от 20 до 30 °С, кДж/кг;

$i'_{c.p.}$ — энтальпия сырой воды после охладителя непрерывной продувки, определяется по температуре $t'_{c.p.}$, кДж/кг;

$i''_{p.ov}$ — энтальпия редуцированного пара, кДж/кг;

$i''_{к.р.о.}$ — энтальпия конденсата редуцированного пара, определяется по температуре конденсата, принимаемой равной 70—85 °С.

20. Определить температуру химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды (°С)

$$t''_{x.p.o.} = t'_{x.p.o.} + \frac{001K_{тс}G(t_{п.в} - t_2)\eta}{\gamma} \quad (2.20)$$

где $t'_{x.p.o.}$ — температура химически очищенной воды на входе в охладитель деаэрированной воды (в процессе химической очистки воды ее температура снижается примерно на 2 °С; снижение температуры воды в оборудовании химводоочистки и последующим ее подогревом в охладителе выпара можно пренебречь без ущерба для точности расчета), °С;

$t_{п.в}$ — температура деаэрированной (питательной) воды на входе в охладитель, °С;

t_2 — температура деаэрированной воды после охладителя, принимается равной 70 °С;

$001K_{тс}G$ — расход подпиточной воды для покрытия утечек в системе теплоснабжения, т/ч.

21. Определить расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором (т/ч)

$$D_{\text{х.в.о.}} = \frac{G_{\text{х.в.о.}}(i_{\text{к}} - i_{\text{х.в.о.}}^{\prime\prime})}{\dots} \quad (2.21)$$

где $i_{\text{к}}$ — энтальпия химически очищенной воды после подогревателя, определяется по температуре, равной температуре конденсата, т. е. 70—85 °С;

$i_{\text{х.в.о.}}^{\prime\prime}$ — энтальпия химически очищенной воды перед подогревателем, определяется по температуре химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, кДж/кг.

22. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора (т/ч)

$$G_{\text{п}} = G_{\text{х.в.о.}} + \beta(D_{\text{т}} + D_{\text{т}}^{\prime}) + D_{\text{х.в.о.}} + D_{\text{с.в.}} + D_{\text{п.с.в.}} + D_{\text{насш}} \quad (2.22)$$

23. Определить среднюю температуру воды в деаэраторе (°C)

$$t_{\pi} = \frac{G_{\text{х.в.о}} i_{\text{к}} + \beta(D_{\text{т}} + D'_{\text{т}}) i_{\text{к}} + D_{\text{х.в.о}} i_{\text{к}}^{\text{POY}}}{D_{\text{с.в}} i_{\text{к}}^{\text{POY}} + D_{\text{п.с.в}} i_{\text{к}} + D_{\text{расш}} i_{\text{расш}}} + \quad (2.23)$$

24. Определить расход греющего пара на деаэратор (т/ч)

$$D_{\pi} = \frac{G_{\text{д}}(i_{\text{п.в}} - 4,2t'_{\text{д}})}{\dots} \quad (2.24)$$

25. Определить расход редуцированного пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D_{\text{с.н}}^{\text{POY}} = D_{\pi} + D_{\text{х.в.о}} + D_{\text{с.в}} \quad (2.25)$$

26. Определить расход пара на собственные нужды котельной (т/ч)

$$D_{\text{с.н}}^{\text{с}} = D_{\text{с.н}}^{\text{POY}} \frac{i_{\text{POY}} - i_{\text{п.в}}}{\dots} \quad (2.26)$$

27. Действительная паропроизводительность котельной с учетом расхода пара на собственные нужды (т/ч)

$$D_{\text{к}} = (D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}}^{\text{с}}) + 0,01K_{\text{п}}(D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}}^{\text{с}}) \quad (2.27)$$

28. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной (%)

$$\Delta D = \frac{D_k - D}{D} \cdot 100 \quad (2.28)$$

Если невязка получится меньше 3 %, то расчет тепловой схемы считается законченным. При большей невязке расчет следует повторить, изменив расход пара на собственные нужды.

Уточненный расход редуцированного пара (т/ч)

$$D_{v,POV}^{//} = D_T + D_{п.с.в} + D_{с.в}^{POV} \quad (2.29)$$

Таблица 10.3. Исходные данные для расчета тепловой схемы котельной (рис. 10.4) с паровыми котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения

Параметр	Единица измерения	Значение	Источники пара		
			Котельная	ИК	Службы
Расход пара на технологические нужды	т/ч	Задан	9,5	0,5	0,5
Расход теплоты на технологические нужды	Гкал/ч	»	9,5	0,5	0,5

Возврат тех-	конденсата	р	Задан	60	60	6
Э	С	М	Рпр	паров	3	300
прерывной продувки.			По	Приня	70	

Таблица 2.1. Исходные данные для расчета тепловой схемы котельной (рис. 2.1) с паровыми котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения

Физическая величина	Обозначение	Обозначение	Значение величины при режимах работы котельной		
			Максимально зимнего	Наиболее холодного месяца	Летнего
Расход пара на технологические нужды (давление 1,4 Мпа,	D'_T	Задан	9	9	7

температура 250 °С)					
Расход пара на технологические нужды (давление 0,6 Мпа, температура 180 °С)	D_T	-	105	105	70
Расход теплоты на нужды отопления и вентиляции, МВт	$Q_{o,v}$	-	9,5	-	-
Расход теплоты на горячее водоснабжение	$Q_{г.в}$	-	2,5	2,5	2

Продолжение табл. 2.1

Физическая величина	Обозначение	Основание	Значение величины при режимах работы котельной		
			Максимально зимнего	Наиболее холодного месяца	Летнего
Расчетная температура наружного воздуха для г. Саратова, °С при расчете					

системы отопления при расчете системы вентиляции	$t_{п.о}$	Табл .1.1	-25	-16	-
	$t_{п.в}$	Табл .1.1	-16	-	-
Возврат конденсата технологическим и потребителями, %	β	Зада н	60	60	6 0
Энтальпия пара давлением 1,4 Мпа, температурой 250 °С, кДж/кг	$i'_{роу}$	Табл ица водяны х паров	2934		
Энтальпия пара давлением 0,6 Мпа, температурой 180 °С, кДж/кг	$i''_{роу}$	То же	2815		
Температура питательной воды, °С	$t_{п.в}$	Зада на	104		
Энтальпия питательной воды, кДж/кг	$i_{п.в}$	Табл ица водяны х паров	437		
Продувка непрерывная котлоагрегатов, %	$p_{пр}$	При нята	3		
Энтальпия котловой воды, кДж/кг	$i_{кв}$	Табл ица водяны х паров	829		

Степень сухости пара	x	при нята	0,98
----------------------	---	----------	------

Продолжение табл. 2.1

Физическая величина	С обозначение	Обоснование	Значение величины при режимах котельной		
			при режимах котельной	Наиболее холодного месяца	Летнего
Температура подпиточной воды, °С	$t_{подп}$	При нята	70		
Энтальпия подпиточной воды, кДж/кг	i_1	Таблица водяных паров	336		
Температура конденсата возвращаемого потребителями, °С	t_k	Зада на	80		
Энтальпия конденсата возвращаемого потребителями, кДж/кг	i_k	Таблица водяных паров	336		
Температура воды после охладителя непрерывной продувки, °С	$t_{пр}$	При нята	50		

Энтальпия конденсата при давлении 0,6 Мпа, кДж/кг	i_k^{POY}	Таблица водяных паров	669		
Температура сырой воды, °С	$t_{c.B}$	При нята	5	5	15
Температура химически очищенной воды перед охладителем деаэрированной воды, °С	$t'_{x.B.O.}$	При нята	20		

Расход свежего пара на РОУ

$$D'_{v, \text{POY}} = D'_{\text{POY}} \frac{i'_{\text{POY}} - i_{\text{П.В}}}{i'} \quad (2.30)$$

Суммарная паропроизводительность котельной с учетом уточнения расхода на собственные нужды (т/ч)

$$D'_k = D'_T + D'_{v, \text{POY}} + 0,01K_{\text{п}}(D'_T + D_T) \quad (2.31)$$

Рассмотрим пример расчета тепловой схемы производственной котельной, работающей на закрытую систему теплоснабжения (см. рис. 2.1). Котельная предназначена для снабжения паром технологических потребителей с небольшим расходом горячей воды на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Котельная расположена в г. Саратове и работает на природном газе. Описание рассчитываемой схемы было приведено выше. Основные исходные данные для расчета приведены в табл. 2.1. Нижеприведенный расчет выполнен для максимально-зимнего режима. Для других режимов расчет аналогичен рассмотренному.

В сводной табл. 2.2 приведены результаты расчета для трех типичных режимов.

Таблица 2.2. Расчет тепловой схемы котельной, с паровыми котлами, работающей на закрытую систему теплоснабжения

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при режимах работы котельной		
			Максимально зимнего	Наиболее холодного месяца	Летнего
Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию	$K_{o,v}$	(1.1)	1	0,791	-
Расход воды на подогреватели сетевой воды, т/ч	G	(1.37)	129	108	21,5
Расход пара на подогреватели сетевой воды, т/ч	$D_{п.с.в}$	(1.38)	17,8	14,9	3
Расход редуцированного пара внешними потребителями, т/ч	$D_{роу}^{//}$	(1.39)	122,8	119,9	37
Суммарный расход пара внешними потребителями, т/ч	$D_{вн}$	(1.40)	126	123,2	76,5
Количество впрыскиваемой воды, т/ч	$G_{роу}$	(1.42)	5,9	5,7	3,5
Расход пара на	$D_{сн}^/$	(1.4)	6,3	6,2	3

собственные нужды, т/ч		3)			,8
Расход пара на покрытие потерь в котельной, т/ч	$D_{п}$	(1,45)	4	3,9	2,4
Суммарный расход пара на собственные нужды, т/ч	$D_{с.н}$	(1,46)	10,3	10,1	6,2
Суммарная паропроизводительность котельной, т/ч	D	(1,47)	136,3	133,3	82,7

Продолжение табл. 2.2

Физическая величина	Обозначение	Основание	Значение величины при режимах работы котельной		
			Максимально зимнего	Наиболее холодного месяца	Летнего
Потери конденсата внешних потребителей и внутри котельной, т/ч	$G_{к}^{пот}$	(1.48)	49,7	49,6	33,3
Расход химически очищенной воды Ю т/ч	$G_{х.в.0}$	(1.49)	52,3	51,8	37,3
Расход сырой воды, т/ч	$G_{с.в}$	(1.50)	65,4	64,7	42,1

Количество воды, поступающей расширитель непрерывной продувкой, т/ч	$G_{пр}$	1) (1,5)	4,1	4	2,5
Количество пара, получаемого расширитель непрерывной продувки, т/ч	$D_{расп}$	2) (1,5)	0,73	1 0,7	0,44
Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки, т/ч	$G_{расп}$	3) (1,5)	3,37	9 3,2	2,06
Температура сырой воды после охладителя непрерывной продувки, °С	$t'_{с.в}$	4) (1,5)	7,7	7,6	7,5
Расход пара на подогрев сырой воды, т/ч	$D_{с.в}$	5) (1,5)	1,6	1,6	0,2

Продолжение табл. 2.2

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при режимах работы котельной		
			Максимально зимнего	Наиболее холодного	Летнего

