

Т 19

Инж. С. М. ТАРАЩАНСКИЙ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

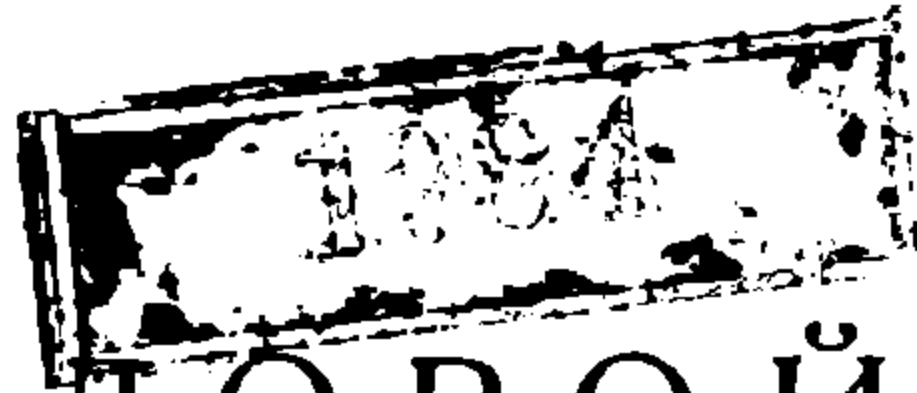
ПОСОБИЕ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ
ДЛЯ ВТУЗОВ И ТЕХНИКУМОВ

ОНТИ ИХИ
ГЗСУ РСТВЕННО НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ
ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ

НБ
УДУНТ
(ДІІІ)

УДУНТ
НБ
(ДИИТ)

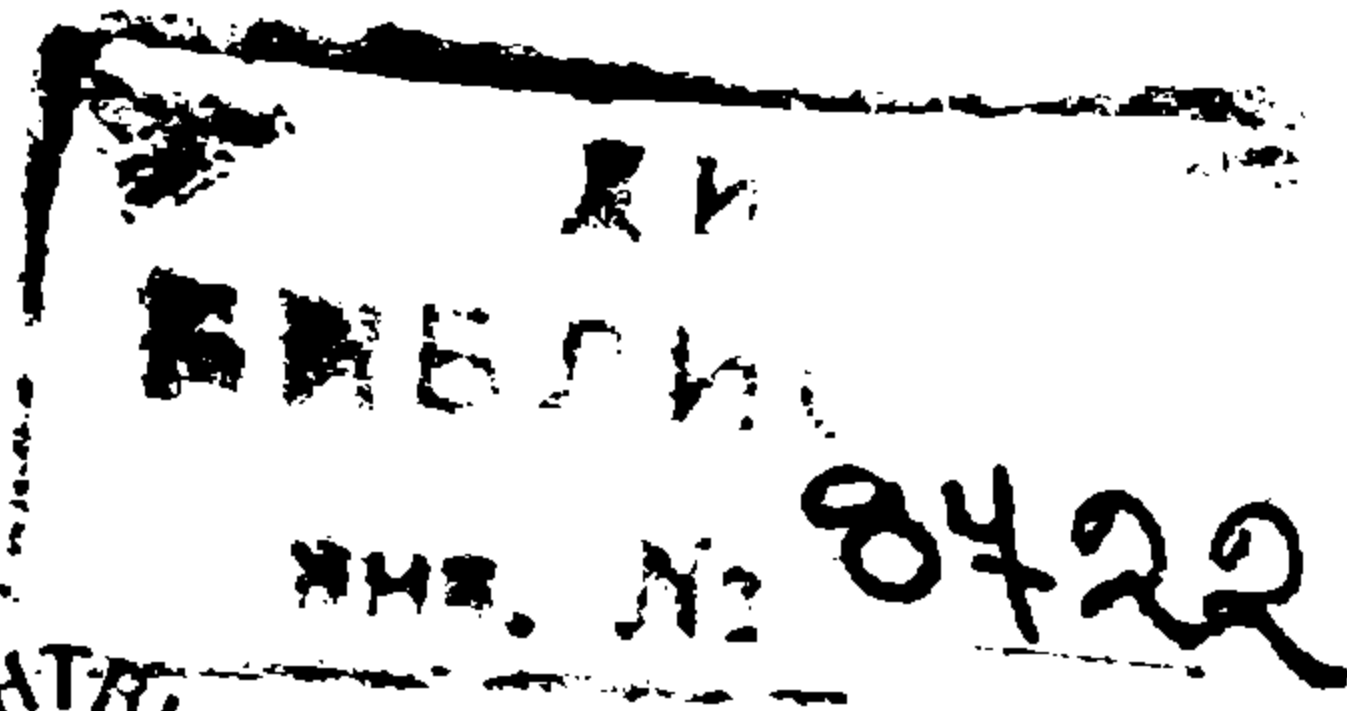
Инж. С. М. ТАРАЩАНСКИЙ



8722

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

ПОСОБИЕ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ
ДЛЯ ВТУЗОВ И ТЕХНИКУМОВ



ОНТИ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ
ХАРЬКОВ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ

НКТП

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ

1935

ДНЕПРОПЕТРОВСК

АНТБ
ДУНТ
(ДНТ)

Библиографическое описание этого издания помещено в „Літопису Українського Друку“, „Картковій репертуарі“ и других указателях Украинской Книжной Палаты

УЕТ—15--5—2

Ответственный редактор—А. П. Хмельницкий
Техн. оформление—В. И. Ландсберг

Сдано в типографию 14/VII-34 г.
Подписано к печати 15/XI-34 г

Гослит № 2115 от 25-IV—34 г. 2-я Книжная Полиграфическая фабрика им. 25-летия ВКП(б). г. Днепропетровск. Зак. № 4935. Тираж 4000+200 экз. 19 печ. лист., 9¹/₂ бум. лист 50 000 букв в печ. листе, 100.000 букв в бум. листе. Бумага 62×94 см. Вес 42 кг в 1 м² листе. ОСТ 364 А5.

НБ
УДК
(ДІІТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящая книга предназначена в качестве пособия для студентов вузов и техникумов при тепловом расчете курсового проекта парового котла.

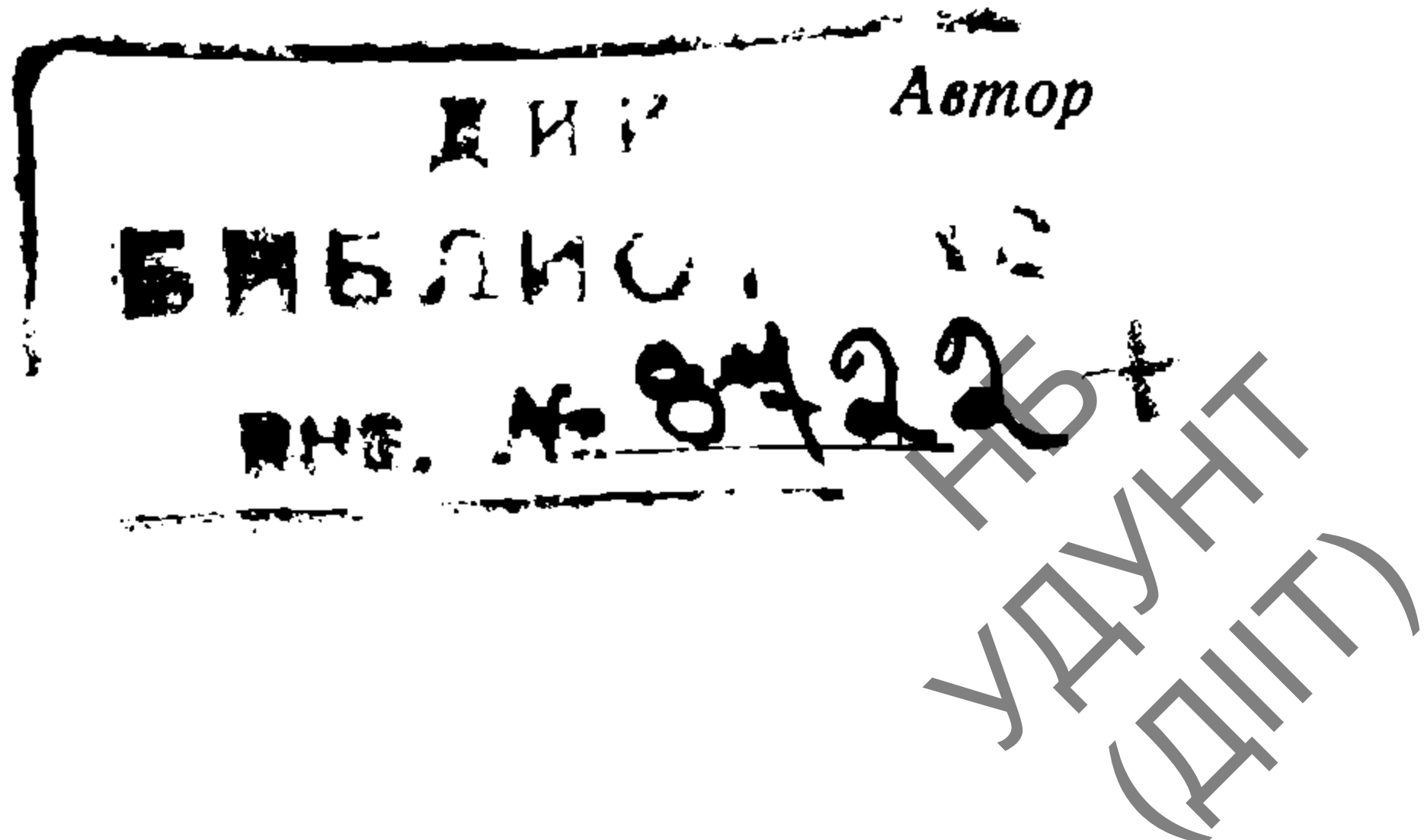
Хотя подобных пособий существует несколько, однако они обладают теми недостатками, что или не учитывают новейших теорий теплового процесса работы парового котла, или дают неполный и недостаточно систематизированный материал, или же не сопровождаются надлежащим иллюстративным материалом.

Автор надеется, что его работа в некоторой мере восполнит те пробелы, которые он мог обнаружить при руководстве курсовым проектированием парового котла во вузе.

Студент-проектировщик должен не только усвоить конструкцию того или иного агрегата и его детали, но и проверить свои теоретические знания на практике. Исходя из этого, в данном пособии автор не счел нужным приводить сокращенные и упрощенные методы расчетов парового котла, применяемых в конструкторских бюро, а дал, так сказать, развернутый детализированный и в то же время целостный метод расчета в надежде, что это поможет студенту при проектировании парового котла повторить его теорию и усвоить методику подхода к тепловым расчетам вообще.

Автор дает себе ясный отчет в том, что книга не свободна от недостатков, а быть может и отдельных ошибок, несмотря на то, что она подвергалась тщательной и многократной проверке. В таком сложном вопросе, как тепловой расчет парового котла, ошибок можно избежать только при коллективном авторстве. Поэтому буду чрезвычайно благодарен за всяческие указания и исправления, которые помогут улучшить книгу в дальнейшем.

Считаю своим долгом выразить глубокую признательность инж. О. М. Рабиновичу, давшему ряд ценных советов при составлении пособия и много содействовавшему его выходу в свет.



ВВЕДЕНИЕ

Тепловой расчет парового котла заключается в количественной оценке явлений, происходящих в паровом котле при превращении скрытой энергии топлива в потенциальную энергию образующегося в котле пара.

Правильная количественная оценка этих явлений позволяет при конструировании котельного агрегата верно соразмерить отдельные его элементы и выбрать конструктивные формы в полном соответствии с количественной стороной явлений и процессов, происходящих в паровом котле. Подобное соответствие между расчетом и конструкцией — разумеется, при правильности того и другого — сможет обеспечить нормальную и с высоким коэффициентом полезного действия работу котельного агрегата.

Процесс работы парового котла с тепловой стороны, по существу, сводится к трем основным явлениям, подлежащим количественной оценке, а именно:

1 Превращение скрытой энергии топлива в тепловую энергию в результате химической реакции — горения, т. е. соединения заключающихся в топливе активных элементов с кислородом воздуха.

Количественную оценку этого явления будем называть расчетом процесса горения.

2. Передача тепла дымовых газов, образовавшихся при горении топлива, воде, заключенной внутри парового котла для превращения ее в насыщенный водяной пар, и пару (в перегревателе) — для превращения его в перегретый пар.

Количественную оценку этого явления будем называть расчетом теплопередачи.

3. Собственно образование пара в паровом котле, совершающееся в процессе постоянного движения воды и пароводяной смеси внутри парового котла.

Количественную оценку этого явления будем называть расчетом циркуляции парового котла.

Явления, происходящие в паровом котле, мы будем рассматривать и количественно оценивать, разумеется, не изолированно друг от друга, а в их органической связи, не в статике, а в их динамике, не изолированно от окружающей среды, а с учетом взаимодействия этой среды с процессом, совершающимся в паровом котле.

В соответствии с этим наша задача будет заключаться не только в оценке отдельных явлений, но и в их увязке в одно целое в виде теплового баланса парового котла.

Особенности того метода расчета парового котла, который предлагается читателю, как это будет видно из дальнейшего изложения, заключаются в следующем:

1. Делается попытка увязать методику расчета с новейшими воззрениями на работу паровых котлов, в частности и в особенности по вопросу о лучеиспускании факела и стенок в топках паровых котлов и по вопросу о циркуляции в котлах.

Как известно, новейшие исследования лучеиспускания котельных установок показали, какую огромную роль играет лучистая теплота в процессе теплопередачи, насколько несовершенны прежние методы расчета котла, отдельно не оценивавшие теплопередачу соприкосновением и лучеиспусканием. Огромные напряжения, с какими работают первые ряды труб водотрубных котлов, совершенно игнорировались прежними методами расчета. Величина лучеиспускания совершенно не отражалась на величине и расположении поверхности нагрева.

Вопросы циркуляции в паровом котле, играющие решающую роль в бесперебойной и нормальной работе котла, не находят отражения и в существующих методах расчета.

Предлагаемая нами методика, конечно, не претендует на безусловно правильное решение поставленных вопросов; более того, автору она представляется содержащей слишком много элементов старых расчетов и несколько механически увязывающей новые взгляды на работу котельных установок со старой методологией теплового расчета; тем не менее эта методика не проходит мимо тех исследований и той практики последних лет в области паровых котлов, которые изложены в различных периодических изданиях.

2. Предлагаемый расчет парового котла представляет собой не только — или, вернее, не столько — метод пассивного учета и оценки, сколько метод активного руководства конструированием парового котла и его отдельных элементов.

Так, определением эффективной поверхности лучевосприятия мы диктуем конструктору выбор расположения поверхности нагрева котла по отношению к топке, подсказываем необходимость или ненужность применения экрана и т. д.

3. Расчет ведется единообразным приемом для различных частей котла по мере движения газов по газоходам котла. Так, сначала решаются все вопросы, связанные с топкой — горение, температуры, лучистая теплота; далее идет первый газоход — температуры, полезно отданное тепло, потерянное тепло, поверхность нагрева и т. д., чем достигается, на наш взгляд, некоторый монистический подход к тепловому расчету парового котла.

4. В целях ускорения расчета проводится принцип его максимальной рационализации, заключающейся в том, что заранее вычисляются значения всех вспомогательных величин, упро-

щается техника подсчета, а те величины, которые по самому характеру расчета не требуют особой точности, взяты приближенными.

5. Расчет ведется параллельно и по весовым количествам газов, и по объемным количествам, приведенным к 0°C и 760 мм р. с.

Исходя из того, что:

1) предлагаемый тепловой расчет носит учебный характер, 2) учащемуся лучше усвоить вывод той или иной формулы, чем запомнить ее, 3) вывод ряда важных формул не дан в существующих учебниках или встречается очень редко,— в нашем руководстве предлагается вниманию читателя, может быть в ущерб его времени, вывод ряда формул.

Ход расчета устанавливаем следующий:

1. Определение состава и теплотворной способности рабочего топлива.

2. Расчет процесса горения.

3. Расчет состава газов и теплоемкостей в различных газоходах.

4. Тепловой баланс.

5. Расчет теплопередачи и определение элементов поверхности нагрева.

6. Расчет топчного устройства.

7. Расчет циркуляции.

8. Расчет тягового устройства и вентиляторного дутья.

ГЛАВА I

РАСЧЕТ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ

§ 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОСТАВА И ТЕПЛОТВОРНОЙ СПОСОБНОСТИ РАБОЧЕГО ТОПЛИВА

Исходной точкой теплового расчета парового котла является определение состава и теплотворной способности рабочего топлива.

Всякое топливо состоит из соединения химических элементов: углерода (С), водорода (Н), кислорода (О), азота (N), серы (S), влаги (W) и золы (A). Если выразить С, Н, О, N, S, W и A в процентах, то должно быть справедливо равенство:

$$C + H + O + N + S + W + A = 100.$$

Серу, влагу и золу относят к балласту и обозначают:

$$B = S + W + A.$$

Сумму $C + H + O + N$ называют органической массой топлива. Если состав органической массы взять за 100%, то справедливо равенство

$$C^o + H^o + O^o + N^o = 100.$$

Если известен состав органической массы топлива и величина балласта, то можно определить состав рабочего топлива, пользуясь таким рядом уравнений:

$$\left. \begin{aligned} C^p &= C^o \cdot \frac{100 - B}{100} \\ H^p &= H^o \cdot \frac{100 - B}{100} \\ O^p &= O^o \cdot \frac{100 - B}{100} \\ N^p &= N^o \cdot \frac{100 - B}{100} \end{aligned} \right\} (1)$$

где

$$B = A^p + W^p + S^p,$$

и тогда:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + W^p + A^p = 100.$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Обратно, если известен состав рабочего топлива, то можно определить состав его органической массы, пользуясь такими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} C^o &= C^p \cdot \frac{100}{100 - B} \\ H^o &= H^p \cdot \frac{100}{100 - B} \\ O^o &= O^p \cdot \frac{100}{100 - B} \\ N^o &= N^p \cdot \frac{100}{100 - B} \end{aligned} \right\} \cdot \quad (1a)$$

Состав заданной при расчете марки топлива определяется по таблицам топлив СССР, составленным на основании систематических анализов их авторитетными лабораториями. В этих таблицах приводится большей частью состав органической массы, пользуясь которыми и задавшись по другим таблицам составом балласта, определяют пересчетом по формулам (1) элементарный состав рабочего топлива. В других таблицах приводится непосредственно состав рабочего топлива.

Упомянутые таблицы приведены в конце нашей книги (см. таблицы I, II, III, IV, IVa).

Так как на методику сжигания топлива и, следовательно, на конструкцию топочного устройства большое влияние имеет содержание летучих в рабочем топливе, а также характер золы и коксового остатка, то в конце книги приводятся таблицы, характеризующие температуру размягчения золы топлив СССР, классификацию донецких топлив Комиссией Госплана и таблица состава летучих топлив СССР (см. таблицы V, VI, VII).

Теплотворной способностью топлива называется количество калорий, выделяющихся при полном сгорании 1 кг топлива. Различают для рабочего топлива две теплотворные способности: высшую и низшую.

Высшая теплотворная способность — это количество калорий, выделяющихся при сгорании 1 кг топлива в том случае, когда водород топлива, сгорая, превращается в воду.

Низшая теплотворная способность — это количество калорий, выделяющихся при сгорании 1 кг топлива в том случае, когда водород топлива, сгорая, превращается в водяные пары.

В первом случае тепло топлива не тратится на испарение воды, образовавшейся от сгорания водорода; во втором случае часть тепла топлива расходуется на это. Вот почему в первом случае теплотворная способность носит название высшей, а во втором — низшей.

В расчете парового котла приходится иметь дело только с низшей теплотворной способностью топлива, так как образующиеся при сгорании водорода пары воды не конденсируются.

Зная состав рабочего топлива, можно, пользуясь эмпирическими формулами, определить его теплотворную способность.

Существует довольно много формул для определения теплотворной способности топлива. Мы приводим только четыре формулы дающие решение вопроса, наиболее близко подходящее к истине.

Эти формулы для определения теплотворной способности 1 кг топлива следующие:

Формула Дюлонга:

$$Q_n^p = 81 C^p + 280 \left(H^p - \frac{O^p}{8} \right) + 22 S^p - 6 W^p$$

Формула Менделеева:

$$Q_n^p = 81 C^p + 246 H^p - 26 (O^p - S^p) - 6 W^p$$

Формула Союза германских инженеров:

$$Q_n^p = 81 C^p + 290 \left(H^p - \frac{O^p}{8} \right) + 25 S^p - 6 W^p \quad (2)$$

Формула Ставровского для каменных углей:

$$Q_n^p = 81 C^p + 258 H^p - 21 (O^p - S^p) - 6 W^p$$

Формула Ставровского для дров, торфа, бурого угля и антрацитов:

$$Q_n^p = 81 C^p + 241 H^p - 21 (O^p - S^p) - 6 W^p$$

где Q_n^p — низшая теплотворная способность рабочего топлива в кал/кг.

C^p , H^p , O^p , W^p , S^p — соответственно углерод, водород, кислород, влага и сера рабочего топлива, выраженные в процентах.

Приведенные формулы, как это видно из их структуры, годятся для пользования при определении теплотворной способности твердого и жидкого топлива, причем обычно в практике пользуются формулами Менделеева и Союза германских инженеров, хотя по некоторым топливам наиболее точные результаты дает формула Ставровского.

Теплотворная способность газообразного топлива определяется по теплотворной способности его составляющих частей и относится обыкновенно не к 1 кг топлива, а к 1 м³ при 0°C и 760 мм р.с., то-есть к так называемому нормальному кубическому метру (нм³).

Средний состав различных газообразных топлив приведен в таблице VIII, а теплотворная способность составляющих его частей — в таблице IX (обе они помещены в конце книги).

По данным этих таблиц низшая теплотворная способность 1 нм³ газа, определится по формуле:

$$Q_n^p = 30,50 CO + 25,70 H_2 + 85,20 CH_4 + 140,7 C_2H_4 \text{ кал/нм}^3. \quad (3)$$

где CO , H_2 , CH_4 и C_2H_4 — соответственно процентное содержание в 1 м^3 газа окиси углерода, водорода, метана и этилена.

Пример 1. Пусть имеем топливо: донецкий уголь марки Т (тоший).

Требуется рассчитать его рабочий состав и определить низшую теплотворную способность.

По таблице VII находим средний состав органической массы:

$$C^o = 91,7\%; \quad H^o = 4,3\%; \quad O^o = 2,4\%; \quad N^o = 1,6\%.$$

По таблице III находим средний состав составляющих частей балласта:

$$W^p = 3,5\%; \quad A^p = 7,25\%; \quad S^p = 1,07\%;$$

откуда

$$B = 3,5 + 7,25 + 1,07 = 11,82\%.$$

По формулам (1), приведенным на стр. 7, определяем состав рабочего топлива:

$$C^p = 91,7 \frac{88,18}{100} = 80,86\%$$

$$H^p = 4,3 \frac{88,18}{100} = 3,79\%.$$

$$O^p = 2,4 \frac{88,18}{100} = 2,12\%.$$

$$N^p = 1,6 \frac{88,18}{100} = 1,41\%.$$

Итак, наше рабочее топливо имеет следующий состав:

C^p	$= 80,86\%$
H^p	$= 3,79\%$
O^p	$= 2,12\%$
N^p	$= 1,41\%$
S^p	$= 1,07\%$
W^p	$= 3,50\%$
A^p	$= 7,25\%$

$$\text{Всего } 1 \text{ кг} = 100,00\%$$

Для данной марки угля низшую теплотворную способность рабочего топлива определяем по формуле Менделеева и проверяем по формуле Союза германских инженеров (СГИ).

По формуле Менделеева для 1 кг топлива:

$$Q_n^p = 81 C^p + 246 H^p - 26 (O^p - S^p) - 6 W^p = 81 \cdot 80,86 + 246 \cdot 3,79 - 26 (2,12 - 1,07) - 6 \cdot 3,5 = 7434 \text{ кал/кг.}$$

По формуле СГИ для 1 кг топлива :

$$Q_{\text{н}}^p = 81 C^p + 290 \left(H^p - \frac{O^p}{8} \right) + 25 S^p - 6 W^p = 81 \cdot 80,86 + \\ + 290 \left(3,79 - \frac{2,12}{8} \right) + 25 \cdot 1,07 - 6 \cdot 3,5 = 7578 \text{ кал/кг.}$$

Расхождение по формулам Менделеева и СГИ составляет :

$$\Delta Q_{\text{н}}^p = 144 \text{ кал/кг, или } \frac{144}{7434} \cdot 100 = 1,94\%.$$

Справляясь по таблице IVa, находим теплотворную способность для угля марки Т $Q_{\text{н}}^p = 7430$ кал/кг.

На основании этого принимаем окончательно результат, получившийся по формуле Менделеева :

$$Q_{\text{н}}^p = 7434 \text{ кал/кг.}$$

Пример 2. Пусть имеем топливо: коксовый газ. Требуется определить его теплотворную способность.