				месяца	
Температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С	$t_{\text{х.о.в}}$	6) (1.5)	21,7	4 21,	2 0,4
Расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором, т/ч	$D_{\text{х.в.о}}$	7) (1.5)	6,1	6,1	4
Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора, т/ч	$G_{\text{д}}$	8) (1.5)	146,9	,5 143	8 7,5
Средняя температура воды в деаэраторе, °С	$t_{\text{д}}$	9) (1.5)	86,8	87	8 6,6
Расход греющего пара на деаэратор, т/ч	$D_{\text{д}}$	0) (1.6)	4,5	4,4	2 ,7
Расход редуцированного пара на собственные нужды, т/ч	$D_{\text{с.н}}^{\text{р.о.у}}$	1) (1.6)	12,2	1 12,	6 ,9
Расход свежего пара на собственные нужды, т/ч	$D_{\text{с.н}}$	2) (1.6)	11,6	5 11,	6 ,6
Действительна	$D_{\text{к}}$	(1.6)	141,7	138	8

я паропроизводи тельность котельной с учетом расхода на собственные нужды и потери пара в котельно, т/ч		3)		,7	5,6
---	--	----	--	----	-----

Продолжение табл. 2.2

Физическая величина	Обозначение	Обоснование	Значение величины при характеристических режимах работы котельной		
			Максимально зимнего	Наиболее холодного месяца	Летнего
Невязка с предварительной принятой паропроизводительностью	ΔD	(1.6 4)	3,8	3,9	3,4
Уточненный расход воды на РОУ, т/ч	$G_{РОУ}^y$	(1.4 2)	6,4	6,3	3,8
Уточнённая суммарная паропроизводительность котельной, т/ч	D_k^y	(1.6 7)	141,6	138,7	85,6

При расчете тепловой схемы в нижеуказанной последовательности определяются:

1. Коэффициент снижения расхода теплоты на отопление и вентиляцию для режима наиболее

ХОЛОДНОГО МЕСЯЦА

$$K_{0,В} = \frac{t_{ВН} - t_{Н}}{t_{ВН} - t_{Н}} = \frac{18 - (-16)}{18 - (-16)} = 0,791$$

2. Расход воды на подогреватели сырой воды, т/ч

$$G = \frac{860Q}{150 - 70} = \frac{860 \cdot 12}{150 - 70} = 129$$

3. Расход пара на подогреватели сетевой воды, т/ч

$$D_{п.с.в.} = \frac{4,2 G (t_1 - t_2)}{2200 - 200} = \frac{4,2 \cdot 129 \cdot (150 - 70)}{2200 - 200} = 17,8$$

4. Расход редуцированного пара внешними потребителями, т/ч

$$D_{р\omicron\upsilon\upsilon}^{//} = D_{\tau} + D_{п.с.в.} = 105 + 17,8 = 122,8$$

5. Суммарный расход свежего пара внешними потребителями, т/ч

$$D_{ВН} = D_{р\omicron\upsilon\upsilon}^{/} + D_{\tau}^{/} = 117 + 9 = 126$$

где

$$D'_{\text{POY}} = D''_{\text{POY}} \frac{i''_{\text{POY}} - i_{\text{п.в.}}}{i'} = 122,8 \frac{2815 - 437}{2934 - 437} = 117$$

6. Количество впрыскиваемой воды, т/ч

$$G_{\text{POY}} = D''_{\text{POY}} \frac{i'_{\text{POY}} - i''_{\text{POY}}}{i'} = \frac{128,8(2934 - 2815)}{2934 - 437} = 5,9$$

7. Расход пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D'_{\text{с.н}} = 0,01K_{\text{с.н}}D_{\text{в.н}} = 0,01 \cdot 5 \cdot 126 = 5,9$$

8. Расход пара на покрытие потерь в котельной, т/ч

$$D_{\text{п}} = 0,01K_{\text{п}}(D_{\text{вн}} - \bar{D}_{\text{с.н}}) = 0,01 \cdot 3 \cdot (126 - 6,3) = 4$$

9. Суммарный расход пара на собственные нужды, т/ч

$$D_{\text{с.н}} = D'_{\text{с.н}} + D_{\text{п}} = 6,3 + 4 = 10,3$$

10. Суммарная паропроизводительность котельной, т/ч

$$D = D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}} = 126 + 10,3 = 136,3$$

11. Потери конденсата в оборудовании внешних потребителей, т/ч

$$G_{\text{к}}^{\text{пот}} = (1 - \beta)(D_{\text{т}} - D_{\text{т}}') + 0,001K_{\text{н}}D =$$
$$(1-0,6) \cdot (105+9) + 0,01 \cdot 3 \cdot 136,3 = 49,7$$

12. Расход химически очищенной воды, т/ч

$$G_{\text{х.в.о.}} = G_{\text{к}}^{\text{пот}} + 0,01K_{\text{тс}}G = 49,7 + 0,01 \cdot 2 \cdot 129 = 52,3$$

13. Расход сырой воды, т/ч

$$G_{\text{с.в.}} = K_{\text{х.в.о.}} G_{\text{х.в.о.}} = 1,25 \cdot 52,3 = 65,4$$

14. Количество воды, поступающей в расширитель с непрерывной продувкой, т/ч

$$G_{\text{пр}} = 0,01p_{\text{пр}}D = 0,01 \cdot 3 \cdot 136,3 = 4,1$$

15. Количество пара, получаемого в расширителе непрерывной продувки, т/ч

$$D_{\text{расш}} = \frac{G_{\text{пр}}(i'_{\text{к.в}} - i'_{\text{расш}})}{i'_{\text{к.в}} - i'_{\text{расш}}} = \frac{4,1 \cdot (829 - 437)}{829 - 437} = 0,73$$

16. Количество воды на выходе из расширителя непрерывной продувки, т/ч

$$G_{\text{расш}} = G_{\text{пр}} - D_{\text{расш}} = 4,1 - 0,73 = 3,37$$

17. Температура сырой воды после охладителя непрерывной продувки, °С

$$t'_{\text{с.в}} = \frac{G_{\text{расш}}(i'_{\text{расш}}\eta - i'_{\text{пр}})}{i'_{\text{с.в}} - i'_{\text{пр}}} + t_{\text{с.в}} = \frac{3,37 \cdot (437 \cdot 0,98 - 210)}{437 - 210} + 5 = 7,7$$

18. Расход пара на подогрев сырой воды, т/ч

$$D_{\text{с.в}} = G_{\text{с.в}} \frac{i'_{\text{х.в.о}} - i'_{\text{с.в}}}{i'_{\text{х.в.о}} - i'_{\text{с.в}}} = \frac{65,4 \cdot (84 - 32,8)}{84 - 32,8} = 1,6$$

19. Температура химически очищенной воды после охладителя деаэрированной воды, °С

$$t''_{\text{х.р.о}} = t'_{\text{х.р.о}} + \frac{001K_{\text{тс}}G(t_{\text{п.в}} - t_2)\eta}{0,01 \cdot 2 \cdot 129(104 - 70) \cdot 0,98} = 20 + \frac{52,3}{52,3} = 21,7$$

20. Расход пара на подогрев химически очищенной воды в подогревателе перед деаэратором, т/ч

$$D_{\text{х.в.о.}} = \frac{G_{\text{х.в.о.}}(i_{\text{к}} - i_{\text{х.в.о.}}^{\prime\prime})}{\dots} = \frac{52,3(336 - 91,1)}{\dots} = 6,1$$

21. Суммарное количество воды и пара, поступающее в деаэратор, за вычетом греющего пара деаэратора, т/ч

$$G_{\text{л}} = G_{\text{х.в.о.}} + \beta(D_{\text{т}} + D_{\text{т}}^{\prime}) + D_{\text{х.в.о.}} + D_{\text{с.в.}} + D_{\text{п.с.в.}} + D_{\text{расш}} =$$

$$= 52,3 + 0,6 \cdot (9 + 105) + 6,1 + 1,6 + 17,8 + 0,73 = 146,9$$

22. Средняя температура воды в деаэраторе, °С

$$t_{\text{л}} = \frac{G_{\text{х.в.о.}}i_{\text{к}} + \beta(D_{\text{т}} + D_{\text{т}}^{\prime})i_{\text{к}} + D_{\text{х.в.о.}}i_{\text{к}}^{\text{ПОУ}}}{D_{\text{с.в.}}i_{\text{к}}^{\text{ПОУ}} + D_{\text{п.с.в.}}i_{\text{к}}^{\wedge} + D_{\text{расш}}i_{\text{расш}}^{\prime\prime}} +$$

$$\frac{52,3 \cdot 336 + 68,4 \cdot 336 + 6,1 \cdot 669 + 1,6 \cdot 669 + 14,9 \cdot 336 + 0,73 \cdot 269}{\dots} =$$

$$= 86,8$$

23. Расход греющего пара на деаэратор, т/ч

$$D_{\text{л}} = \frac{G_{\text{д}}(i_{\text{п.в.}} - 4,2t_{\text{д}}^{\prime})}{\dots} = \frac{146,9(437 - 365)}{\dots} = 4,5$$

24. Расход редуцированного пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D_{\text{с.н}}^{\text{РОУ}} = D_{\text{л}} + D_{\text{х.в.о}} + D_{\text{с.в}} = 4,5 + 1,6 + 6,1 = 12,2$$

25. Расход свежего пара на собственные нужды котельной, т/ч

$$D_{\text{с.н}}^{\text{с}} = D_{\text{с.н}}^{\text{РОУ}} \frac{i_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}}{i_{\text{РОУ}} - i_{\text{п.в}}} = \frac{12,2(2815 - 437)}{2815 - 437} = 11,6$$

26. Действительная паропроизводительность котельной с учётом расхода на собственные нужды и потери пара в котельной, т/ч

$$D_{\text{к}} = (D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}}^{\text{с}}) + 0,01K_{\text{п}}(D_{\text{вн}} + D_{\text{с.н}}^{\text{с}}) =$$
$$(126+11,6) \cdot 0,01 \cdot 3 + 126 + 11,6 = 141,7$$

27. Невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной, %

$$\Delta D = \frac{D_{\text{к}} - D}{D} \cdot 100 = \frac{141,7 - 136,3}{136,3} = 3,8$$

Расчёт тепловой схемы следует уточнить, так как невязка с предварительно принятой паропроизводительностью котельной больше 3 %. Для этого определяются:

- уточнённый расход редуцированного пара с учётом действительного расхода на собственные нужды, т/ч

$$D_{v, \text{POV}}^{//} = D_{\text{т}} + D_{\text{п.с.в}} + D_{\text{с.в}}^{\text{POY}} = 105 + 17,8 + 12,2 = 135$$

- уточнённый расход свежего пара с учётом действительного расхода на собственные нужды, т/ч

$$D_{v, \text{POV}}^{\prime} = D_{v, \text{POV}}^{//} \frac{i_{\text{POY}}^{//} - i_{\text{п.в}}}{7} = \frac{135(2815 - 437)}{2934 - 437} = 128,5$$

- уточнённое количество воды впрыскиваемое в редуционно-охладительную установку, т/ч

$$G_{\text{POV}}^y = D_{v, \text{POV}}^{//} \frac{i_{\text{POY}}^{\prime} - i_{\text{POY}}^{//}}{7} = \frac{135(2934 - 2815)}{2934 - 437} = 6,4$$

- уточнённая суммарная производительность котельной

$$D_{\text{п}}^y = D_{\text{т}}^{\prime} + D_{\text{POV}}^y + 0,01K_{\text{п}}(D_{\text{т}}^{\prime} + D_{\text{POV}}^y) =$$

$$= 9 + 128,5 + 0,01 \cdot 3 \cdot (9 + 128,5) = 141,6$$

В результате расчета к установке принимаются три котла паропроизводительностью по 50 т/ч каждый со следующими параметрами пара: давление 1,4 МПа, температура перегретого пара 250 °С. В качестве аварийного топлива предусмотрен мазут, хотя основным топливом является природный газ. В случае аварийного режима на подогрев мазута потребуется не более 4—4,5 т/ч пара. Такой расход пара не вызовет перегрузки котлоагрегатов при максимальном зимнем режиме. К установке принимаются котлоагрегаты ГМ-50-14-250, выпускаемые Белгородским заводом «Энергомаш».