По таблице VIII (в конце книги) находим средний состав коксового газа по объему :

CO	= 8%
H ₂	= 52%
CH ₄	= 30%
C ₂ H ₄	= 3%
CO ₂	= 2%
N ₂	= 5%
Всего	= 100%

По формуле (3) низшая теплотворная способность 1 м³ газа:

$$Q_{\text{н}}^p = 30,50 \cdot \text{CO} + 25,70 \cdot \text{H}_2 + 85,20 \cdot \text{CH}_4 + 140,7 \text{C}_2\text{H}_4 \text{ кал/м}^3,$$

откуда :

$$Q_{\text{н}}^p = 30,50 \cdot 8 + 25,70 \cdot 52 + 85,20 \cdot 30 + 140,7 \cdot 2 = 4418 \text{ кал/м}^3,$$

что не выходит из пределов, приведенных в таблице VIII.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ДЕЙСТВИТЕЛЬНОГО КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ГОРЕНИЯ

а) Твердое и жидкое топливо

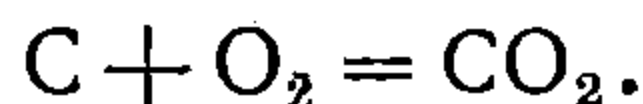
Как известно, процесс горения представляет собой экзотермическую реакцию химического соединения горючих элементов, заключающихся в топливе с кислородом воздуха.

В соответствии с законом весовых отношений, элементы вступают в реакцию всегда в одном, строго определенном, количе-

ственном отношении, причем вес суммы химически соединившихся элементов равен сумме весов каждого отдельного элемента.

Этот закон позволяет нам, зная состав топлива, определить количество теоретически необходимого для горения кислорода (следовательно, и воздуха), а также количество и состав продуктов горения.

При процессе полного горения молекула углерода C , соединяясь с молекулой кислорода воздуха — O_2 (значок 2 показывает, что в молекуле кислорода содержатся 2 атома) дает молекулу углекислоты CO_2 , т. е.



Так как молекулярный вес углерода 12, а кислорода 32, то это равенство можно выразить суммой

$$12 + 32 = 44.$$

Таким образом, на 12 кг углерода требуется 32 кг кислорода; следовательно, на 1 кг углерода требуется

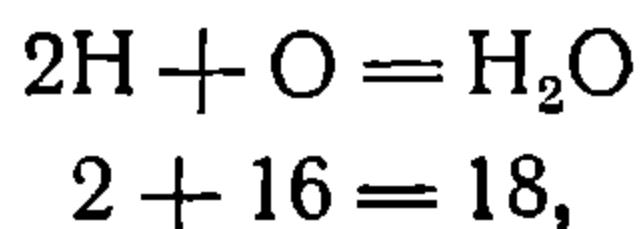
$$\frac{32}{12} = \frac{8}{3} \text{ кг кислорода,}$$

а на C кг углерода потребуется

$$\frac{8}{3}C \text{ кг кислорода,}$$

где C — процент углерода в топливе.

Аналогично рассуждая, получаем для водорода

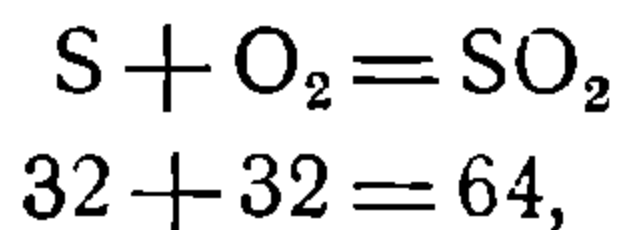


откуда потребное количество кислорода на 1 кг водорода

$$\frac{16}{2} = 8,$$

а для H кг водорода $8 \cdot H$ кг кислорода, где H — процент водорода в топливе.

Для серы:



откуда потребное количество кислорода на 1 кг серы

$$\frac{32}{32} = 1 \text{ кг,}$$

а для S кг серы $1 \cdot S$ кг кислорода, где S — процент серы в топливе

Больше частей, соединяющихся с кислородом в топливе, нет; следовательно, количество кислорода, потребное для 100 кг топлива, составляет:

$$\frac{8}{3}C + 8H + S,$$

где C, H и S выражены в процентах.

Так как в самом топливе имеется O кг кислорода, то для горения 100 кг топлива из воздуха теоретически понадобится кислорода:

$$\frac{8}{3}C + 8H + S - O = \frac{8}{3}C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right) + S. \quad (4a)$$

а для 1 кг понадобится кислорода:

$$O = \frac{1}{100} \left[\frac{8}{3}C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right) + S \right]. \quad (5)$$

Если пренебречь незначительным содержанием паров воды и углекислоты в воздухе, то количество кислорода в воздухе по весу 23%; следовательно, теоретическое количество воздуха, потребного для горения 1 кг топлива, составит:

$$L_o = \frac{1}{23} \left[\frac{8}{3}C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right) + S \right]. \quad (6)$$

где все величины правой части выражены в процентах.

Объемное количество теоретически необходимого воздуха легко определить, пользуясь соотношением:

$$V_o = \frac{L_o}{\gamma_o} \quad (7)$$

где V_o — искомая величина,

$\gamma_o = 1,293 \text{ кг/м}^3$ — удельный вес воздуха при 0°C и 760 мм р. с.

Теоретическое количество воздуха могло бы обеспечить полноту сгорания при условии наличия бесконечно малых частичек топлива, обуславливающих их идеальное смешение с воздухом.

Так как таких идеальных условий на практике не бывает, то в действительности в топку парового котла, для обеспечения полноты горения, вводится количество воздуха, в α_m раз превышающее теоретически необходимое, причем α_m всегда больше единицы.

Величина α_m носит название коэффициента избытка воздуха.

Очевидно, чем больше α_m , тем совершеннее процесс горения; но чрезмерное повышение α_m , т. е. чрезмерное введение в топку холодного воздуха может переохладить топку.

Практика выработала для каждого вида топлива и топки свои оптимальные значения коэффициента избытка воздуха. Эти значения приведены на таблице 1, данными которой и рекомендуется пользоваться при расчетах.

Таблица 1

Топливо и топка	α_m	Топливо и топка	α_m
Антрацит и кокс на ручной решетке	1,4—1,5	Дрова в шахтных топках	1,3 —1,35
Каменный уголь на ручной решетке	1,5—1,7	Торф в шахтных топках	1,3 —1,35
Бурые и подмосковные угли на ручной решетке	1,5—1,8	Торф в шахтно-цепных решетках	1,2 —1,3
Каменный уголь на цепной решетке	1,3—1,4	Мазут	1,08—1,2
Подмосковные и бурые угли на ступенчатой решетке	1,3—1,4	Пылевидное топливо	1,15—1,25
		Газообразное топливо	1,05—1,20

Приняв значение коэффициента избытка воздуха в топке α_m , получаем значение действительного количества воздуха

$$L = \alpha_m L_0 \text{ — по весу} \quad . (6a)$$

$$V = \alpha_m V_0 \text{ — по объему при } 0^\circ\text{Ц и } 760 \text{ мм р.с.} \quad . (7a)$$

$$\text{При } t_s^\circ\text{Ц } V_t = V \frac{273 + t_s}{273} \quad . (7b)$$

В тех случаях, когда имеем дело не с расчетом нового парового котла, а подсчитываем результаты испытаний уже действующего котла, работающего с определенным избытком воздуха, нам известен состав газов в различных точках котла. Задача при этом заключается не в том, чтобы по коэффициенту избытка воздуха определить состав газов, а наоборот — в том, чтобы, зная состав газов, найти коэффициент избытка воздуха, с которым работает котельный агрегат.

Нормы Всесоюзных теплотехнических съездов дают для определения коэффициента избытка воздуха следующую формулу:

$$\alpha = \frac{21}{21 - \frac{79 \left(O - \frac{CO}{2} \right)}{100 - (RO_2 + O_2 + CO)}}$$

где

$RO_2 = CO_2 + SO_2$ — сумма углекислоты и сернистого газа в продуктах сгорания (в процентах по объему)

O — количество кислорода в продуктах сгорания (в процентах по объему),

CO — количество окиси углерода в продуктах сгорания (в процентах по объему).

RO_2 и O обычно определяются газоанализатором типа ОРСА,

CO — определяется газоанализаторами с дожиганием.

В тех случаях, когда состав окиси углерода анализом определить нельзя, за отсутствием соответствующего газоанализатора, пользуются следующей эмпирической формулой:

$$CO = \frac{1}{0,6 + \beta} \left[(21 - \beta RO_2) - (RO_2 + O_2) \right],$$

где приняты прежние обозначения, причем

$$\beta = 2,38 \frac{H^p + \frac{O^p}{8}}{C^p + 0,368 S^p} + 0,005$$

есть величина, характеризующая собственно топливо.

Пример 3. Задан состав рабочего топлива (коксовая мелочь):

C^p		$= 73,5\%$
H^p		$= 4,07\%$
O^p		$= 2,69\%$
N^p		$= 2,39\%$
S^p		$= 2,85\%$
W^p		$= 4,00\%$
A^p	. . .	$= 11,40\%$
	<hr style="width: 50%; margin: 0 auto;"/>	
	Итого .	$100,00\%$

Требуется определить теоретическое и действительное количество воздуха, потребное для горения.

Теоретическое весовое количество воздуха определяется по формуле (6):

$$L_0 = \frac{1}{23} \left[\frac{8}{3} \cdot 73,5 + 8 \left(4,07 - \frac{2,69}{8} \right) + 2,85 \right] = 9,9435 \text{ кг.}$$

Объемное количество воздуха:

$$V_0 = \frac{L_0}{\gamma_0} = \frac{9,9435}{1,293} = 7,70 \text{ м}^3.$$

Предполагая сжигание топлива на механических решетках, принимаем коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_m = 1,3$.

Тогда действительное количество воздуха:

по весу $L = \alpha_m L_0 = 1,3 \cdot 9,9435 = 12,926 \text{ кг,}$

по объему $V = \alpha_m V_0 = 1,3 \cdot 7,7 = 10,00 \text{ м}^3$ при 0°C и 760 мм

р. с.

Принимая $t_0 = 100^\circ\text{C}$, получим объем воздуха при этом

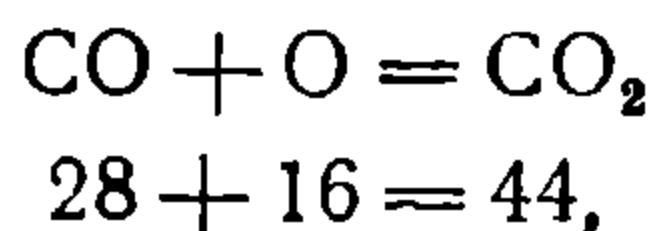
$$V_{100^\circ} = 10,00 \cdot \frac{373}{273} = 13,6 \text{ м}^3.$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

б) Газообразное топливо

Аналогично формулам и весовым соотношениям при горении твердого и жидкого топлива, формулы и весовые соотношения при горении газообразного топлива имеют вид:

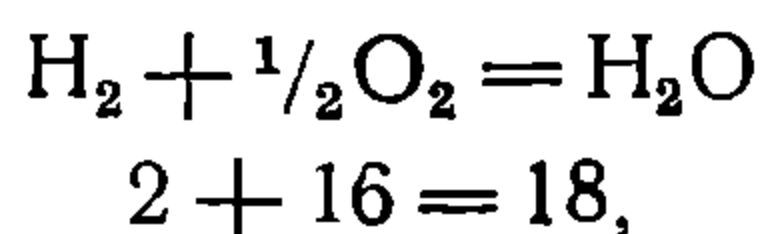
1. Для окиси углерода:



откуда количество потребного кислорода для горения 1 кг окиси углерода равно

$$\frac{16}{28} = \frac{4}{7} \text{ кг.}$$

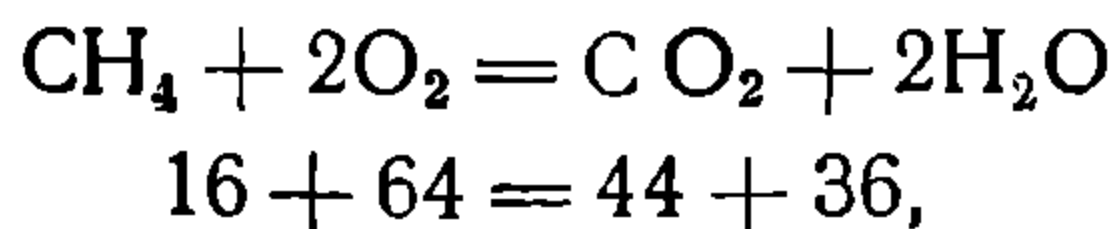
2. Для водорода:



откуда количество потребного кислорода для горения 1 кг водорода равно

$$\frac{16}{2} = 8 \text{ кг.}$$

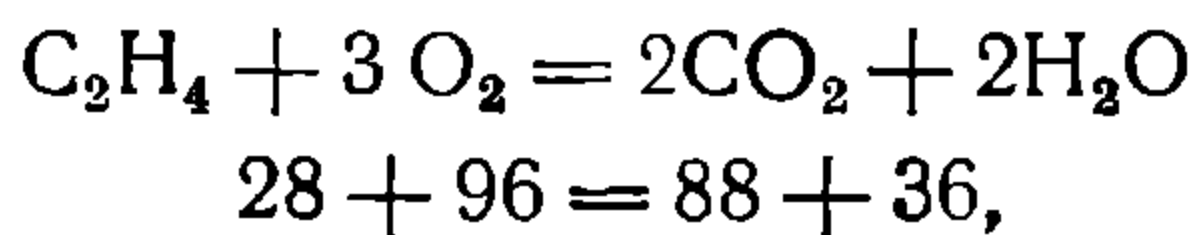
3. Для метана:



откуда количество потребного кислорода для горения 1 кг метана равно

$$\frac{64}{16} = 4 \text{ кг.}$$

4. Для этилена:



откуда количество потребного кислорода для горения 1 кг этилена равно

$$\frac{96}{28} = \frac{24}{7} \text{ кг.}$$

Полная потребность кислорода для горения 1 кг газа составляет таким образом по весу:

$$O = \frac{1}{100} \left(\frac{4}{7} \text{CO} + 8\text{H}_2 + 4\text{CH}_4 + \frac{24}{7}\text{C}_2\text{H}_4 \right) \text{ кг,} \quad (8)$$

где CO, H₂, CH₄ и C₂H₄ выражены в весовых процентах состава газа.