3. ВЫБОР ТЕПЛОДГОТОВИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДОВ

После расчета тепловой схемы котельной и выбора котельных агрегатов производится выбор различных подогревателей, насосов, аккумуляторных баков (при открытой схеме теплоснабжения), редуционных и редуционно-охладительных установок и другого вспомогательного оборудования, а также основных трубопроводов.

В основном в котельных применяются теплообменники поверхностного типа. В зависимости от расположения трубной системы теплообменники разделяются на вертикальных и горизонтальные. Вертикальные теплообменники применяются в крупных паровых котельных для подогрева сетевой воды. Горизонтальные теплообменники применяются для подогрева сырой и химически очищенной воды. В качестве теплоносителя в этих теплообменниках используется пар или горячая вода.

При дипломном проектировании рекомендуется выполнять только поверочные, а не конструктивные расчеты теплообменников для определения пригодности выбранных по каталогам теплообменников.

Площадь поверхности нагрева теплообменника (m^2) определяется по формуле:

$$H = \frac{10^3 N}{K \Delta t \eta}, \quad (3.1)$$

где N - мощность теплообменника, кВт;

Δt - температурный напор, определяется по формуле (6.20), °C;

K - коэффициент теплопередачи, Вт/($m^2 \cdot K$), при учебных расчетах принимается равным 1980-2100;

η - коэффициент, учитывающий потери теплоты от наружного охлаждения, принимается равным 0,98.

Таблица 3.1. Основные характеристики горизонтальных пароводяных подогревателей (ПВП)

Т ипра змер	Площа дь пов-сти нагрева, м ²	Площадь живого сечения, для прохода воды, м ²	Т ипра змер	Площадь пов-сти нагрева, м ²	Площа дь живого сечения, для прохода воды, м ²
ПВП по ОСТ 34531 (576)-68					
1 0	9,5	0,0832	3 1	16,0	0,0544
2 0	17,2	0,0384	4 1	21,2	0,072
3 0	24,4	0,0544	5 1	35,3	0,1208
4 0	32,0	0,072	6 1	50,5	0,1728
5 0	53,9	0,1208	7 1	71,0	0,2416
6 0	76,8	0,1728		ПН- 551-63	
7 0	108,0	0,2416	5 2 т/ч	4,0	0,0128
8 0	140,6	0,312	0 5 т/ч	8,4	0,0124
9 0	224,0	0,5488	00 1 т/ч	14,6	0,048
1 1	6,3	0,0832	00 2 т/ч	31,2	0,096
1 1	11,4	0,0384	4	68,0	0,1224

2			00 т/ч		
Примечание. Допустимое давление и температура греющего пара для ПВП по ОСТ 34531 (576) - 68 равны 1МПа и 300 °С; давление пара должно быть на 0,1-0,2 МПа ниже давления воды. Для ПШ-551-63 допустимое давление и температура греющего пара равны 0,8 МПа и 180 °С.					

По требуемой площади поверхности нагрева и каталога предварительного выбирается теплообменник, имеющий ближайшую большую поверхность нагрева. Для выбранного теплообменника определяется скорость подогреваемой воды в турбинах, которая должна превышать 1.5-2 м/с:

$$\omega = G_{с.в.}/f, \quad (3.2)$$

где $G_{с.в.}$ - количество подогреваемой воды, м³/с;

f - живое сечение для пропуски заданного расхода воды м².

Технические характеристики некоторых выпускаемых промышленностью теплообменников приведены в табл. 3.1.

В соответствии со СНИП П-35-76 число устанавливаемых подогревателей для систем отопления и вентиляции должно быть не менее двух. Резервные подогреватели не предусматриваются. При этом в котельных установках первой категории при выходе из строя одного подогревателя оставшиеся в работе должны обеспечивать отпуск теплоты в режиме самого холодного месяца.

Ленинградским филиалом института "Энергомонтажпроект" и ЦКТИ разработана конструкция водоподогревателей по ОСТ 108.271.105-76. Выпускается 21 типоразмер подогревателей новой конструкции с площадью поверхности нагрева от 6.3 до 108 м². Температура подогрева воды от 70 до 150 °С. Давление пара не более 1 МПа.

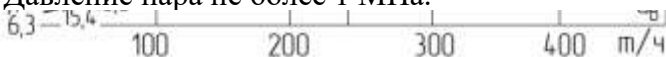


Рис. 3.1. График для выбора пароводяных подогревателей:

1- при нагреве воды по графику 150/70;

2 - по графику 130/70;

3 - по графику 95/70.

Числа на графике обозначают площадь

\поверхности нагрева подогревателей, м³.

На рис. 3.1 приведен график, позволяющий произвести предварительный выбор подогревателя без его расчета тепловым нагрузкам установки.

Сетевые насосы выбираются по производительности и напору. В соответствии с правилами Госгортехнадзора с водогрейными или паровыми котлами и подогревателями сетевой воды устанавливается не менее двух сетевых насосов. Суммарная производительность сетевых насосов должна быть выбрана так, чтобы при выходе из строя любого насоса оставшиеся обеспечивали максимальный расход сетевой воды.

Производительность рециркуляционных насосов определяется при расчете тепловой схемы котельной, а полный напор должен составлять 0,2 - 0,3 МПа.

Производительность подпиточных насосов при закрытой системе теплоснабжения должна составлять 1% объема воды в трубопроводах системы. При открытой системе теплоснабжения производительность подпиточных насосов определяется суммой расходов воды на горячее водоснабжение (максимальный расход) и на утечки (удвоенный расход). Полный напор подпиточных насосов складывается из давления в обратной линии и сопротивления трубопроводов и арматуры на линии подпитки. В котельной устанавливается не менее двух подпиточных насосов, один из них - резервный.

Для закрытых систем теплоснабжения суммарная ёмкость баков деаэрированной подпиточной воды выбирается из расчета 20-минутной производительности деаэратора. Для открытой системы теплоснабжения суммарную ёмкость баков-аккумуляторов подпиточной воды ориентировочно принимают равной (6÷8)- кратному среднечасовому расходу воды на горячее водоснабжение в течении суток. Следует

устанавливать не менее двух баков-аккумуляторов.

В промышленной котельной с паровыми или водогрейными котлами имеется система трубопроводов, которая предназначена для соединения между собой всего действующего оборудования: котлоагрегатов, насосов, деаэротурб, теплообменных аппаратов и т. д.

Трубопроводы состоят из системы труб и арматуры, предназначенной для отключения отдельных трубопроводов и их участков, для регулирования количества транспортируемого теплоносителя и изменения его направления.

При дипломном проектировании рассматриваются основные магистральные трубопроводы: паропроводы, питательные трубопроводы, подающие и обратные трубопроводы системы теплоснабжения.

В настоящее время все элементы трубопроводов выполняются в соответствии с отраслевыми стандартами (ОСТ). Расчет диаметров трубопроводов производится по максимальному расходу теплоносителя и рекомендуемой скорости.

Внутренний диаметр трубопровода (м) определяется по формуле:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{0,354G/(\omega\rho)}, \quad (3.3)$$

где G - расход среды, протекающей по трубопроводу, м³/ч,

ω - рекомендуемая скорость среды, м/с;

ρ - плотность среды, кг/м³.

При расчете трубопроводов рекомендуется следующее скорости пара и воды (м/с):

Перегретого пара давлением до 4 МПа.	50-70
Насыщенного пара давлением до 1,4 МПа	40-60

Питательной воды в напорном трубопроводе.	2,5-3,0
Питательной воды во всасывающих трубопроводах насосов.	0,6-1,0
Воды во всех остальных трубопроводах	2,0-2,5

После определения диаметра трубопроводов подбирают по нормалам трубопроводы, соответствующие протекающей среде, с диаметром, наиболее близким к вычисленному. По окончательно принятому диаметру трубопровода проверяют действительную скорость (м/с) по формуле:

$$\omega = \frac{0,354G}{\dots}, \quad (3.4)$$

Материал и толщина стенок трубопроводов выбираются в зависимости от давления и температуры протекающей среды в соответствии с правилами Госгортехнадзора. Трубопроводы изготовляют из бесшовных, электросварных и водогазопроводных труб.

Бесшовные трубы изготовляются по ГОСТ 8731-74 (горячекатаные) и 8733-74 (холоднотянутые), электросварные трубы - по ГОСТ 10704-76 10707-80 и 8696-74, водогазопроводные - по ГОСТ 3262-75. Водогазопроводные трубы (обыкновенные) могут применяться для среды с давлением менее 1 МПа и температуре 200 °С, а усиленные - при давлении менее 1,6 МПа и температуре менее 200 °С.

Компенсация тепловых удлинений трубопроводов осуществляется либо установкой компенсаторов, либо изгибами трубопровода, специально предусматриваемыми при его трассировке. Для правильной работы компенсаторов необходимо четко фиксировать участок, удлинение которого он должен воспринимать, и обеспечить свободное перемещение трубопровода на этом участке. Для этого опоры трубопровода выполняют неподвижными и подвижными. Компенсатор должен воспринимать удлинение между двумя неподвижными опорами. Подвижные опоры позволяют трубопроводу свободно перемещаться в определенном направлении. Расстояние между опорами в зависимости от диаметра трубопровода составляет 3 – 8 м.

Схема трубопроводов котельной должна быть простой и надежной, а устанавливаемая на трубопроводах арматура должна обеспечивать необходимые в эксплуатации переключения без нарушения технологического процесса работы основного и вспомогательного оборудования. Чаще всего в промышленных и отопительных котельных применяются схемы с поперечными связями между группами технологического оборудования.

Магистральные паропроводы, к которым присоединяются паровые котлы, должны предусматриваться одинарными секционированными или двойными в котельных первой категории и одинарными несекционированными – в котельных второй категории.

Магистральные питательные трубопроводы паровых котлов следует проектировать двойными в случаях, предусмотренных правилами Госгортехнадзора, а также для котельных первой категории. В остальных случаях эти трубопроводы выполняются одинарными несекционированными.

Магистральные подающие и обратные трубопроводы системы теплоснабжения, к которым присоединяются водогрейные котлы, водоподогревательные установки и сетевые насосы, должны предусматриваться одинарными секционированными или двойными для котельных первой категории независимо от расхода теплоты, а для котельных второй категории – при расходе теплоты 300 Гккал/ч (1,26 ТДж) и более.

Трубопроводы пара и воды от магистралей к оборудованию и соединительные трубопроводы между оборудованием должны выполняться одинарными.

Выбор арматуры должен производиться по каталогам заводов-изготовителей. В заводских обозначениях промышленной арматуры первые две цифры указывают вид арматуры, а последующие буквы характеризуют материал копуса. Цифры после букв обозначают конструкцию привода, а последние буквы – материал уплотнительных поверхностей.