Потребное теоретическое количество воздуха по весу, аналогично (6):

$$L_o = \frac{1}{23} \left(\frac{4}{7} \text{CO} + 8\text{H}_2 + 4\text{CH}_4 + \frac{24}{7} \text{C}_2\text{H}_4 \right) \text{ кг.} \quad (9)$$

Коэффициенты избытка воздуха α_m для газообразного топлива приведены в таблице 1.

Объем этого количества воздуха определяется просто по формуле (7) для нормальных условий (0°C) и по формуле (76) — для данных условий ($t^\circ \text{C}$).

В практике расчетов горения газообразного топлива большей частью удобнее знать теоретическое и действительное количество воздуха по объему для горения 1 м^3 газа при нормальных условиях (0°C и 760 мм р. с.). Производя расчет весового количества воздуха для 1 кг газа и зная удельный вес газа и воздуха при нормальных условиях γ_o^g и γ_o , можем определить объемное количество теоретического количества воздуха для горения 1 м^3 газа по формуле:

$$V_o = \frac{L_o}{\gamma_o^g \cdot \gamma_o} \text{ м}^3 \text{ (при } 0^\circ \text{C и } 760 \text{ мм р. с.)} \quad (10)$$

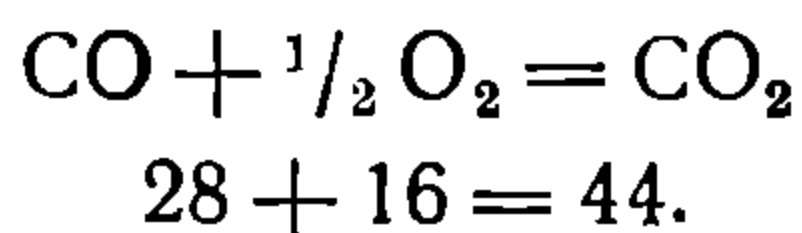
Однако, определение удельного веса газа в зависимости от его состава довольно громоздко, так как требует пользования справочником для нахождения удельных весов, его составляющих. Кроме того обычно в таблицах состава газов приводятся данные о составе газов по объемным процентам, что затрудняет пользование ими для данного случая.

Понятие о моле, известное из термодинамики, дает возможность более просто определить объемное количество воздуха, потребное для горения 1 м^3 газа.

Как известно, моль — это объем числа килограммов газа, равных его молекулярному весу. По закону Авогадро этот объем одинаков для всех газов и при 0°C и 760 мм р. с. равен $22,4 \text{ м}^3$.

Рассмотрим реакции горения составных частей газа с точки зрения объемных отношений:

Для окиси углерода:

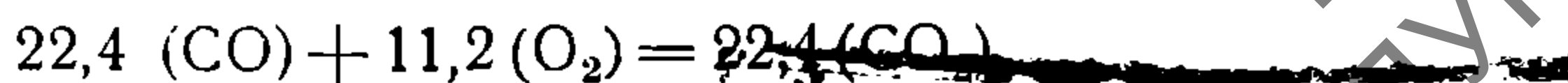


Объем 28 кг CO равен $22,4 \text{ м}^3$,

16 кг O (половина молекулярного веса) равен $11,2 \text{ м}^3$,

„ 44 кг равен $22,4 \text{ м}^3$ при 0°C и 760 мм р. с.

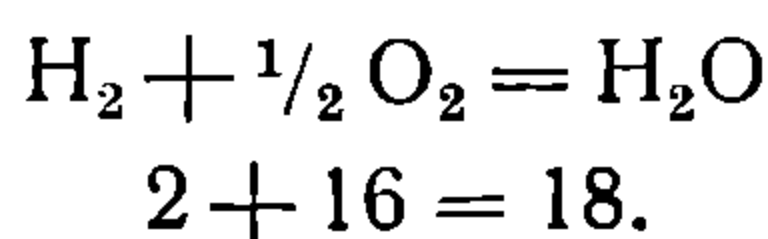
Следовательно, реакция горения по объемным отношениям напишется так:



откуда видно, что объем количества кислорода, потребного для горения 1 м³ окиси углерода, равен

$$\frac{11,2}{22,4} = 0,5 \text{ м}^3.$$

Для водорода:

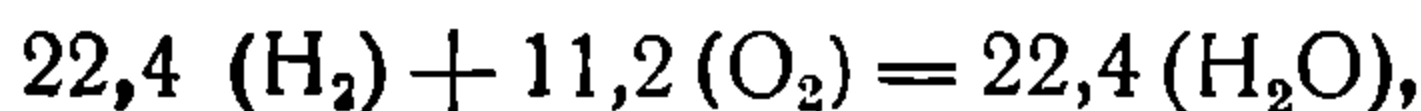


Объем 2 кг водорода равен 22,4 м³,

„ 16 кг кислорода равен 11,2 м³,

„ 18 кг паров воды равен 22,4 м³ при 0° Ц и 760 мм р. с.

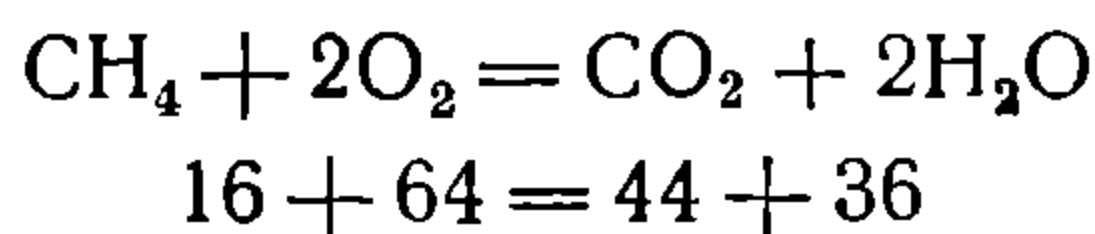
Следовательно, реакция горения по объемным отношениям напишется так:



откуда видно, что объем количества кислорода, потребного для горения 1 м³ водорода, равен также

$$\frac{11,2}{22,4} = 0,5 \text{ м}^3.$$

Для метана:



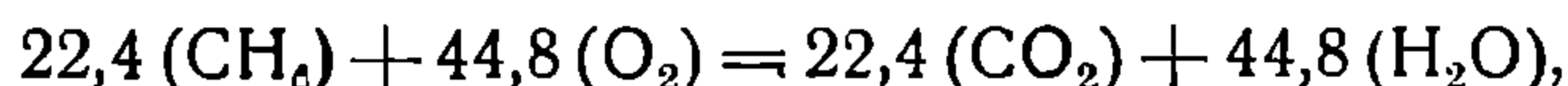
Объем 16 кг метана равен 22,4 м³,

„ 64 кг кислорода равен 44,8 м³,

„ 44 кг углекислоты равен 22,4 м³,

„ 36 кг паров воды равен 44,8 м³, при 0° Ц и 760 мм р. с.

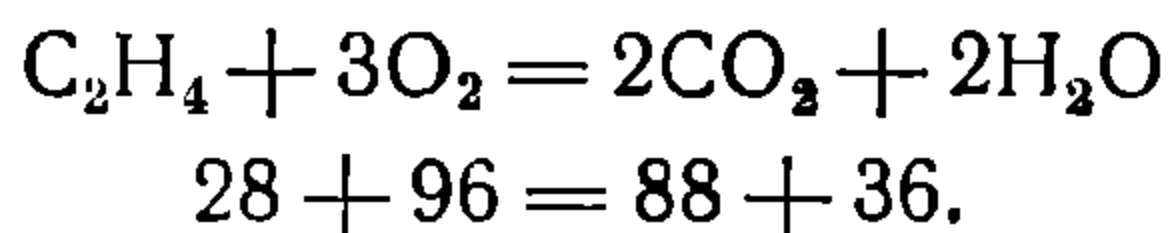
и реакция горения по объемным отношениям напишется так:



откуда видно, что объем количества кислорода, потребного для горения 1 м³ метана, равен

$$\frac{44,8}{22,4} = 2 \text{ м}^3.$$

Для этилена:



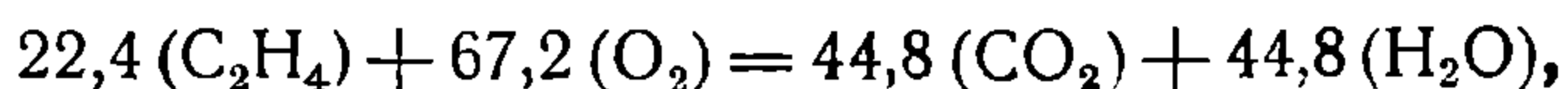
Объем 28 кг этилена равен 22,4 м³,

96 кг кислорода равен 67,2 м³,

88 кг углекислоты равен 44,8 м³,

„ 36 кг водяных паров равен 44,8 м³ при 0° Ц и 760 мм р. с.

Так что реакция горения по объемным отношениям напишется так:



откуда видно, что объем количества кислорода, потребного для горения 1 м³ этилена, равен

$$\frac{67,2}{22,4} = 3 \text{ м}^3.$$

На основании изложенного нетрудно заключить, что объем потребного количества кислорода для горения 1 м³ газа

$$O = \frac{1}{100} [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 - \text{O}_2] \text{ м}^3$$

при 0° Ц и 760 мм р. с.

Пренебрегая содержанием влаги и углекислоты в воздухе и зная, что при этом допущении по объему в воздухе содержится 20,9% кислорода, определим теоретически необходимое для горения 1 м³ газа количество воздуха по формуле:

$$V_o = \frac{1}{20,9} [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 - \text{O}_2] \quad (12)$$

где в обеих формулах CO, H₂, CH₄, C₂H₄ и O₂ — составные части газа, выраженные в объемных процентах.

Согласно ранее сказанного действительное количество воздуха

$$V = \alpha_m V_o = \frac{\alpha_m}{20,9} [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 - \text{O}_2] \quad (12a)$$

Пример 4. Для состава газа, указанного в примере 2, требуется определить теоретически и действительно необходимое количество воздуха для горения.

Состав газа:

CO	= 8,0%
H ₂	= 52,0%
CH ₄ .	= 30,0%
C ₂ H ₄	= 3,0%
CO ₂ .	= 2,0%
N ₂	= 5,0%
	100,0%

По формуле (12) теоретически необходимое для горения количество воздуха:

$$V_o = \frac{1}{20,9} [0,5 (8,0 + 52) + 2 \cdot 30 + 3 \cdot 3 - 0] = \frac{1}{20,9} \cdot 99 = 4,73 \text{ нм}^3/\text{м}^3$$

По таблице 1 (в тексте) коэффициент избытка воздуха α_m выбираем $\alpha_m = 1,1$. Следовательно, действительно необходимое количество воздуха для сгорания 1 м³ коксового газа:

$$V = 1,1 \cdot 4,73 = 5,2 \text{ нм}^3/\text{м}^3.$$

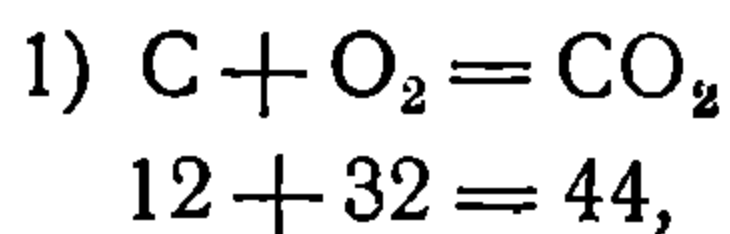
УДУНТ
(ДУНТ)

§ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ

I. КОЛИЧЕСТВО ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ ПРИ ПОЛНОМ СГОРАНИИ

а) Для твердого и жидкого топлива

Зная состав топлива, легко определить количество продуктов горения при помощи уравнений горения топлива, приведенных в § 2 настоящей главы.