Условные обозначения, принятые в каталогах для промышленной арматуры, следующие:

Арматура	Привод
Кран пробно-спускной...10	Механический:
Кран для трубопровода .11	с червячной передачей.....3
Вентиль.....14 или 15	с цилиндрической передачей 4
	с конической передачей.....5
Клапан обратный подъемный.....16	Пневматический.....6
Клапан предохранительный.....17	Гидравлический.....7
Клапан обратный поворотный.....19	Электромагнитный.....8
	Электрический.....9
Задвижка.....30 или 31	
Материал корпуса	Материал уплотнительных поверхностей
Сталь углеродистая.....с	Латунь, бронза.....бр
Сталь нержавеющая....нж	Нержавеющая сталь....нж
Сталь легированная.....лс	Уплотнительные поверхности без вставных колец и наплавки.....бк
Чугун серый.....ч	Резина.....р
Чугун ковкий.....кч	
Латунь, бронза.....б	

Алюминий..... ...а	
-----------------------	--

Расчет и выбор вспомогательного оборудования

УПРОЩЕННЫЙ АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ГАЗОВОГО И ВОЗДУШНОГО ТРАКТА

Движение продуктов сгорания и воздуха, рассматриваемое как движение вязких жидкостей, имеет турбулентный характер и происходит при изменяющейся температуре, так как продукты сгорания охлаждаются, а воздух при наличии воздухоподогревателя нагревается. При движении продуктов сгорания, обладающих вязкостью, возникают сопротивления, препятствующие движению. На преодоление этих сопротивлений затрачивается часть энергии, которой обладает движущийся поток жидкости.

Сопротивления обусловлены силами трения движущегося потока о стенки канала и возрастанием внутреннего трения в потоке при появлении на его пути различных препятствий. Для преодоления сопротивлений движущийся поток должен обладать определенным избыточным напором, который по мере продвижения по тракту будет падать.

Расчет сопротивлений газового и воздушного тракта паровых и водогрейных котлов производится в соответствии с нормативным методом, разработанным ЦКТИ («Аэродинамический расчет котельных установок», изд. 3-е, Л.: Энергия, 1977).

В процессе дипломного проектирования учащимся приходится производить выбор дымососа и дутьевого вентилятора. Для этого необходимо выполнить аэродинамический расчет газового и воздушного трактов. Однако такой расчет в соответствии с нормативным методом для учащихся техникумов сложен и требует большого объема вычислений. В связи с этим в учебных целях рекомендуется внести ряд упрощений. Сопротивление отдельных элементов газового или воздушного тракта серийных котлов не рассчитывается, а принимается по литературным данным или имеющимся расчетам, которые для ряда котлоагрегатов приведены в табл. 3.3, 3.4. При изменении паропроизводительности котлоагрегата или вида сжигаемого топлива производится пересчет сопротивлений газового и воздушного тракта в соответствии с упрощенной методикой, рекомендованной нормативным методом. Учащиеся рассчитывают сопротивления только тех элементов тракта,

для которых отсутствуют литературные данные, и затем определяют суммарный перепад полных давлений для всего газового и воздушного тракта.

Таблица 3.3. Сопротивление отдельных элементов газового и воздушного тракта серийных паровых котлов

Тип котла	Топливо	Сопротивление элементов			Сопротивление воздушного тракта, Па
		Газового тракта, Па			
		Котельный пучёк	Газоходы	Золуловитель	
Газомазутные котлы					
ДЕ-4-14ГМ	Газ, мазут	191	475	-	940
ДЕ-6,5-14ГМ		555	903	-	1140
ДЕ-10-14ГМ		220	1550	-	1240
ДЕ-16-14ГМ		916	1680	-	1730
ДЕ-25-14ГМ		1530	2710	-	1860
Котлы сослоевыми топками: уголь					
КЕ-2,5-14С	донецкий	126	300	420	1050
	харанорский	167		590	
КЕ-4-14С	донецкий	205	300	430	750
	харанорский	256		640	

KE-6,5-14C	донецкий	246	300	420	750
	харанорский	320		630	
KE-10-14C	донецкий	366	300	430	750
	харанорский	430		580	

Аэродинамическое сопротивление какого-либо участка тракта складывается из сопротивления трения и местных сопротивлений. Для паровых и водогрейных котлов добавляется особый вид сопротивления – сопротивление поперечно омываемых пучков труб.

Сопротивление трения возникает при движении потока в прямом канале постоянного сечения, в продольно омываемых трубных пучках и в пластинчатых поверхностях нагрева.

Для изометрического потока (при постоянной плотности и вязкости протекающей среды) сопротивление трения (в паскалях) определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_3} \frac{\omega^2}{2} \rho, \quad (3.5)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения, зависящий от относительной шероховатости стенок канала и числа Рейнольдса;

l – длина канала, м;

ω - скорость протекающей среды, м/с;

d_3 - эквивалентный (гидравлический) диаметр, м;

ρ - плотность протекающей среды, кг/м³.

Таблица 3.4. Суммарное сопротивление газового и воздушного тракта серийных водогрейных котлов

Тип котла	Топливо	Суммарное сопротивление, Па	
		Газового тракта	Воздушного тракта
Газомазутные котлы:			
КВ-ГМ-4	Газ,мазут	220	1300
КВ-ГМ-6,5	Газ,мазут	260	1300
КВ-ГМ-10	Газ	440	1350
	Мазут	460	
КВ-ГМ-20	Газ	570	1800
	Мазут	600	
КВ-ГМ-30	Газ	650	2800
	Мазут	670	
КВ-ГМ-50	Газ,мазут	1000	2400
КВ-ГМ-100	Газ,мазут	1200	3100
Котлы со слоевыми топками:			
КВ-ТС-4	Уголь	360	600
КВ-ТС-6,5	Уголь	440	600
КВ-ТС-10	Уголь	670	650
КВ-ТС-20	Уголь	870	650

КВ-ТС-30	УГОЛЬ	960	650
----------	-------	-----	-----

Эквивалентный (гидравлический) диаметр подсчитывается по формуле:

$$d_э = 4F/U, \quad (3.5)$$

где F – площадь живого сечения канала, m^2 ;

U – полный периметр сечения, омываемый протекающей средой, m .

Местные сопротивления (в паскалях) рассчитываются по формуле:

$$\Delta h_m = \zeta \frac{\omega^2}{\rho}, \quad (3.6)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления, зависящий от геометрической формы участка (а иногда и от критерия Рейнольдса).

Сопротивление опперечно омываемых пучков труб выражается формулой такого же типа, как (3.6).

Произведение $\frac{\omega^2}{\rho}$ называют динамическим напором и в последующих расчетах определяют по рис. 3.2 по действительной скорости продуктов сгорания (воздуха) и средней температуре потока, известным из теплового расчета котлоагрегата. Так как график на рис. 3.2 построен для сухого воздуха при давлении 101080 Па, в конце расчета вводят поправку на действительную плотность потока.



Рис. 3.2. Динамическое давление h_d при 760 мм рт. ст. = 101080 Па

Формула пересчета: $h_{d2} = h_{d1}(\omega_2/\omega_1)^2$

Сопротивление чугунных экономайзеров ВТИ и стальных гладкотрубных экономайзеров (в паскалях) определяется по формуле:

$$\Delta h_{\text{поп}} = \zeta \frac{\omega^2}{\rho}, \quad (3.7)$$

где $\frac{\omega^2}{\rho}$ - определяется по действительной скорости и

среднеарифметической температуре продуктов сгорания в экономайзере на рис 3.2, Па;

ζ - коэффициент сопротивления.

Коэффициент сопротивления для чугунного экономайзера ВТИ:

$$\zeta = 0,5z_2, \quad (3.8)$$

где z_2 – число рядов труб в экономайзере.

Коэффициент сопротивления стального гладкотрубного экономайзера при коридорном расположении труб:

$$\zeta = \zeta_0 z_2, \quad (3.9)$$

где ζ_0 - коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = S_1/d$, $\sigma_2 = S_2/d$ и $\psi = \frac{\sigma_1}{\sigma_2}$, а также от числа Re ;

S_1 и S_2 – поперечный и продольный шаг трубы по отношению к направлению потока, м;

d - наружный диаметр труб, м.

Значение ζ_0 определяется по следующим формулам: при $\sigma_1 \leq \sigma_2$ и $0,06 \leq \psi \leq 1$

$$\zeta_0 = 2(\sigma_1 - 1)^{-0,5} Re^{-0,2}, \quad (3.10)$$

При $\sigma_1 > \sigma_2$ и $1 < \psi \leq 8$

$$\zeta_0 = 0,38(\sigma_1 - 1)^{-0,5}(\psi - 0,94)^{-0,59} Re^{-0,2/\psi^2} \quad (3.11)$$

Число Рейнольдса (Re) в формулах (3.10), (3.11) определяется по рис 3.3.

Пример: Определить Re при $\omega = 18$ м/с ; $d = 120$ мм; $t = 600^\circ$ С; $d_{пр} = 120/100 = 1,2$ мм.

Из графика $Re' = 12,2$; при этом

$$Re = 18 \cdot 12,2 \cdot 100 = 22000.$$

Коэффициент сопротивления стального гладкотрубного экономмайзера при шахматном расположении труб:

$$\zeta = \zeta_0(z_2 + 1), \quad (3.12)$$

где ζ_0 – коэффициент сопротивления, отнесенный к одному ряду пучка, зависящий от отношений $\sigma_1 = S_1/d$ и $\varphi = \frac{S_2'}{S_1}$, а также от числа Рейнольдса (определяется по рис. 3.3);

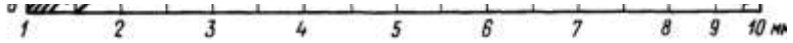


Рис. 3.3. Определение числа Рейнольдса

$Re = \omega Re' \cdot 100$; $d_{пр} = \frac{d}{\dots}$; $d_{пр}$ – приведенный диаметр, мм;
 t – температура потока, °С.

S_1 и S_2 – поперечный и продольный шаг труб, мм;

$S_2' = \sqrt{\frac{1}{7}S_1^2 + S_2^2}$ – диагональный шаг труб, мм.

Для всех шахматных пучков, кроме пучков с $3 < \sigma_1 \leq 10$ и $\varphi > 1,7$

$$\zeta_0 = c_s Re^{-0,27}, \quad (3.13)$$

где c_s – коэффициент формы шахматного пучка.

При $0,1 \leq \varphi \leq 1,7$ для пучков с $\sigma_1 \geq 1,44$

$$c_s = 3,2 + 0,66(1,7 - \varphi)^{1,5}, \quad (3.14)$$

При $1,7 < \varphi \leq 6,5$ для пучков с $1,44 \leq \sigma_1 \leq 3,0$

$$c_s = 0,44(\varphi + 1)^2, \quad (3.15)$$

Для трубчатого воздухонагревателя при движении продуктов сгорания внутри труб его сопротивление складывается из сопротивления трения в трубах и сопротивления входа в трубы и выхода из них.

Скорость в трубах и температура потока для расчета обоих указанных сопротивлений принимаются средние для воздухоподогревателя из теплового расчета котла. Сопротивление трения определяется по рис. 11.3, а

сопротивление вследствие изменения скоростей при входе и выходе рассчитывается по формуле:

$$\Delta h_{\text{изм}} = m(\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}) \frac{\omega^2}{\alpha} \rho, \quad (3.16)$$

где $\frac{\omega^2}{\alpha} \rho$ определяются по рис. 11.2, Па;

$\zeta_{\text{вх}}$ и $\zeta_{\text{вых}}$ – определяются по рис. 11.4 в зависимости от отношения суммарной площади живого сечения труб F к площади живого сечения газохода соответственно до и после воздухоподогревателя;

m – число последовательно расположенных по ходу продуктов сгорания отдельных кубов воздухоподогревателя:

$$F = z\pi d_{\text{вн}}^2/4, \quad (3.17)$$

где z – число параллельно включённых труб;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр труб, м.

Отношение меньшего живого сечения (труб) к большему (газохода) может также рассчитываться по приближенной формуле:

$$\frac{F_{\text{м}}}{F} = \frac{0,785d_{\text{вн}}^2}{S_1 S_2}, \quad (3.18)$$

где S_1 и S_2 – поперечный и продольный шаг труб в пучке, м.