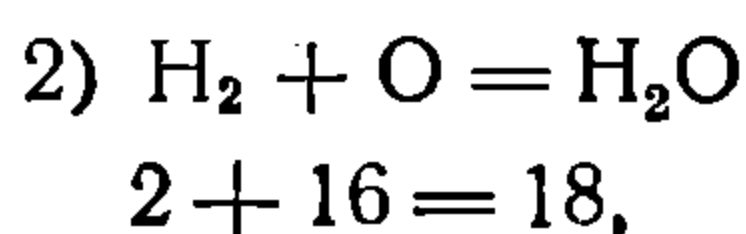


следовательно, 1 кг углерода дает

$$\frac{44}{12} = \frac{11}{3} \text{ кг CO}_2,$$

а C кг углерода дает

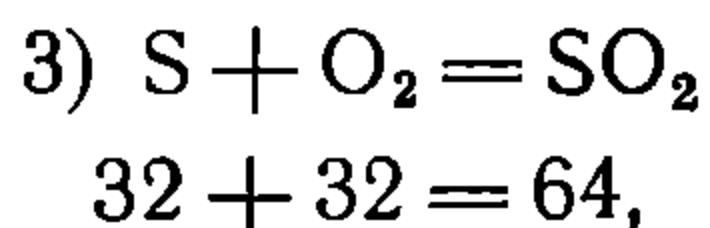
$$\frac{11}{3} C \text{ кг} = 3,667 C \text{ кг углекислоты.}$$



следовательно, 1 кг водорода дает

$$\frac{18}{2} = 9 \text{ кг H}_2\text{O},$$

а H кг водорода дает $9H$ кг водяных паров.



следовательно 1 кг серы дает

$$\frac{64}{32} = 2 \text{ кг SO}_2,$$

а S кг серы дадут $2S$ кг сернистого ангидрида.

Таким образом, горючая часть 1 кг топлива в соединении с кислородом воздуха дает следующий состав продуктов горения по весу:

$$\frac{11}{3} C + 9H + 2S \text{ кг,}$$

где C , H и S — соответственно количества углерода, водорода и серы в топливе по весу в долях единицы.

Кроме того, в состав дымовых газов входят:

1. Пары воды, выделившиеся из влаги рабочего топлива W^p в процессе горения. Очевидно, что их количество от 1 кг топлива и будет W^p , где W^p выражено в долях единицы.

2. Пары воды, внесенные в топку с воздухом, вследствие его влажности. Расчет этого количества водяных паров произво-

дится следующим образом. Определенной температуре воздуха соответствует, при полном насыщении его водяными парами, определенное количество γ'' г/м³ водяных паров, приведенное в таблице X (в конце книги). Задаваясь относительной влажностью воздуха φ (для нашего климата относительная влажность воздуха колеблется в пределах $\varphi = 40 - 80\%$) определяют количество влаги, содержащееся в 1 м³ воздуха при заданных условиях:

$$g_{\text{возд}}^{\text{вн}} = \varphi \gamma'' \text{ г/м}^3 \quad (14)$$

Количество водяных паров, подаваемых с 1 кг воздуха (вошедшего в расчет продуктов сгорания) будет:

$$G_{\text{газ}}^{\text{вн}} = \frac{\varphi \gamma''}{\gamma_{\text{в}}^{\text{вн}} - 0,001 \varphi \gamma''} \text{ г/кг} . \quad (15)$$

или $G_{\text{газ}}^{\text{вн}} = \frac{\varphi \gamma''}{\gamma_{\text{в}}^{\text{вн}} - 0,001 \varphi \gamma''} \cdot 0,001$ в кг/кг, где $\gamma_{\text{в}}^{\text{вн}}$ — удельный вес влажного воздуха в кг/м³, причем

$$\gamma_{\text{в}}^{\text{вн}} = \frac{342 P_{\text{абс}}}{T_{\text{абс}}} - 0,175 \varphi \frac{h'}{T_{\text{абс}}}, \quad (16)$$

где $P_{\text{абс}}$ — абсолютное давление воздуха,
 $T_{\text{абс}}$ — температура воздуха в абсолютных градусах,
 h' — упругость водяного пара в мм р. с. (парциальное давление), определяемая для данной температуры по таблице X (в конце книги).

3. Азот воздуха, поступающего для горения в количестве, как известно, равном 77% от количества всего поданного воздуха. Согласно формулы (6), это количество будет:

$$N'_2 = \frac{77}{23} \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \alpha_m,$$

где C, H, O и S выражены в долях единицы.

4. Азот топлива N_2 .

5. Избыточное количество введенного кислорода и не вступившее при этом в реакцию.

Теоретически необходимое количество кислорода по формуле (5) будет:

$$O = \frac{8}{3} - C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \text{ кг},$$

где все выражено в долях единицы.

Действительное количество введенного кислорода:

$$O' = \alpha_m \left[\frac{8}{3} - C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ кг}.$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Следовательно, избыточное количество кислорода, находящееся в продуктах сгорания:

$$O' - O = (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} - C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \text{ кг,}$$

где все выражено в долях единицы.

Таким образом, состав продуктов горения от 1 кг топлива может быть выражен следующими формулами:

Сухие продукты горения:

$$G_{сз} = 3,667 C + 2S + \frac{77}{23} \left[\frac{8}{3} - C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \alpha_m + \\ + N_2 + (\alpha_m - 1) \frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \text{ кг.} \quad (13)$$

Преобразовывая это выражение, получаем:

$$G_{сз} = 3,667 C + 2S + \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \left(\frac{\alpha_m}{0,23} - 1 \right) + \\ + N_2 \quad (17)$$

где C , S , H , O и N_2 — составные части рабочего топлива, выраженные в долях единицы.

Водяные пары в продуктах сгорания:

$$G_{вп} = 9H + W + \frac{\varphi \gamma'' 0,001}{\lambda_{в}^{\theta_{в}} - \varphi \gamma'' 0,001} - L, \quad (18)$$

где H и W — составные части рабочего топлива, выраженные в долях единицы; φ — относительная влажность воздуха котельной; γ'' — вес водяных паров в воздухе в г/м³, в состоянии насыщения соответствующий температуре воздуха котельной; $\gamma_{в}^{\theta_{в}}$ — удельный вес влажного воздуха, определяемый по выражению (15), L — действительное количество воздуха, вошедшее в топку для горения 1 кг топлива.

Полный состав продуктов горения по весу:

$$G_{гс} = G_{сз} + G_{вп} = 3,667 \cdot C + 2S + \left[\frac{8}{3} - C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \\ \left(\frac{\alpha_m}{0,23} - 1 \right) + N_2 + 9H + W + \frac{\varphi \gamma'' 0,001}{\lambda_{в}^{\theta_{в}} - \varphi \gamma'' 0,001} \quad (19)$$

Если пренебречь избыточным воздухом (или в дымовых газах его составных частей — избыточным кислородом и азотом), а также влажностью наружного воздуха, то весовое количество продуктов сгорания можно выразить весьма простой формулой.

Действительно, согласно предыдущему при принятом допущении полный вес продуктов сгорания от 1 кг топлива будет:

$$G_{nc} = \frac{11}{3}C + 9H + W + 2S + \left[\frac{8}{3}C + 8\left(H - \frac{O}{8}\right) \right] \frac{77}{23} \quad (20)$$

Преобразовываем это равенство:

$$\begin{aligned} G_{nc} &= \frac{11}{3}C + 9H + W + 2S + \left[\frac{8}{3}C + 8H + S - O \right] \frac{77}{23} = \\ &= \frac{8}{3}C + 9H + W + 2S + \frac{8}{3}C \frac{77}{23} + 8H \frac{77}{23} + S \frac{77}{23} - O \frac{77}{23} + C. \end{aligned}$$

Прибавляя и отнимая в правой части равенства величину O , группируя члены с общими множителями и вынося за скобки, получаем:

$$\begin{aligned} G_{nc} &= \frac{8}{3}C \left(1 + \frac{77}{23}\right) + 8H \left(1 + \frac{77}{23}\right) + S \left(1 + \frac{77}{23}\right) - \\ &\quad - O \left(1 + \frac{77}{23}\right) + C + H + O + S + W; \end{aligned}$$

откуда:

$$G_{nc} = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3}C + 8H + S - O \right) + (C + H + O + S + W) \quad (21)$$

где все составные части топлива выражены в долях единицы.

Нетрудно видеть, что первый член правой части представляет собой теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива — L_o , а второй член есть не что иное, как 1 кг топлива без содержания золы A в этом килограмме. Таким образом, равенство (21) можно проще выразить равенством:

$$G_{nc} = L_o + (1 - A) \text{ кг.} \quad (22)$$

При уравнении (22) выражен простой закон весовых отношений при химических реакциях, говорящий, что вес суммы вступивших в реакцию химических элементов равен сумме весов этих элементов (зола, как очевидно, не участвует в реакции).

Если учитывать избыток воздуха, то на основании этого же закона можно представить полное количество продуктов сгорания формулой:

$$G_{nc} = \alpha_m L_o + (1 - A) \text{ кг} \quad (23)$$

Произведя полный расчет продуктов сгорания по весу, нетрудно весовые количества составных частей дымовых газов перевести в объемные количества, что бывает необходимо при расчете сечений дымоходов.

Для этого необходимо и достаточно умножить весовое значение каждой составляющей на его удельный объем.

В целях удобства расчета объемные величины составляющих дымовых газов определяются при нормальных условиях, т.е. при 0° Ц и 760 мм р. с., несмотря на то, что в действительности этого никогда не бывает.

Весовые составляющие дымовых газов берутся из вышеприведенного расчета, а удельные веса их выбираются по таблицам в различных справочниках. Однако, пользование справочниками в таких случаях часто осложняет дело; поэтому можно воспользоваться уже упоминавшейся величиной — *молем*, равным (при 0° Ц и 760 мм р. с.) 22,4 м³; это — объем числа килограммов, равных молекулярному весу. Если обозначить молекулярный вес через μ , удельный объем через v м³/кг, то очевидно, что объем μ кг любого газа будет μv м³ и, следовательно, можем написать равенство:

$$\mu v = 22,4, \quad (24)$$

откуда

$$v = \frac{22,4}{\mu}. \quad (24a)$$

Так как молекулярный вес любого газа известен всегда по памяти, то, запомнив формулу (24a), всегда легко определить удельный объем каждой составляющей любого газа.

В таблице 2 приводим значения μ и v для газов, с которыми приходится встречаться в практике расчета паровых котлов.

Т а б л и ц а 2

Название газа	Его символ	Молекулярный вес	Удельный объем $v = \frac{22,4}{\mu}$ м ³ /кг	Обозначение удельного объема
Углекислота .	CO ₂	44	0,509	b_{CO_2}
Окись углерода .	CO	28	0,800	b_{CO}
Сернистый газ .	SO ₂	64	0,350	b_{SO_2}
Кислород	O ₂	32	0,700	b_{O_2}
Азот . . .	N ₂	28	0,800	b_{N_2}
Водяные пары	H ₂ O	18	1,240	b_{H_2O}
Метан .	CH ₄	16	1,400	b_{CH_4}
Этилен	C ₂ H ₄	28	0,800	$b_{C_2H_4}$
Воздух (сухой)	—	28,96	0,774	b_v
Водород .	H ₂	2	11,2	b_{H_2}

Воспользовавшись данными таблицы 2 и приведенными выше расчетами весового состава продуктов горения, определяем их объемный состав.