Сопротивление инерционных (механических) золоуловителей рассчитывается по формуле (3.6), в которой за расчетную скорость принимается скорость незапыленных продуктов сгорания.

Коэффициент сопротивления:

$$\zeta_n = k_1 k_2 \zeta, \quad (3.19)$$

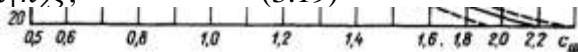


Рис. 3.4. Потеря давления в трубах(щелях) трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателей

d - диаметр труб или эквивалентный диаметр щелей, мм;

$$\Delta h = c_{\text{ш}} \Delta h'_{\text{гн}} l, \text{ Па}$$

Рис 3.5. Коэффициенты сопротивления при внезапном изменении сечения $F_{\text{м}}$ и $F_{\text{б}}$ – меньшее и большее сечение канала;

$$\Delta h_{\text{ввых}} = \zeta_{\text{ввых}} \frac{\omega_1^2}{\alpha} \rho; \Delta h_{\text{ввх}} = \zeta_{\text{ввх}} \frac{\omega_2^2}{\alpha} \rho$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий запыленность продуктов сгорания, для промышленных котлоагрегатов принимается равным 1;

k_2 – коэффициент, учитывающий масштабный эффект по отношению к эталонному циклону, принимается для инерционных циклов равным 1;

ζ – коэффициент сопротивления эталонного циклона при продувке чистым воздухом.

Коэффициент сопротивления батарейных циклонов ζ принимается по табл. 11.3. Расчетная скорость определяется по суммарной площади сечений всех циклонных элементов батарейного циклона $F_0 = n * 0,785d^2$, где n – число параллельно включенных циклонных элементов.

Коэффициент сопротивления при установке отдельных циклонов принимается по табл. 11.4. Расчетной для единичного циклона принимается скорость в цилиндрической части корпуса.

Для типовых блоков циклонов при уставке их на котлах паропроизводительностью от 2,5 до 6,5 т/ч коэффициент сопротивления принимается: для блоков циклонов в исполнении I $\zeta_{\text{бл}} = 105$, в исполнении II $\zeta_{\text{бл}} = 115$. Для нестандартных блоков циклонов коэффициент сопротивления определяется по нормам («Аэродинамический расчет котельных установок», п. 2-10).

Таблица 3.5. Коэффициенты сопротивления батарейных циклонов

Тип батарейного циклона	Коэффициент сопротивления
БЦУ - с полуулиточным закручиванием потока типа «Энергоуголь»	110
БЦРН – с закручивающими лопатками с безударным входом	65; 80
БЦ конструкции ЦКТИ с элементами диаметром 500 мм с четырехзаходным закручивателем потока	130
Ранее устанавливающиеся БЦ с элементами, имеющими лопаточный аппарат типа «розетка»	90
То же с элементами, имеющими двухзаходные закручивающие витки типа «винт»	85

Таблица 3.6. Коэффициент сопротивления циклонов разных типов

Тип циклона	Коэффициент сопротивления
ЦН-11	245
ЦН-15	155
ЦН-24	75
Конструкция ЦКТИ	100
ЦМС-27	45
Д-49	33

Газоходы котельных агрегатов имеют, как правило, большое сечение и сравнительно небольшую длину. Поэтому при искусственной тяге и скоростях продуктов сгорания, меньших 25 м/с, в чебных расчетах учитываются только местные сопроивления, определяются по формуле (3.6).

Местные сопроивления газового и воздушного тракта котельного агрегата представляют собой повороты, разветвления, изменения сечения, шиберы. Коэффициент местного сопроивления в формуле (3.6) определяется в зависимости от формы сопротивления.

Газоходы на участке воздхонагреватель – золоудалитель рассчитываются по расходу и температуре уходящих газов (за воздухоподогревателем), принятым из теплового расчета котлоагрегата. Газоходы на участке золоуловитель – дымосос и за дымососом рассчитываются по расходу и температуре продуктов сгорания у дымососа. При отсутствии золоуловителей газоход от воздухоподогревателя до дымососа рассчитывается по расходу газа у дымососа.

Расход продуктов сгорания ($\text{м}^3/\text{с}$) у дымососа:

$$V_{\text{л}} = B_{\text{н}}(V_{\text{г.вх}} + \Delta\alpha V^0) \frac{\vartheta_{\text{л}} + 273}{\vartheta_{\text{г}}}, \quad (3.20)$$

где $B_{\text{н}}$ – расчетный расход топлива, кг/с или $\text{м}^3/\text{с}$;

$V_{\text{г.вх}}$ - объем продуктов сгорания за воздухоподогревателем, $\text{м}^3/\text{кг}$ или $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$\Delta\alpha$ - присос воздуха в газоходах за воздухоподогревателем, принимается по табл.;

V^0 - теоретическое количество воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ или $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$\vartheta_{\text{л}}$ - температура продуктов сгорания у дымососа, принимается равной температуре уходящих газов, $^{\circ}\text{C}$.

В связи с тем что сопроивление газового и воздушного тракта котлоагрегата зависит от квадрата скорости [см. формулу (3.6)], выбор площади поперечного сечения газозовдухопроводов следует производить при экономической скорости потока. Экономической скоростью называется такая, при которой суммарные эксплуатационные

затраты минимальны.

Экономическая скорость продуктов сгорания и воздуха в стальных газоздухопроводах зависит от их конфигурации и конструкции, мощности котельной установки, графика потребления теплоты, экономичности тягодутьевых устройств, температуры потока, стоимости оборудования и электроэнергии и других факторов.

Таблица 3.7. Приближенные значения экономической скорости в газоздухопроводах котельных агрегатов с наддувом и уравновешенной тягой

Характеристика участка		Экономическая скорость, м/с		
Удельный коэффициент местных сопротивлений $\frac{\sum \zeta}{l}$	Расход по одному газоздухопроводу, м ³ /с	Газопроводы, воздухопроводы при $t_{г.в} \approx 200^\circ\text{C}$, $t_m \approx 30^\circ\text{C}$, воздухопроводы горячего дутья	Воздухопроводы при $t_{г.в} \approx 400^\circ\text{C}$, $t_m \approx 30^\circ\text{C}$	Воздухопроводы холодного воздуха
0,1	100-200	8-10	11-13	-
	10-20	11,5-13,5	17-19	8-9
	2	16-18	-	11-12
0,07	100-200	9-11	12-14	7
	10-20	13-16	18-20	9-10
	2	17-19	-	12-13
0,04	100-200	10-12	15-17	7-8,5

	10-20	15-17	22-24	10-11
	2	19-22	-	15
0,02	100-200	14-17	19-23	9-11
	10-20	18-21	25-28	12-14
	2	21-24	-	15
0,01	100-200	17-20	24-28	11-12
	2-20	20-23	29-32	14-16
Прямые участки газозвоздухопроводов	Любой	24-26	33-36	16-18
Примечание: t_m – температура воздуха на входе в вентилятор.				

Приближенные значения экономической скорости, рекомендуемые нормативным методом, приведены в табл. 3.7. Экономические скорости для паровых и водогрейных котлов, работающих с «наддувом», принимаются на 10% больше приведенных в табл. 3.7.

Коэффициент сопротивления для всех поворотов в канале подсчитывается по общей формуле:

$$\zeta = K\Delta\zeta_0 BC, \quad (3.21)$$

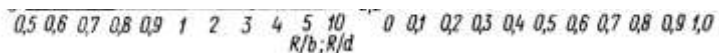


Рис. 3.6. Значение произведения $K\Delta\zeta_0$ для поворотов газозвоздухопроводов: а - для отводов (1) и сварных коленьев (составных поворотов) (2); б - для коленьев с закругленными кромками

$$1 - r_{вн} = r_n = r; \quad 2 - r_{вн} = r; \quad r_n = 0; \quad 3 - r_{вн} = r; \quad s \approx 0,83(r + 0,6)$$

где ζ_0 – исходный коэффициент сопротивления поворота, зависящий от формы и относительной кривизны его;

K_Δ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости стенок; при обычной шероховатости стенок газовоздухопроводов котла среднее значение K_Δ принимается равным 1,3 для отводов и 1,2 для коленьев; произведение $K_\Delta \zeta_0$ для отводов и коленьев с закругленными кромками определяется по рис. 11.5; для коленьев без закругления кромок $K_\Delta \zeta_0 = 1,4$;

B – коэффициент, определяемый в зависимости от угла поворота по соответствующей кривой на рис. 3.7; при угле поворота $90^\circ B = 1$;

C – коэффициент, определяемый в зависимости для отводов и коленьев с закруглением кромок в зависимости от отношения размеров поперечного сечения a/b (где a – перпендикулярный к плоскости поворота размер) по соответствующей кривой на рис. 3.8; при круглом или квадратном поперечном сечении $C = 1$; для коленьев с острыми кромками $C = 1$ при всех значениях a/b .

Произведение $K_\Delta \zeta_0$ для коленьев с изменением сечения определяется по рис. 3.9 в зависимости от отношения выходного и входного сечений.

Сопротивления участков газоздушного тракта при резких изменениях сечения определяется по формуле (3.5), а коэффициент местного сопротивления – по рис. 3.4. Скорость продуктов сгорания (воздуха) подсчитывается по меньшему сечению.

Коэффициент сопротивления диффузора, отнесенный к фходной (наибольшей) скорости, определяется по формуле:

$$\zeta_{\text{л}} = \varphi_{\text{н}} \zeta_{\text{вых}}, \quad (3.22)$$

где $\zeta_{\text{вых}}$ – коэффициент сопротивления, соответствующий резкому увеличению сечения, определяемый по рис. 3.5 в зависимости от отношения начального и конечного сечений диффузора;

$\varphi_{\text{н}}$ – коэффициент полноты удара, определяется по рис. 3.10.

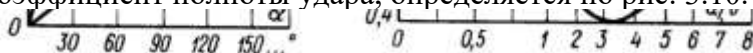


Рис. 3.7. Поправочный коэффициент ϕ_k к сопротивлению поворотов, зависящий от угла поворота

1 - для отводов и коленьев с закруглением кромок; 2 - для отводов и коленьев с острыми кромками

Рис. 3.8 Поправочный коэффициент ϕ_k к сопротивлению поворотов, зависящий от формы сечения

1 - для отводов с $R/b < 2$ и коленьев с закруглением кромок; 2 - для отводов $R/b > 2$ и коленьев с острыми кромками; 3 - для коленьев с острыми кромками

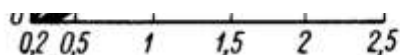


Рис. 3.9. Значения произведения $K_{\Delta}\zeta_0$ для коленьев с закруглением кромок. F1, F2 – входное и выходное сечение колена

Коэффициент сопротивления плоского или пирамидального диффузора, установленного после вентилятора, определяется по рис. 11.10 в зависимости от степени расширения (отношения выходного и входного сечений) диффузора и безразмерной длины его $l/\sqrt{f_1}$.

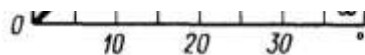


Рис. 3.10. Коэффициент сопротивления диффузора в прямом канале

Угол раскрытия диффузора α определяется равенством $tg \frac{\alpha}{2} = \frac{b_2 - b_1}{2l}$; для пирамидальных диффузоров угол раскрытия определяется в плоскости соответствующей грани при неравных углах раскрытия (α и β) φ_n определяется по большему углу для диффузора с переходом с круга на прямоугольник (или квадрат) и наоборот в формулу для определения $tg \frac{\alpha}{2}$ вместо \sqrt{F} стороны прямоугольника подставляется значение $2\sqrt{F/\pi}$, где F – площадь

прямоугольника; значение φ_n при этом определяется по кривой 2

1 – конические и плоские диффузоры; 2 – пирамидальные диффузоры

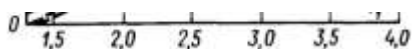


Рис. 3.11. Коэффициент сопротивления прямолинейных диффузоров, установленных за вентилятором или дымососом

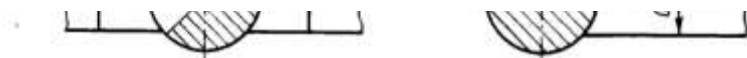


Рис. 3.12. Цокольная часть дымовых труб:

а – сечение входа в железобетонные и кирпичные трубы; б – то же, в кирпичные трубы; в – цоколь с двусторонним подводом газоходов; г – цоколь с подводом одиночного газохода

На рис. 3.12 показаны наиболее типичные входы в дымовые трубы промышленных и отопительных котельных и их коэффициенты местного сопротивления (скорости отнесены к подводящему газоходу).

Сопротивление дымовой трубы складывается из сопротивления трения и потери от движения потока с выходной скоростью. При отсутствии данных о конструкции трубы сопротивление трения (в паскалях) определяется по приближенной формуле:

$$h_{\text{тр}} = \frac{\lambda}{\alpha} \frac{\omega_0^2}{\alpha} \rho, \quad (3.23)$$

где ω_0 – скорость, м/с, в выходном сечении трубы, подсчитывается по диаметру выходного сечения трубы d_0 ;

λ – коэффициент сопротивления трения для бетонных и кирпичных труб, принимается $\lambda = 0,05$; для стальных труб

диаметром $d_0 \geq 2 \text{ м}$ $\lambda = 0,015$; а при $d_0 < 2 \text{ м}$ $\lambda = 0,02$; i – уклон трубы по внутренней образующей, принимается равным $0,02$;

ρ – плотность продуктов сгорания, определяется по температуре у дымососа (охлаждение продуктов сгорания в дымовой трубе не учитывается).

Газовые тракты котельных установок состоят не только из рассмотренных сопротивлений. Однако при учебных расчетах газового тракта учитывается только сопротивление его отдельных элементов, рассмотренные выше.

При выборе газозвдушного тракта котельной установки сербезное внимание должно уделяться рациональной компановке и трассировке газозвдухопроводов. Схема газового и воздушного тракта должна быть простой и способствовать повышени. Надежности и экономичности работы установки. В связи с этим даже в установках малой мощности рекомендуется применять индивидуальную компановку хвостовых поверхностей нагрева, золоуловителей и тягодутьевых устройств без отводных газоходов и соединительных коллекторов.

Схема и расположение газозвдухопроводов должны выбираться так, чтобы сопроивление тракта было минимальным при оптимальных скоростях потока. Как преимущественные на протяжённых прямых участках рекомендуются газозвдухопроводы круглого сечения, так как на их изготовлдение расходуется меньше металла и изоляции по сравнению с газозвдухопроводми квадратного, и особенно прямоугольного, сечения. Газоходы паровых и водогрейных котлов, работающих на взрывоопасных топливах (торф, мазут, природный газ), не должны иметь участков, в которых возможны отложения несгоревших частиц или сажи, а также застойных, плохо аентилируемых зон. Такими участками чаще всего являются соединительные короба и перемычки, лежащие вне основного потока. При устаройстве обходных газоходов, направляющих продукты сгорания мимо поверхности нагрева, золоуловителя или особенно дымососа, рекомендуется последовательная установка двух плотных шиберов на прямых учатсках с возможно меньшей скоростью потока.

В местах резких поворотов потока для частичного улавливания золы иногда устраивают бункера (например, под хвостовыми поверхностями нагрева). Однако это приводит к

усложнению условий эксплуатации и не обеспечивает эффективного улавливания летучей золы. Поэтому установки бункеров под резкими поворотами не рекомендуется.

При транспортировке запыленных продуктов сгорания скорость их на протяженных горизонтальных участках должна быть не менее 7-8 м/с во избежание отложения золы. При сжигании топлив, имеющих абразивную золу, скорость на участке до золоуловителя не должна превышать 12-15 м/с для предотвращения интенсивного износа тракта.

Суммарное сопротивление газового тракта при уравнишенной тяге (Па):

$$\Delta H = [\sum \Delta h_1 (1 + \mu) + \sum \Delta h_2] M_n \frac{101080}{\dots}, \quad (3.24)$$

где $\sum \Delta h_1$ – сумма сопротивлений газового тракта до золоуловителя, Па;

μ – массовая концентрация золы в продуктах сгорания, кг/кг (вносится, если учитывалась при тепловом расчете котла);

$\sum \Delta h_2$ – суммарное сопротивление тракта после золоуловителя и самого золоуловителя, Па;

$M_n = \rho_0 / \rho_{\text{газ}}$ – поправка на разницу плотностей продуктов сгорания и сухого воздуха, определяется по рис. 3.13;

ρ_0 – барометрическое давление, Па. "

Рис. 3.13. Поправочный коэффициент M_p и самотяга h'_c (для воздуха определяется по штриховой линии А)

Перепад полных давлений при уравновешенной тяге (Па):

$$\Delta H_n = h''_T + \Delta H - H_c, \quad (3.25)$$

где h''_T – разрежение в верхней части топочной камеры, принимается равным 20 Па;

ΔH - суммарное сопротивление газового тракта, Па;

H_c - суммарная самотяга газового тракта, включая дымовую трубу с соответствующим знаком, Па.

Самотяга (Па) любого участка газового тракта, включая дымовую трубу, при искусственной тяге определяется по формуле:

$$h_c = \pm H g \left(1,21 - \rho \rho_0 \frac{273}{\vartheta} \right), \quad (3.26)$$

где H – расстояние по вертикали между серединами начального и конечного сечений данного участка тракта (для дымовой трубы – её высота), м;

ρ - абсолютное среднее давление продуктов сгорания на участке, Па; при избыточном давлении, меньшем 5000 Па, принимается равным 1;

ρ_0 - плотность продуктов сгорания при давлении 101080 Па и температуре 273 К, кг/м³;

ϑ - средняя температура продуктов сгорания на данном участке, °С;

1,21 – плотность наружного воздуха при давлении 101080 и температуре 293 К.

Таблица 3.8. Сопротивление топочных устройств для

прохода воздуха

Тип устройства топчного	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Сопротивление горелки или решетки со слоем топлива, Па
Газовые и газомазутные горелки		
Подовая горелка (щелевая)	1,1-1,15	200
Вертикальная щелевая горелка	1,1-1,15	175
ГМ-2,5	1,1	800
ГМ-4,5	1,1	900
ГМ-7	1,1	1100
ГМ-10	1,1	1600
ГМП-16 (сопротивление приведено по первичному воздуху)	1,1	4000
ГМГ-1,5м, ГМГ-2м, ГМГ-4м, ГМГ-5м	1,15	1200
Тип устройства топчного	Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки	Сопротивление горелки или решетки со слоем топлива, Па
РГМГ-4	1,1	1000
РГМГ-6,5 и РГМГ-7	1,1	1800
РГМГ-10	1,1	1050

РГМГ-20	1,1	1500
РГМГ-30	1,1	2500
Топки для слоевого сжигания		
Топки с цепной решеткой (антрациты АМ и АС, $A^n=0,5$)	1,5-1,6	1000
Топки с пневмомеханическими забрасывателями и решеткой обратного хода	1,3-1,4	500
Топки скоростного горения для сжигания:		
Рубленой щепы, $W_p=50\%$	1,2	700
Дробленых отходов и опилок, $W_p=50\%$	1,3	1000

При учебном расчете воздушного тракта котельной установки приняты следующие упрощения:

Для серийных паровых и водогрейных котлов расчет сопротивлений не производится и суммарный перепад полных давлений по воздушному тракту принимается по табл. 3.3, 3.4;

Для остальных котлоагрегатов сопротивление топочных устройств принимается по табл. 3.8; сопротивление отдельных элементов воздушного тракта рассчитывается по формулам, приведенным выше для элементов тракта продуктов сгорания; сопротивление воздухонагревателя по воздушной стороне при поперечном омывании коридорных или шахматных пучков рассчитывается по формуле (3.7), а коэффициенты сопротивления – по формулам (3.9) и (3.12).

Сопротивление колориферов для подогрева воздуха перед воздухоподогревателем из трубок диаметром 12 и 16 мм проволочным оребрением определяется по формуле (Па):

$$\Delta h = 1,1z_2c_{\phi}\Delta h_{\text{тп}}, \quad (3.26)$$

где $\Delta h_{\text{тп}}$ – потеря давления на один ряд труб пучка, Па, определяется по рис. 3.14;

c_{ϕ} - коэффициент, учитывающий физические характеристики воздуха, определяются по рис. 11.13;

z_2 - число рядов труб по ходу воздуха;

1,1 – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхности цинковым припоем.

Рис. 3.14. Сопротивление колориферов ВТИ-ТЭМЗ.

1 – колориферы ВТИ-ТЭМЗ-II диаметром 16мм; ВТИ-ТЭМЗ-III диаметром 12мм.

При расчете воздушного тракта расход воздуха ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле:

$$V_{\text{в}} = V_{\text{н}}V^0(\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \Delta\alpha_{\text{вп}})\frac{t_{\text{в}}+273}{273}, \quad (3.27)$$

где $V_{\text{н}}$ – расчетный расход топлива, кг/с или $\text{м}^3/\text{с}$;

V^0 - теоретическое количество воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ или $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$\Delta\alpha_{\text{т}}$ и $\Delta\alpha_{\text{пл}}$ - присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления;

$\Delta\alpha_{\text{вп}}$ - присос воздуха в воздухоподогревателе, при расчет расхода горячего воздуха (после воздухоподогревателя) принимается $\Delta\alpha_{\text{вп}} = 0$;

$t_{\text{в}}$ - температура воздуха, для холодного воздуха принимается $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$, для горячего воздуха $t_{\text{в}} = t_{\text{г.в}}$.

При рециркуляции части горячего воздуха в воздухоподогревателе без специального вентилятора расход воздуха через вентилятор ($\text{м}^3/\text{с}$) с учетом рециркуляции:

$$V_{\text{ч.в.}} = V_{\text{н}} V^0 (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пл}} + \Delta\alpha_{\text{вп}} + \beta_{\text{вп}}) \frac{t'_{\text{вп}} + 273}{\dots}, \quad (3.28)$$

где $\beta_{\text{вп}}$ – относительное количество рециркулирующего горячего воздуха, определяемое в тепловом расчете воздухоподогревателя;

$t'_{\text{вп}}$ – температура подогретого в результате рециркуляции воздуха, °С.

На этот расход воздуха рассчитывается воздухопровод от вентилятора до воздухоподогревателя и участок всасывающего воздухопровода после ввода рециркулирующего воздуха. Остальная часть всасывающего воздухопровода рассчитывается на расход холодного воздуха.

Перепад полных давлений по воздушному тракту (Па):

$$\Delta H_{\text{п}} = \Delta H - H_c - h'_{\text{т}}, \quad (3.29)$$

Где ΔH – суммарное сопротивление воздушного тракта, Па;

H_c – самотяга, учитывается только для воздухоподогревателя и всего воздухопровода горячего воздуха (при учебных расчетах принимается $H_c = 0$);

$h'_{\text{т}}$ – разрежение в топке на уровне ввода воздуха, определяется по формуле:

$$h'_{\text{т}} = h''_{\text{т}} + 0,95H', \quad (3.30)$$

где H' – расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и серединой сечения ввода воздуха в топку, м.