УДМУТ
(ДИТ)

Состав газов по объему от 1 кг топлива:

Углекислоты

$$(\text{CO}_2) \text{ м}^3 = 3,667 \cdot C v_{\text{CO}_2} = 3,667 \cdot C \cdot 0,509 = 1,867 \cdot C \text{ м}^3.$$

Сернистого газа

$$(\text{SO}_2) \text{ м}^3 = 2 \cdot S \cdot 0,35 = 0,7 \cdot S \text{ м}^3.$$

Азота

$$\begin{aligned} (\text{N}_2) \text{ м}^3 &= \frac{77}{23} \left\{ \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] \alpha_m + \text{N}_2 \right\} 0,8 = \\ &= 2,68 \left\{ \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] \alpha_m + \text{N}_2 \right\} \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Кислорода

$$\begin{aligned} (\text{O}_2) \text{ м}^3 &= (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] v_{\text{O}_2} = \\ &= (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] 0,7 \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Водяных паров

$$\begin{aligned} (\text{H}_2\text{O}) \text{ м}^3 &= \left(9\text{H} + W + \frac{\varphi \gamma'' 0,001}{\gamma_{\theta}^{\theta,2} - \varphi \gamma'' 0,001} L \right) v_{\text{H}_2\text{O}} = \\ &= 1,24 \left(9\text{H} + W + \frac{\varphi \cdot \gamma'' 0,001}{\gamma_{\theta}^{\theta,2} - \varphi \gamma'' 0,001} L \right) \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Полный состав продуктов горения по объему при 0° Ц и 760 мм р. с.

$$\begin{aligned} V_{nc} &= 1,867 \cdot C + 0,7 S + 2,68 \left\{ \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] \alpha_m + \text{N}_2 \right\} + \\ &+ (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] 0,7 + 1,24 \left(9\text{H} + W + \right. \\ &\left. + \frac{\varphi \gamma'' 0,001}{\gamma_{\theta}^{\theta,2} - \varphi \gamma'' 0,001} L \right), \end{aligned} \quad (25)$$

где C , S , H , O и W — составные части топлива, выраженные в долях единицы. Если эти величины выразить в процентах, то результат надо разделить на 100.

Произведя полный расчет количества продуктов сгорания по весу и объему, составляем материальный баланс продуктов сгорания по следующей форме (см. табл. на стр. 26).

Пример 5. Требуется рассчитать состав продуктов горения от 1 кг топлива для состава топлива и избытка воздуха приведенных в примере 3.

Материальный баланс продуктов сгорания

Внесено в топку			Получено в газах				
Чем	По весу кг	По объему м ³	Чего	По весу		По объему	
				кг	%	кг	%
Воздухом .	$\alpha_m L_o$	$\alpha_m V_o$	Углекислоты .	$3,667 C$	$\frac{3,667 \cdot C}{G_{c2}} \cdot 100$	$1,867 C$	$\frac{1,867 \cdot C}{V_{c2}} \cdot 100$
Топливом .	1,0	—	Сернистого газа	$2S$	$\frac{2S}{G_{c2}} \cdot 100$	$0,7 S$	$\frac{0,7 S}{V_{c2}} \cdot 100$
Водяными парами воздуха	$\frac{\varphi \gamma'' \cdot 0,001}{\varphi^{в.л} - \varphi \gamma'' \cdot 0,001} L$	$1,24 \frac{\varphi \gamma'' \cdot 0,001}{\gamma_v^{в.л} - \varphi \gamma'' \cdot 0,001} L$	Азота .	N_2	$\frac{N_2}{G_{c2}} \cdot 100$	N_2	$\frac{N_2}{V_{c2}} \cdot 100$
			Кислорода .	O_2	$\frac{O_2}{G_{c2}} \cdot 100$	O_2	$\frac{O_2}{V_{c2}} \cdot 100$
			Сухих продуктов горения .	G_{c2}	100,00	V_{c2}	100,00
			Водяных паров . .	$G_{вп}$	—	$V_{вп}$	—
Баланс .	ΣG	ΣV	—	$\Sigma G'$	—	$\Sigma V'$	—

НБ -
УДУНТ
(ДІІТ)

а) Расчет по весу

Количество углекислоты:

$$(\text{CO}_2) \text{ кг} = 3,667 \cdot C = 3,667 \cdot 0,735 = 2,695 \text{ кг};$$

Количество сернистого газа:

$$(\text{SO}_2) \text{ кг} = 2S = 2 \cdot 0,0285 = 0,057 \text{ кг};$$

Количество азота:

$$\begin{aligned} (\text{N}_2) \text{ кг} &= \frac{77}{23} \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] \alpha_m + \text{N}_2 = \\ &= \frac{77}{23} \cdot 2,287 \cdot 1,3 + 0,0239 = 9,9674 \text{ кг}; \end{aligned}$$

Количество кислорода:

$$(\text{O}_2) \text{ кг} = (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] = 0,3 \cdot 2,287 = 0,6861 \text{ кг}.$$

Всего сухих газов в продуктах горения $G_{c_2} = 13,4055 \text{ кг}$.

Количество водяных паров:

$$\text{H}_2\text{O} = 9\text{H} + W + \frac{\varphi \gamma''}{\gamma_{\theta}^{s.l} - \varphi \gamma''} 0,001 \text{ L}.$$

Определим вносимое воздухом количество влаги.

Задаваясь температурой воздуха котельной $t_k = 20^\circ \text{C}$, по таблице X (в конце книги) находим количество водяных паров на 1 м^3 воздуха при состоянии насыщения:

$$\gamma'' = 17,18 \text{ г/м}^3.$$

Относительную влажность воздуха примем:

$$\varphi = 60\%.$$

Удельный вес влажного воздуха находим по формуле (16), где принимаем $P_{абс} = 1,033 \text{ кг/см}^3$.

$$T_{абс} = 273 + 20 = 293^\circ \text{абс}$$

По таблице X парциальное давление водяных паров

$$h' = 17,39 \text{ мм р. с.}$$

Подставляя эти значения в формулу (16), находим:

$$\begin{aligned} \gamma_{\theta}^{s.l} &= \frac{342 \cdot 1,033}{293} \cdot 0,175 + 0,6 \frac{17,18}{293} = 1,1997 \text{ кг/м}^3; \\ G_z^{s.l} &= \frac{0,6 \cdot 17,18}{1,1997 - 0,01718 \cdot 0,6} = \frac{10,3}{1,1997 - 0,0103} = 8,7 \text{ г/кг воздуха.} \end{aligned}$$

Таким образом количество водяных паров в продуктах сгорания:

$$G_{вп} = 9 \cdot 0,0407 + 0,04 + 0,0087 \cdot 12,926 = 0,518 \text{ кг.}$$

Полный вес продуктов горения:

$$G_{пс} = G_{сг} + G_{вп} = 13,4055 + 0,518 = 13,9235 \text{ кг.}$$

Баланс продуктов горения по весу

Внесено в топку		Получено в газах		
Чем	Вес (кг)	Чего	Вес	
			кг	%
Топливом .	1,000	Углекислоты	2,6952	20,00
Воздухом . .	12,926	Сернистого газа	0,057	0,42
Влагой воздуха .	0,112	Азота	9,9674	74,48
Всего . .	14,038	Кислорода	0,6861	5,10
		Сухих газов	13,4057	100
		Водяных паров	0,5180	—
		Всего продуктов горения	13,9235	—
		Выпало в золу	0,1140	—
Баланс . .	14,038	Баланс	14,0375	—

б) Расчет по объему

Количество углекислоты (CO_2) $\text{м}^3 = 2,695 \cdot 0,509 = 1,37 \text{ м}^3$

сернистого газа . (SO_2) $\text{м}^3 = 0,057 \cdot 0,35 = 0,02 \text{ м}^3$

азота . (N_2) $\text{м}^3 = 9,9764 \cdot 0,8 = 7,97 \text{ м}^3$

„ кислорода (O_2) $\text{м}^3 = 0,6861 \cdot 0,7 = 0,48 \text{ м}^3$

Всего сухих газов $V_{сг} = 9,84 \text{ м}^3$ (при 0°C и 760 мм р.с.).

Количество водяных паров $V_{вп} = 0,518 \cdot 1,24 = 0,642 \text{ м}^3$
(при 0°C и 760 мм р.с.).

Баланс продуктов горения по объему

Внесено в топку		Получено в газах		
Чем	нм ³	Чего	Объем	
			нм ³	%
Воздухом сухим	10	Углекислоты	1,37	13,9
Водяными парами	0,139	Сернистого газа	0,02	0,2
Итого .	10,139	Азота	7,97	81,0
		Кислорода	0,48	4,9
		Сухих газов	9,84	100,0
		Водяных паров	0,642	—
		Итого	10,482	—

Как видим, объем увеличился на $0,343 \text{ м}^3$.

НЕ
УДУНТ
(ДІІТ)

б) Для газообразного топлива

Расчет количества продуктов сгорания для газообразного топлива производится обычно только по объемным количествам.

По формулам объемных отношений (см. § 2 настоящей главы п. „б“) имеем:

$$1. 22,4 (\text{CO}) \text{ м}^3 + 11,2 (\text{O}) \text{ м}^3 = 22,4 (\text{CO}_2) \text{ м}^3,$$

т. е. 1 м³ CO при сгорании дает 1 м³ CO₂

$$2. 22,4 (\text{H}_2) \text{ м}^3 + 11,2 (\text{O}) \text{ м}^3 = 22,4 (\text{H}_2\text{O}) \text{ м}^3,$$

т. е. 1 м³ H₂ при сгорании дает 1 м³ H₂O.

$$3. 22,4 (\text{CH}_4) \text{ м}^3 + 44,8 (\text{O}_2) \text{ м}^3 = 22,4 (\text{CO}_2) \text{ м}^3 + 44,8 (\text{H}_2\text{O}) \text{ м}^3,$$

т. е. 1 м³ CH₄ при сгорании дает 1 м³ CO₂ и 2 м³ H₂O.

$$4. 22,4 (\text{C}_2\text{H}_4) + 67,2 (\text{O}_2) \text{ м}^3 = 44,8 (\text{CO}_2) \text{ м}^3 + 44,8 (\text{H}_2\text{O}) \text{ м}^3,$$

т. е. 1 м³ C₂H₄ при сгорании дает 2 м³ CO₂ и 2 м³ H₂O.

Таким образом, горючая часть 1 м³ газообразного топлива при соединении с кислородом воздуха дает следующий состав продуктов горения по объему

$$(\text{CO}_2) \text{ м}^3 + (\text{H}_2\text{O}) \text{ м}^3 = [\text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4] + \\ + [\text{H}_2 + 2(\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_4)] \text{ м}^3,$$

где CO, CH и C₂H₄ и H₂ — составные части топлива по объему, выраженные в долях единицы.

Кроме того, в дымовых газах содержится:

1. Негорючие газы, содержащиеся в топливе, — CO₂ и N₂, а также при светильном газе — O₂.

2. Азот, внесенный с воздухом.

Пользуясь уравнением (12а), находим это количество азота

$$(\text{N}_2) \text{ м}^3 = \frac{79,1}{20,9} \alpha_m [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 - \text{O}_2],$$

где составные части газов выражены в долях единицы.

3. Избыточный кислород воздуха:

$$(\text{O}_2) \text{ м}^3 = (\alpha_m - 1) [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 - \text{O}_2)].$$

Таким образом, полный состав продуктов сгорания углекислоты:

$$(\text{CO}_2) \text{ м}^3 = \text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO}_2;$$

азота:

$$(\text{N}_2) \text{ м}^3 = \frac{79,1}{20,9} \alpha_m [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 - \text{O}_2] + \text{N}_2;$$

кислорода:

$$(\text{O}_2) \text{ м}^3 = (\alpha_m - 1) [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 + 3\text{C}_2\text{H}_4 - \text{O}_2] + \text{O}_2;$$

водяных паров:

$$(\text{H}_2\text{O}) \text{ м}^3 = \text{H}_2 + 2(\text{CH}_4 + \text{C}_2\text{H}_4).$$

Объемы во всех приведенных формулах при 0°С и 760 мм р. с.

Пример 6. Для состава газа, указанного в примере 4, определить количество продуктов сгорания в 1 м³ при избытке воздуха $\alpha^m = 1,1$.

Количество углекислоты:

$$(\text{CO}_2) \text{ м}^3 = 0,08 + 0,3 + 2 \cdot 0,03 + 0,02 = 0,46 \text{ м}^3.$$

Количество азота:

$$\begin{aligned} (\text{N}_2) \text{ м}^3 &= \frac{79,1}{20,9} \cdot 1,1 [0,5 (0,08 + 0,52 + 2,03 + 3 \cdot 0,03) + 0,05 = \\ &= \frac{79,1}{20,9} \cdot 1,089 + 0,05 = 4,17 \text{ нм}^3. \end{aligned}$$

Количество кислорода:

$$\begin{aligned} (\text{O}_2) \text{ м}^3 &= (1,1 - 1) [0,5 (0,08 + 0,52) + 2 \cdot 0,3 + 3 \cdot 0,03 = \\ &= 0,1 \cdot 1,089 = 0,1089 \text{ нм}^3. \end{aligned}$$

Количество водяных паров:

$$(\text{H}_2\text{O}) \text{ м}^3 = 0,52 + 2 (0,3 + 0,03) = 1,18 \text{ нм}^3.$$

Баланс продуктов горения по объему

Внесено в топку		Получено в газах		
Чем	нм ³	Чего	Объем	
			нм ³	%
Газом	1,0	Углекислоты	0,46	9,8
Воздухом .	5,2	Азота	4,17	87,9
Всего .	6,2	Кислорода	0,1089	2,3
		Всего сухих газов	4,7389	100%
		Водяных паров	1,18	
		Всего продукт. горен.	5,9189	—

При сгорании объем уменьшился на величину

$$6,2 - 5,9189 = 0,2811 \text{ м}^3$$

1. КОЛИЧЕСТВО ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ ПРИ НЕПОЛНОМ СГОРАНИИ

Действительное горение топлива в топках паровых котлов, даже самой современной конструкции, фактически протекает при наличии тепловых потерь от неполноты сгорания. Эти потери бывают двух родов. Вследствие недостаточного совершенства топочных устройств сжигается не весь углерод топлива, а часть его выпадает в шлаки или летучую золу. Вследствие этого топливо не выделяет всего количества тепла, равного его нижней теплотворной способности, а выделяет количество тепла, меньшее

как раз на величину теплотворной способности количества углерода, не вошедшего в реакцию.