ВЫБОР ДЫМОСОСА И ВЕНТИЛЯТОРА

Производительностью дымососа (вентилятора) называют

объём перемещаемых машиной продуктов сгорания (воздуха) в единицу времени. Необходимая расчетная производительность дымососа (вентилятора) определяется с учетом условий всасывания, т.е. избыточного давления или разрежения и температуры перед машиной, и представляет собой действительные объёмы продуктов сгорания или воздуха, которые должен перемещать дымосос (вентилятор).

Расчетная производительность (м³/ч):

$$Q_D = \beta_1 V \frac{101\,080}{t} 3600, \quad (3.31)$$

где V — расход продуктов порания, определяемый по формуле (11.17) для дымососа, или расход воздуха, определяемый по формуле (11.25) при $t_b = 30^\circ\text{C}$ для дутьевого вентилятора;

β_1 — коэффициент запаса по производительности, принимаемый из табл. 11.7;

h_6 — барометрическое давление в месте установки машины.

Расчетное полное давление (мм вод. ст.), которое должен создавать дымосос (вентилятор), определяется по формуле:

$$H_n = \beta_2 \Delta H_n / 9,81, \quad (3.32)$$

где β_2 — коэффициент запаса по напору, принимается из табл. 11.7;

ΔH_n — перепад полных давлений в газовом тракте, определяемый для дымососа по формуле (11.22), а для вентилятора по формуле (11.27).

Таблица 3.9. Коэффициенты запаса при выборе дымососов и дутьевых вентиляторов, рекомендуемые СНиП II-35-76

Мощность парового или водогрейно го котла, МВт	Коэффициент запаса			
	По производительности		По напору	
	Дымосос ы	Вентилято ры	Дымосос ы	Вентилято ры

До 17,4	1,05	1,05	1,1	1,1
Более 17,4	1,1	1,05	1,1	1,1

В связи с тем что напорные характеристики машин, приводимые в каталогах, составлены для работы на воздухе при абсолютном давлении 101 080 Па, необходимо полное расчетное давление привести к условиям, указанным в каталоге, по формуле (мм вод. ст.):

$$H_n^{пр} = \frac{1,293}{\rho_0} H_n \frac{273+t}{273} \frac{101\ 080}{p}, \quad (3.33)$$

где ρ_0 — плотность перемещаемых газов при 0 °С и 101 080 Па, кг/м³;

t — температура продуктов сгорания (воздуха) перед машиной, °С;

$t_{хар}$ — температура, для которой составлена приведенная в каталоге напорная характеристика.

Выбор дымососа (вентилятора) следует производить так, чтобы точка с параметрами Q_D и $H_n^{пр}$ и располагалась на напорной характеристике, приведенной в каталоге, в зоне КПД не меньше 90 % максимального значения.

Мощность (кВт), потребляемая дымососом (вентилятором), определяется по формуле:

$$N = \frac{Q_D H_n^{пр}}{\eta_3} \frac{\rho_0}{\rho} \frac{273+t_{хар}}{273} \frac{h_6}{101\ 080}, \quad (3.34)$$

где η_3 — КПД машины в рабочей точке, определяемый по напорной характеристике, приведенной в каталоге, %.

Расчетная мощность электродвигателя (кВт) определяется по потребляемой мощности с коэффициентом запаса $\beta_3 = 1,05$:

$$N_{лв} = N \beta_3, \quad (3.35)$$

Электродвигатель выбирается по мощности $N_{лв}$ из перечня двигателей, рекомендованных заводом-изготовителем.

Выбор тягодутьевых машин оказывает существенное влияние на мощность и экономичность работы котельной установки. Увеличение сопротивления газового или воздушного тракта по сравнению с расчетными значениями приводит к снижению производительности тягодутьевых машин, т.е. к недостатку тяги или воздуха и уменьшению мощности парового или водогрейного котла.

ВЫБОР ПИТАТЕЛЬНЫХ НАСОСОВ

Питательные устройства являются ответственными элементами котельной установки, обеспечивая безопасность ее эксплуатации. Правила Госгортехнадзора предъявляют ряд требований к питательным устройствам.

Питательные устройства должны иметь паспорт завода-изготовителя и обеспечивать необходимый расход питательной воды при давлении, соответствующем полному открытию рабочих предохранительных клапанов, установленных на паровом котле. Подача воды в паровые котлы, работающие при различном давлении (разница в рабочих давлениях более 15%), должна осуществляться от различных питательных устройств.

Питательные насосы выбираются по производительности и полному напору. В соответствии со СНиП П-35-76 при определении производительности питательных насосов следует учитывать расход на питание всех рабочих паровых котлов, на непрерывную продувку, на пароохладители, редуционно-охладительные и охлаждающие установки. При этом число и производительность питательных насосов выбираются с таким расчетом, чтобы в случае остановки наибольшего по производительности насоса оставшиеся обеспечили подачу воды в указанных выше количествах.

Суммарная производительность основных насосов должна быть не менее 110 % для всех рабочих котлов (без учета резервного котла) при их номинальной паропроизводительности с учетом продувки котлов и подачи воды в РОУ, пароохладители и охлаждающие установки. Суммарная производительность резервных питательных насосов должна обеспечивать 50% номинальной производительности всех рабочих котлов с учетом продувки, расхода воды на РОУ, пароохладители и охлаждающие установки.

Для питания котлов с давлением пара более 0,17 МПа следует предусматривать насосы с паровым приводом (поршневые бесшмазочные или турбонасосы) с использованием отработанного пара, а резервный насос — с электроприводом.

При невозможности использования отработанного пара от насосов с паровым приводом следует предусматривать:

1. насосы только с электроприводом — при двух независимых источниках питания электроэнергией;
2. насосы с электрическим и паровым приводом — при одном источнике питания электроэнергией.

Расчетный напор питательного насоса (Па) определяется по формуле:

$$\rho_{л}, \rho_{нас} = 1,1[\rho_{к}(1 + \Delta\rho) + \rho_{эк} + \rho_{п.в.д.} + \rho_{тд}^{наг} + \rho_{тд}^{вс} + \rho_{с.в.} - \rho_{л}], \quad (3.36)$$

где $\rho_{к}$ — избыточное давление в барабане котла, Па;

$\Delta\rho$ — запас давления на открытие предохранительных клапанов, принимается равным 5 % номинального давления в барабане котла, Па;

$\rho_{эк}$ — сопротивление водяного экономайзера, при учебных расчетах принимается равным 150 000—200 000 Па;

$\rho_{п.в.д.}$ — сопротивление регенеративных подогревателей высокого давления, при учебных расчетах принимается равным 80 000 Па;

$\rho_{тд}^{наг}$ — сопротивление питательных трубопроводов от насоса до котла с учетом сопротивления автоматических регуляторов питания котла, при учебных расчетах принимается равным 200 000 Па;

$\rho_{тд}^{вс}$ — сопротивление всасывающих трубопроводов, при учебных расчетах принимается равным 10000 Па;

$\rho_{с.в.}$ — давление, создаваемое столбом воды, равным по высоте расстоянию между осью барабана котла и осью деаэратора, Па;

ρ_l — давление в деаэраторе, Па;

1,1 — коэффициент запаса.

Питательный навод всегда должен быть расположен ниже питательного бака деаэратора.

Минимальный уровень воды в питательном баке по отношению к оси питательного насоса (м) определяется по формуле:

$$h_{\text{мин}} = 0,11(h_{\text{вх}} + h_{\text{вс}} - \rho_n + \rho_l), \quad (3.37)$$

где $h_{\text{вх}}$ — необходимое давление во входном патрубке насоса, включая скоростной напор, кПа; при учебных расчетах принимается равным 100 кПа;

$h_{\text{вс}}$ — сопротивление всасывающих трубопроводов, принимается равным 10 кПа;

ρ_n — давление насыщенных паров воды, соответствующее ее температуре во всасывающем патрубке насоса, определяется по таблицам водяных паров, кПа;

ρ_l — избыточное давление, под которым вода находится в деаэраторе, кПа.

Выбор питательных насосов производится по производительности и полному напору, которые приведены в виде напорных характеристик в каталогах заводов-изготовителей.

Мощность, потребляемая центробежным насосом, кВт:

$$N = \frac{QH_n * 10^3}{\eta_n \eta_{\text{дв}}}, \quad (3.38)$$

где Q — производительность насоса, м³/ч;

H_n — полный напор, МПа;

η_n — КПД насоса по полному напору, берется из напорной характеристики, приведенной в каталоге для рабочего режима насоса,

$\eta_{\text{дв}}$ — КПД электродвигателя, %.

Из различных типов насосов, подходящих по производительности и напору в рабочей точке, следует выбрать такой, КПД которого не менее 90 %

ЗАЩИТА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

РАСЧЕТ РАССЕЙВАНИЯ ВРЕДНЫХ ПРИМЕСЕЙ И ВЫБОР ВЫСОТЫ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Загрязнение воздушной среды котельными установками связано с выбросами в дымовую трубу токсичных газов SO_2 , SO_3 и мелкодисперсной золы. Кроме того, при высоких температурах в ядре факела происходит частичное окисление азота с образованием окислов азота NO и NO_2 . При неполном сгорании топлива в продуктах сгорания могут появиться оксид углерода и даже метан CH_4 . Основным показателем, характеризующим загрязнение воздушной среды, является выброс вредностей в единицу времени.

Таблица 4.1. Предельная допустимая концентрация вредных веществ в атмосфере населенных пунктов

Загрязняющее вещество	Предельная допустимая концентрация, мг/м ³	
	Максимально разовая	Среднесуточная
Пыль нетоксичная	0,5	0,15
Сернистый ангидрит	0,5	0,05
Оксид углерода	3,0	1,0
Диоксид азота	0,085	0,085
Сажа (копоть)	0,15	0,05
Сероводород	0,008	0,008
Бензопирен	-	0,1 мкг/100м ³
Пентоксид ванадия	-	0,002
Фтористые	0,02	0,005

соединения (по Фтору)		
Хлор	0,1	0,03

Расчет рассеивания вредных примесей в атмосфере производится в соответствии с санитарными нормами СН-369-74 при неблагоприятных метеорологических условиях, а именно при опасной скорости ветра. Под опасной скоростью ветра понимают скорость, при которой концентрация вредных примесей на уровне обитания человека достигает максимальных значений.

В современных производственных и отопительных котельных дымовая труба служит не для создания тяги, а для отвода продуктов сгорания на определенную высоту, при которой обеспечивается рассеивание вредностей до допустимых санитарными нормами концентраций в зоне нахождения людей.

За стандарт качества воздуха приняты предельные допустимые концентрации (ПДК) различных токсических веществ. В табл. 4.1 приведены предельные допустимые концентрации вредностей, выбрасываемых котельными, для населенных мест. Предельные допустимые концентрации атмосферных загрязнений устанавливаются по двум показателям: максимально-разовому и среднесуточному. Максимально-разовая концентрация характеризует качество атмосферного воздуха при отборе пробы его в течение 20 мин, а среднесуточная — в течение суток. Расчеты ведутся по каждому вредному веществу в отдельности. При этом концентрация каждого из них не должна превышать значений, указанных в табл. 12.1. Дополнительным требованием, установленным Минздравом СССР, является условие, при котором сумма отношений концентраций вредностей к их ПДК должна быть меньше или равна единице, т. е.:

$$\frac{C_1}{\text{ПДК}_1} + \frac{C_2}{\text{ПДК}_2} + \dots + \frac{C_n}{\text{ПДК}_n} \leq 1$$

Таблица 4.2. КПД (коэффициенты очистки) золоулавливающих устройств, рекомендуемые СНиП П-35-76

Золоулавливающие устройства	КПД золоуловителя, %	
	При слоевом сжигании топлива	При камерном сжигании топлива
Блоки циклонов	85-90	70-80
Батарейные циклоны	85-92	80-85
Батарейные циклоны с регулицией	93-95	85-90
Мокрые золоуловители с низконапорными трубами Вентури	-	93-95
Электрофильтры	-	96-99

Определение минимальной высоты дымовой трубы рекомендуется производить в такой последовательности:

1. Определяется выброс золы (г/с):

$$M_{эл} = \frac{10^6 B_p}{3600} (1 - \eta_{зв}) \left[\left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \frac{A^p}{100} + \frac{q_4}{100} \right], \quad (4.1)$$

где B_p — расчетный часовой расход топлива всеми котлами, работающими на дымовую трубу, т/ч;

$\eta_{зв}$ — КПД золоуловителя, % (принимается в зависимости от его типа из табл. 4.2);

q_4 — потеря теплоты от механической неполноты горения, %.