Эта потеря носит название потери от механической неполноты горения. В современных котлах она колеблется обычно в пределах от 1 до 5% и обозначается через Q_4 , будучи выражена в калориях, и через q_4 — будучи выражена в процентах.

Второй род потерь проистекает от недостаточного перемешивания частичек топлива с воздухом, введенным в топку для участия в процессе горения, вследствие чего часть углерода сгорает не в углекислоту, а в окись углерода; при реакции, поэтому, выделяется меньшее количество тепла, как раз на величину количества тепла, равного теплотворной способности окиси углерода, полученной в продуктах горения.

Эта потеря носит название потери от химической неполноты горения. В современных котлах она колеблется в пределах от 1% до 3% и обозначается через Q_3 , будучи выражена в калориях и через q_3 — будучи выражена в процентах.

Расчет количества продуктов горения при механической и химической неполноте сгорания исходит из заданных заранее величин потерь.

Расчет этот ведем следующим образом:

Пусть потеря от механической неполноты горения в процентах равна q_4 , теплотворная способность углерода, как известно, $Q_c = 8100$ кал/кг.

Если обозначить через C'' (%) количество углерода топлива, не вошедшее в реакцию, то нетрудно составить уравнение зависимости q_4 от C'' :

$$q_4 = \frac{8100 \cdot C''}{Q_n^p 100},$$

где Q_n^p — низшая теплотворная способность топлива.

Отсюда

$$C'' = \frac{q_4}{100} \cdot \frac{Q_n^p}{8100}.$$

Задавшись механической неполнотой в названных выше пределах и зная теплотворную способность топлива, определяем по этой формуле количество углерода, выпавшее в шлак (в процентах). Тогда количество углерода, вошедшее в реакцию,

$$C' = P^p - C''.$$

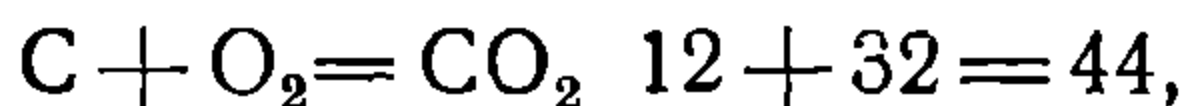
Если в дальнейшем расчет ведется в предположении, что химическая неполнота горения отсутствует, то все формулы остаются те же, что приведены в отделе А настоящего параграфа, только всюду вместо C^p подставляется углерод, действительно вошедший в реакцию, т. е. C .

Если же, в целях уточнения расчета продуктов горения, желают учесть влияние химической неполноты сгорания, то этот расчет следует вести следующим образом.

Пусть из всего вошедшего в реакцию количества углерода $\frac{C'}{100}$ сгорело в углекислоту a кг, а в окись углерода b кг.

При этом объем продуктов горения остается таким же, как и при полном сгорании, что вытекает из формул объемных отношений при горении углерода.

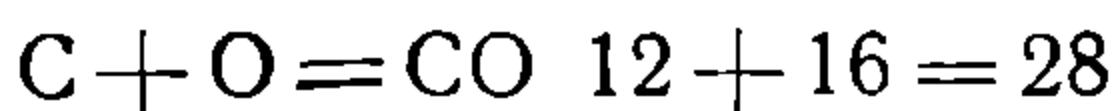
При горении в углекислоту



по объему $(22,4) \text{ м}^3 = (22,4) \text{ м}^3,$

т. е. при сгорании 12 кг С в углекислоту получается 22,4 м³ углекислоты:

При горении в окись углерода:



или по объему $(11,2 \text{ м}^3) = (22,4 \text{ м}^3),$

т. е. при сгорании 12 кг С в окись углерода получается 22,4 м³ окиси углерода.

На основании того, что объем продуктов горения не меняется, можно составить следующие два уравнения:

$$a + b = \frac{C'}{100} \quad (28)$$

$$\frac{a}{b} = \frac{CO_2}{CO} \quad (29)$$

где CO_2 и CO выражены в объемных единицах.

Беря производную пропорцию от уравнения (29), получаем:

$$\frac{a + b}{b} = \frac{CO_2 + CO}{CO}$$

или

$$\frac{b}{a + b} = \frac{CO}{CO_2 + CO},$$

откуда

$$b = (a + b) \frac{CO}{CO_2 + CO}.$$

Подставляя в это уравнение уравнение (28), получаем количество углерода (в кг), сгоревшее в окись углерода при горении 1 кг топлива:

$$b = \frac{C'}{100} \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \text{ кг.} \quad (30)$$

Из уравнений (29) и (30) количество углерода (кг), сгоревшее в углекислоту при горении 1 кг топлива:

$$a = b \frac{CO_2}{CO} = \frac{C'}{100} \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} \text{ кг.} \quad (31)$$

В формулах (30) и (31) C' выражено в процентах; CO_2 и CO — в объемных величинах — m^3 или объемных процентах.

Для того, чтобы связать величину тепловых потерь от химической неполноты горения с содержанием CO и CO_2 в продуктах горения, рассуждаем так:

При горении 1 кг углерода в углекислоту выделяются 8100 кал/кг. При горении 1 кг углерода в окись углерода выделяется 2430 кал/кг.

Следовательно, тепловая потеря при этом будет

$$8100 - 2430 = 5670 \text{ кал/кг.}$$

При сгорании же в окись углерода b кг тепловая потеря

$$Q_3 = 5670 \cdot b \text{ кал}$$

или, подставляя значение b из уравнения (30):

$$Q_3 = 5670 \frac{C'}{100} \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} = 56,7 C' \frac{CO}{CO_2 + CO} \quad (32)$$

Из уравнения (32) получаем количество окиси углерода в продуктах горения в объемных единицах

$$CO = \frac{Q_3}{56,7 \cdot C'} (CO_2 + CO). \quad (33)$$

Задаваясь, в указанных выше пределах, процентом потерь на химическую неполноту горения q_3 , находим значение

$$Q_3 = \frac{q_3}{100} \cdot Q_n^p \quad (34)$$

Углерод, вошедший в реакцию C' , нам известен из предыдущего.

Сумма $CO_2 + CO$ по объему будет равна объему углекислоты в случае сгорания C полностью в углекислоту, т. е. согласно уравнения (25):

$$CO_2 + CO = 1,867 \cdot C' \text{ м}^3.$$

Таким образом, зная все величины из формулы (32), находим CO в продуктах горения.

Содержание в них CO_2 определится вычитанием из суммы $CO_2 + CO$ полученной величины CO .

Все остальные составляющие продуктов горения при неполном сгорании, как-то: сернистый газ, азот, водяные пары, определяются так же, как и для процесса полного сгорания; исключение составляет лишь кислород, который содержится не только в виде кислорода избыточного воздуха, но и в виде кислорода необходимого воздуха, но не вошедшего в реакцию с углеродом, вследствие механической и химической неполноты горения.

Кислород избыточного воздуха определяется уравнением (25)

$$O_{\lambda}' = (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \cdot 0,7 \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

Кислород, не вошедший в реакцию вследствие химической неполноты горения, определится на основе закона объемных отношений, которым мы неоднократно пользовались.

Как видно из объемных соотношений при горении углерода



при сгорании углерода в углекислоту на 1 м³ углекислоты требуется $\frac{11,2}{22,4} = 1$ м³ кислорода; при сгорании же углерода в окись угле-

рода на 1 м³ окиси углерода требуется $\frac{11,2}{22,4} = 0,5$ м³ кислорода, т. е. вдвое меньше.

Таким образом, для получения CO м³ окиси углерода нам понадобится $\frac{CO}{2}$ м³ кислорода.

А так как при сгорании углерода в углекислоту и в окись углерода, как было доказано выше, получаются одинаковые объемы, то, очевидно, при получении того же количества, как CO углекислоты, нам бы понадобилось CO м³ кислорода; отсюда количество кислорода, не вошедшего в реакцию вследствие химической неполноты горения, будет равно:

$$O''_{\lambda} = CO - \frac{CO}{2} = \frac{CO}{2} \text{ м}^3.$$

Количество кислорода, не вошедшее в реакцию вследствие механической неполноты сгорания, определится на основании следующих соображений.

Согласно закону объемных отношений, 12 кг углерода при сгорании в углекислоту требуют 32 кг кислорода. Следовательно при наличии C'' углерода, выпавшего с механической неполнотой горения, кислород соответствующий этому количеству углерода, останется свободным в дымовых газах, т. е.

$$O'''_{\lambda} = C'' \frac{32}{12} \cdot 0,7 = 1,867 C''.$$

Итак, полное количество свободного кислорода в продуктах горения, при неполноте сгорания:

$$\begin{aligned} O_{\lambda} = (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(H - \frac{O}{8} \right) + S \right] \cdot 0,7 + \\ + \frac{CO}{2} + 1,867 C'' \end{aligned}$$

Исходя из изложенной методологии расчета с учетом неполноты сгорания, следует в этом случае раньше производить весь расчет продуктов сгорания по объему, а затем в случае надобности переходить к весовым отношениям, пользуясь значениями удельного объема по таблице 2.

Таким образом, для расчета процесса горения при наличии химической и механической неполноты сгорания имеем следующие формулы:

Для расчета по объему:

Углекислоты $(\text{CO}_2) \text{ м}^3 = 1,867C' - (\text{CO}).$

Окиси углерода . $(\text{CO}) \text{ м}^3 = \frac{Q_3}{56,7 C'} (\text{CO}_2 + \text{CO}).$

Сернистого газа . $(\text{SO}_2) \text{ м}^3 = 0,7 S.$

Азота $(\text{N}_2) \text{ м}^3 = 2,68 \left\{ \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + \right. \right.$
 $\left. \left. + S \right] \alpha_m + \text{N}_2 \right\}.$

Кислорода $(\text{O}_2) \text{ м}^3 = (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + \right.$
 $\left. + S \right] 0,7 + \frac{\text{CO}}{2} + 1,867C''.$

Водяных паров $(\text{H}_2\text{O}) \text{ м} = 1,24 (9\text{H} + W + W_s).$

Для расчета по весу (согласно таблице 2):

Углекислоты . $(\text{CO}_2) \text{ кг} = [1,867 C' - (\text{CO})] \cdot \frac{1}{0,509}.$

Окиси углерода $(\text{CO}) \text{ кг} = \frac{Q_3}{56,7 C'} (\text{CO}_2 + \text{CO}) \frac{1}{0,8}.$

Сернистого газа $(\text{SO}_2) \text{ кг} = 0,7 S \frac{1}{0,35} = 2 \cdot S.$

Азота $(\text{N}_2) \text{ кг} = 2,68 \left\{ \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + \right. \right.$
 $\left. \left. + S \right] \alpha_m + \text{N}_2 \right\} \cdot \frac{1}{0,8}.$

Кислорода . $(\text{O}_2) \text{ кг} = \left\{ (\alpha_m - 1) \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + \right. \right.$
 $\left. \left. + S \right] \cdot 0,7 + \frac{\text{CO}}{2} + 1,867 C'' \right\} \frac{1}{0,7}.$

Водяных паров $(\text{H}_2\text{O}) \text{ кг} = 1,24 (9\text{H} + W + W_s) \frac{1}{1,24} =$
 $= 9\text{H} + W + W_s.$

Пример 7. Пусть требуется рассчитать количество продуктов горения при наличии неполноты сгорания для Лисичанского угля марки ДО при сжигании в виде порошка и коэффициенте избытка воздуха в топке $\alpha_m = 1,15$.

По данным анализов (ср. таблицу VII) состав угольной пыли из угля ДО следующий:

C^p	$= 57,10\%$
H^p	$= 4,08\%$
$O^p + N^p$	$= 10,55\%$
S^p	$= 4,27\%$
W^p	$= 9,82\%$
A^p	$= 14,18\%$
Итого .	$100,00\%$

Теплотворная способность угольной пыли ДО по бомбе:

$$Q_n^p = 5450 \text{ кал/кг.}$$

а) Расчет по объему

Задаемся величиной механической неполноты сгорания $q_4 = 3,0\%$.