2. Определяется выброс SO_2 , (г/с):

$$M_{SO_2} = \frac{10^6 B_p}{3600} \frac{S^p}{100} \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_S}, \quad (4.2)$$

где S^p — содержание серы в рабочей массе топлива, %;

μ_{SO_2} — молекулярная масса SO_2 , и S, их отношение равно 2.

3. Определяется выброс оксидов азота, рассчитываемый по NO_2 , (г/с):

$$M_{NO_2} = 0,034\beta_1 k V_n Q_n^p \left(1 - \frac{q_4}{\dots}\right) (1 - \beta_2 r) \beta_3, \quad (4.3)$$

где β_1 — безразмерный поправочный коэффициент, учитывающий влияние качества сжигаемого топлива и способа шлакозолоудаления на выход оксидов азота, принимается по табл. 4.3;

β_3 — коэффициент, учитывающий конструкцию горелок, принимается: для вихревых горелок $\beta_3 = 1$, для прямоточных горелок $\beta_3 = 0,85$;

r — степень рециркуляции продуктов сгорания или сушильного агента в процентах расхода дутьевого воздуха, при отсутствии рециркуляции $r = 0$;

β_2 — коэффициент, характеризующий эффективность воздействия рециркулирующих продуктов сгорания в зависимости от условий подачи их в топку, принимается по табл. 4.4;

k — коэффициент, характеризующий выход оксидов азота на 1т сожженного условного топлива, кг/т, определяется в зависимости от номинальной и действительной паропроизводительности котла по формулам:

для котлов паропроизводительностью более 70 т/ч при сжигании газа и мазута во всем диапазоне нагрузок, а также для котлов, сжигающих твердое топливо при нагрузках выше 75 % номинальной и температуре факела больше 1500 °С:

$$k = \frac{12D}{\dots}, \quad (4.4)$$

для котлов паропроизводительностью менее 70 т/ч:

$$k = 3,5 \frac{D}{\dots}, \quad (4.5)$$

для водогрейных котлов:

$$k = \frac{2,5Q}{D_n}, \quad (4.6)$$

где D_n , D — номинальная и действительная паропроизводительность котла, т/ч;

Q_n , Q — номинальная и действительная теплопроизводительность котла, Гкал/ч.

Таблица 4.3. Коэффициент β_1

Топливо	Содержание азота, N^t , %	Значение β_1
Природный газ	-	0,85
Мазут при коэффициенте избытка воздуха в топочной камере		
1,05	0,3-0,6	0,8
1,05	0,3-0,6	0,7
Твердое топливо:		
Угли ангренский Б2, березовский Б2, назаровский Б2, ирша-бородинский, харанорский Б1, донецкий АШ, башкирский Б1, канско-ачинский, горючие сланцы	1,0	0,8; 0,55;
Угли веселовский, богословский черемховский, сучанский, анадырский, донецкий Т, ПАШ, карагандийский ПрП, подмосковный Б2, львовско-вольынский Г, егоршинский ПА, райчинский	1-1,4	0,7; 1,0
Угли донецкий Д, Г, ГСШ, ПрПр, экибастузский СС, мечорский Ж, кузнецкий ГРОК, южно-сахалинский	1,4-2	1,0; 1,4

Угли кузнецкий Д, Г, 2СС, 1СС, интинский Д, печорский, томьусинский, фрезерный торф	2,0	2,0 ^{1,4} ;
Примечание: Для твердого топлива приводится по два значения β_1 : слева – при твердом, справа – при жидком шлакозолоудалении		

Таблица 4.4. Коэффициент β_2 при рециркуляции $0 < r \leq 25$

Способ ввода в топку газов рециркуляции	β_2
При сжигании газа и мазута и вводе: в под топки (при расположении горелок на вертикальных экранах) через шлицы под горелками по наружному каналу горелок в воздушном дутье в рассечку двух воздушных потоков	0, 002 0, 015 0, 020 0, 025 0, 030
При сжигании твердого топлива ($t_{\text{ф}} > 1400^\circ\text{C}$) и вводе: В первичную аэросмесь Во вторичный воздух	0, 010 0, 005

При сжигании твердого топлива с нагрузками котла менее 75

% номинальной в формулы (4.4), (4.5) и (4.6) вместо D и Q подставляются $0,75D$ и $0,75Q$. При сжигании твердого топлива с температурой факела ниже $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ во всем диапазоне нагрузок вместо D и Q подставляются P_n и Q_n .

4. Определяется диаметр устья дымовой трубы (м):

$$D_{\text{тн}}^y = \sqrt{\frac{4V_{\text{тп}}}{\omega_{\text{вых}}}}, \quad (4.7)$$

где $V_{\text{тп}}$ — объемный расход продуктов сгорания через трубу при температуре их в выходном сечении, $\text{м}^3/\text{с}$ (охлаждение продуктов сгорания в дымовой трубе не учитывается);

$\omega_{\text{вых}}$ — скорость продуктов сгорания на выходе из дымовой трубы (принимается $20\text{—}30\text{ м/с}$ при искусственной тяге и высоте дымовой трубы до 100 м).

5. Определяется предварительная минимальная

$$H = \sqrt{\frac{\text{высота дымовой трубы (м):}}{A \frac{M_{SO_2} + \text{ПДК}_{SO_2} M_{NO_2}}{\text{ПДК}_{NO_2}} z \sqrt{\frac{z}{\Delta t}}}} \quad (4.8)$$

где A — коэффициент, зависящий от метеорологических условий местности, составляет:

Для субтропической зоны Средней Азии.....	2
	40
Для Казахстана, Средней Азии, Кавказа, Молдавии, Сибири, Дальнего Востока.....	2
	00
Для Севера и Северо-Запада Европейской части СССР, Урала, Среднего Поволжья, Украины.....	1
	60
Для центральной части Европейской территории СССР и в областях со сходным климатом.....	1
	20

ПДК_{SO_2} , ПДК_{NO_2} — предельные допустимые концентрации SO_2 , и NO_2 принимаются по табл. 4.1;

z — число дымовых труб одинаковой высоты, устанавливаемых в котельной;

Δt — разность температуры выбрасываемых газов и средней температуры воздуха, под которой понимается средняя температура самого жаркого месяца в полдень, °С.

6. Определяются коэффициенты f и u_m :

$$f = 10^3 \frac{\omega_{\text{ВЫХ}}^2 D_{\text{ТР}}^y}{r r^2 \dots}, \quad (4.9)$$

$$u_m = 0,65 \sqrt{\frac{V_{\text{ТР}} \Delta t}{H}}, \quad (4.10)$$

7. Определяется коэффициент m в зависимости от

параметра f :

$$m = \frac{1}{\sqrt{1 + 3f}}, \quad (4.11)$$

8. Определяется безразмерный коэффициент n в зависимости от параметра u :

$$\begin{array}{l}
 \text{при } u_M \leq 0,3 \qquad n = 3 \\
 \text{при } 0,3 < u_M \leq 2 \qquad n = 3 - \sqrt{(u_M - 0,3)(4,36 - u_M)} \\
 \text{при } u_M > 2 \qquad n = 1
 \end{array} \quad \left. \vphantom{\begin{array}{l} \\ \\ \end{array}} \right\} \quad (4.12)$$

9. Определяется минимальная высота дымовой трубы (м) во втором приближении

$$H_1 = H\sqrt{mn}, \quad (4.13)$$

если разница между H_1 , и H больше 5 %, то выполняется второй уточняющий расчет.

10. Второй уточняющий расчет производится по формуле:

$$H_2 = H_1 \sqrt{\frac{m_1 n_1}{\dots}}, \quad (4.14)$$

где f' и u'_M — коэффициенты, подсчитываемые по формулам (4.9) и (4.10) при высоте H_1 ;

m_1 и n_1 — коэффициенты, определяемые формулами (4.11) и (4.12) по f' и u'_M .

11. При высоте дымовой трубы H_2 определяется максимальная приземная концентрация каждого из вредных веществ (золы, SO_2 , NO_2) по формулам:

$$C_{\text{зол}} = \frac{AM_{\text{зол}} F m_2 n_2}{\dots}, \quad (4.15)$$

$$C_{SO_2} = \frac{AM_{SO_2} m_2 n_2}{H_2^2 \sqrt[3]{V_{\text{тр}} \Delta t}}, \quad (4.16)$$

$$C_{NO_2} = \frac{AM_{NO_2} m_2 n_2}{V \cdot 2.3 \cdot \frac{1}{V} \cdot \frac{1}{V}}, \quad (4.17)$$

где F — безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания пыли в атмосферном воздухе, принимается равным 2 (КПД золоуловителя не менее 90 %) и равным 2,5 (КПД золоуловителя от 75 до 90%).

12. Проверяется условие, при котором безразмерная суммарная концентрация не должна превышать 1, т. е.:

$$\frac{C_{\text{Зол}}}{\text{ПДК}} + \frac{C_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}} + \frac{C_{\text{NO}_2}}{\text{ПДК}} \leq 1, \quad (4.18)$$

Если указанное условие не соблюдается, следует увеличить высоту дымовой трубы, при которой безразмерная концентрация будет меньше или равна 1.

В соответствии со СНиП П-35-76 следует выбрать дымовую трубу из кирпича или железобетона из следующего ряда диаметров выходного отверстия:

1,2; 1,5; 1,8; 2,1; 2,4; 3,0; 3,6; 4,2; 4,8; 5,4; 6,0; 6,6; 7,2; 7,8; 8,4; 9,0; 9,6 м.

Высота дымовых труб должна приниматься:

30, 45, 60, 75, 90, 120, 150 и 180 м.

Минимальный диаметр выходных отверстий кирпичных труб 1,2 м, монолитных железобетонных — 3,6 м.

Во избежание проникновения продуктов сгорания в толщу конструкций кирпичных и железобетонных труб не допускается положительное статическое давление на стенки газоотводящего ствола. Для этого определяющий критерий рассчитывается по формуле:

$$R = \frac{(\lambda + 8i)h_0}{\rho_a}, \quad (4.19)$$

где λ — коэффициент сопротивления трению;

i — постоянная конусность внутренней поверхности верхнего участка трубы;

ρ_a — плотность атмосферного воздуха при расчетном режиме, кг/м³;

h_0 — динамический напор, создаваемый продуктами сгорания в выходном отверстии трубы, Па;

ρ — плотность продуктов сгорания при расчетном режиме,

кг/м³.

Поверочный расчет должен производиться для зимнего и летнего расчетных режимов работы котельной. При этом $R < 10$. Если в результате расчета $R > 10$, следует увеличить диаметр трубы или применить трубу с внутренним газонепроницаемым стволом.

Подводящие газоходы в месте примыкания к дымовой трубе следует выполнять прямоугольного сечения.