Количество не вошедшего при этом в реакцию углерода определяем по формуле (27):

$$C'' = \frac{q_4}{100} \cdot \frac{Q_n^p}{8100} = \frac{3}{100} \cdot \frac{5450}{8100} = 2,02\%$$

Следовательно, вошедшее в реакцию количество углерода

$$C' = C^p - C'' = 57,1 - 2,02 = 55,08\%$$

При полном сгорании мы получили бы количество углекислоты по формуле (25)

$$CO_2 = 1,867 \cdot 0,5508 = 1,028 \text{ м}^3 \text{ кг.}$$

При наличии химической неполноты сгорания, согласно изложенного выше, это количество равно сумме углекислоты и окиси углерода, т. е.

$$CO_2 + CO = 1,028 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Пусть далее величина химической неполноты сгорания $q_3 = 1,0\%$.

Тогда

$$Q_3 = \frac{q_3}{100} \cdot Q_n^p = \frac{1}{100} \cdot 5450 = 54,5 \text{ кал/кг.}$$

Количество окиси углерода CO определим по формуле (33)

$$(CO) = \frac{Q_3}{56,7 \cdot C} (CO_2 + CO) = \frac{54,5}{56,7 \cdot 55,08} \cdot 1,028 = 0,018 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Количество углекислоты CO_2 , следовательно:

$$(\text{CO}_2) = (\text{CO}_x + \text{CO}) - \text{CO} = 1,028 - 0,018 = 1,01 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Количество сернистого газа:

$$(\text{SO}_2) = 0,7 \cdot S = 0,7 \cdot 0,0427 = 0,03 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Количество азота:

$$(\text{N}_2) = 2,68 \left\{ \left[\frac{8}{3} C + 8 \left(\text{H} - \frac{\text{O}}{8} \right) + S \right] \alpha_m + \text{N}_2 \right\},$$

где принимаем $\text{N}_2 = 1,05\%$.

$$(\text{N}_2) = 2,68 \left\{ \left[\frac{8}{3} \cdot 0,571 + 8 \left(0,0408 - \frac{0,095}{8} \right) + 0,0427 (1,15 + 1,05) \right] \right\} = 5,5214 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Количество кислорода:

$$(\text{O}_2) = (1,15 - 1) \left[\frac{8}{3} \cdot 0,571 + 8 \left(0,0408 - \frac{0,095}{8} \right) + 0,0427 \right] \cdot 0,7 + \frac{0,018}{2} + 1,867 \cdot 0,0202 = 0,194 + 0,009 + 0,0376 = 0,2406 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Полный объем сухих продуктов сгорания:

Название	Обозначение	По объему в $\text{м}^3/\text{кг}$	%
Углекислоты	CO_2	1,0100	14,800
Окиси углерода	CO	0,0180	0,264
Сернистого газа	SO_2	0,0300	0,440
Азота	N_2	5,5214	80,966
Кислорода	O_2	0,2406	3,530
Всего	$V_{сз}$	6,82	100,000

Количество водяных паров в продуктах сгорания по формуле

$$V_{ен} = 1,24 (9H + W + W_0)$$

где W_0 — количество принесенной воздухом влаги. Задавшись для упрощения расчетов абсолютной влажностью воздуха $\varphi = 4,8 \text{ г/кг}$ и определив количество воздуха, поступающее в топку с 1 кг топлива, по обычной формуле 6 и 6а):

$$L = \left[\frac{8}{3} \cdot 57,1 + 8 \left(4,08 - \frac{9,5}{8} \right) + 4,27 \right] \frac{1,15}{23} = 8,99 \text{ кг/кг}.$$

найдем W_0 :

$$W_0 = 0,0048 \cdot 8,99 = 0,04313 \text{ кг/кг}.$$

НЕ
УДУНТ
(ДИТ)

Тогда

$$V_{\text{en}} = 1,24 (9 \cdot 0,0408 + 0,0982 + 0,04313) = \\ = 1,24 \cdot 0,5085 = 0,63 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Полный объем продуктов горения $V_{\text{nc}} = 6,82 + 0,63 = 7,45 \text{ м}^3/\text{кг}.$

б) Перечет по весу

Углекислота	$(\text{CO}_2) \text{ кг} = \frac{1,01}{0,509} = 1,99 \text{ кг} - 21,3\%$
Окись углерода	$(\text{CO}) \text{ кг} = \frac{0,018}{0,8} = 0,025 \text{ кг} - 0,27\%$
Сернистый газ	$(\text{SO}_2) \text{ кг} = \frac{0,03}{0,35} = 0,086 \text{ кг} - 0,92\%$
Азот	$(\text{N}_2) \text{ кг} = \frac{5,5214}{0,8} = 6,900 \text{ кг} - 73,83\%$
Кислород	$(\text{O}_2) \text{ кг} = \frac{0,2406}{0,7} = 0,344 \text{ кг} - 3,68\%$
Вес сухих газов	$G_{\text{сг}} = 9,345 \text{ кг/кг} - 100\%$
Водяные пары	$G_{\text{en}} = \frac{0,63}{1,24} = 0,5085 \text{ кг/кг}$
Полный вес продуктов сгорания	$G_{\text{nc}} = 9,345 + 0,5085 = 9,8535 \text{ кг/кг}.$

ГЛАВА II

ТЕПЛОЕМКОСТИ И СОСТАВ ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ В РАЗЛИЧНЫХ ГАЗОТХОДАХ КОТЛА

§ 4. ТЕПЛОЕМКОСТИ ОТДЕЛЬНЫХ ГАЗОВ

Все дальнейшие тепловые расчеты парового котла сводятся в основном к составлению теплового баланса парового котла и отдельных его элементов для определения, на основе этого, общей поверхности нагрева и расположения этой поверхности в различных газоходах котла. Тепловой баланс газообразных продуктов горения в общем виде может быть представлен формулой

$$Q = V C t \quad (36)$$

где Q — количество тепла,
 V — количество газов,
 C — теплоемкость газов,
 t — температура газов.

Для нас, таким образом, представляется крайне важным не только состав газов, но и их теплоемкость. Найдя эти две величины V и C , нетрудно определить t , зная Q , или определить Q , зная t .

Физический смысл теплоемкости C определится из формулы (36), если принять $V = 1$ и $t = 1$.

Тогда

$$Q = C,$$

т. е. теплоемкость есть количество тепла, которое необходимо сообщить 1 кг или 1 м³ газов для того, чтобы поднять его температуру на 1°Ц.

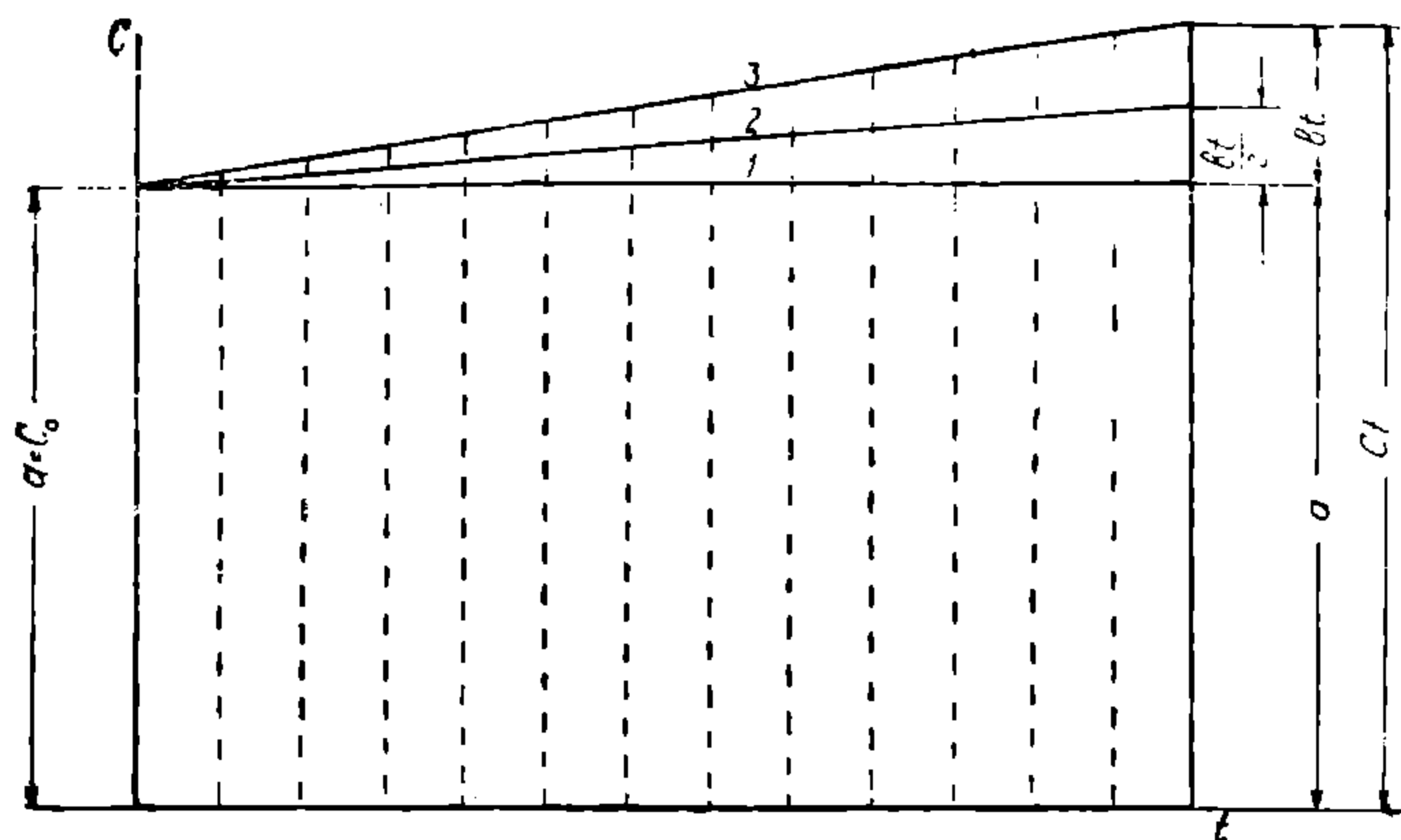
Как показали многочисленные опыты различных исследователей, это количество тепла не постоянно для различных температур и находится в линейной зависимости от последней по общему уравнению:

$$Ct = a + bt. \quad (37)$$

Значения коэффициентов a и b зависят от качества газа; t есть температура газов в данной температурной точке.

Этим значением теплоемкости следует пользоваться в том случае, когда необходимо определить абсолютное количество тепла, содержащееся в газах данного состава и данной темпера-

туры. Если же нужно определить перепад тепла газов от начальной до конечной температуры, то абсолютной теплоемкостью пользоваться нельзя, так как сама теплоемкость при изменении состояния газа от начальной до конечной температуры меняется в линейной зависимости от последней. Очевидно, что в этом случае необходимо воспользоваться средним значением теплоемкости между начальной и конечной температурами, т. е., так называемой, средней теплоемкостью. Если обозначить начальную температуру через t_1 , а конечную через t_2 , то, согласно уравнению (37), значение средней теплоемкости:



Фиг. 1. Диаграмма абсолютных и средних теплоемкостей

$$C_{t_1 t_2} = a + b \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (38)$$

В том случае, когда начальная температура $t_1 = 0$, средняя теплоемкость:

$$C_0 t_2 = a + \frac{b}{2} t_2 \quad (38a)$$

Изложенное значение и смысл абсолютной и средней теплоемкости наглядно видны из фиг. 1.

Здесь на оси абсцисс отложен аргумент t , на оси ординат функция C ; линия 1 ограничивает ординаты, равные значению a ; в частности при 0°C теплоемкость $C_0 = a$.

Ординаты между линиями 1 и 3 ограничивают переменную часть теплоемкости bt ; линия 2 делит отрезки bt пополам; следовательно, ординаты, ограниченные линией 3, представляют собой абсолютные теплоемкости, а ординаты ограниченные линией 2, — средние теплоемкости от 0°C до данной температуры.

Как вытекает из определения теплоемкости, мы различаем теплоемкости (абсолютные и средние) для 1 кг и для 1 м³ вещества; первые называются весовыми теплоемкостями, вторые — объемными; если значение теплоемкости отнести к весу числа кг, равному молекулярному весу вещества, т. е. к молю, объем которого при 0°C и 760 мм р. с. равен, как известно, 22,4 м³, то получим так называемую молекулярную теплоемкость.

Последняя равна:

$$\mu C = \mu a + \mu bt = A + Bt. \quad (39)$$

Совершенно очевидно, что для получения весовой теплоемкости из молекулярной последнюю необходимо разделить на молекулярный вес вещества; для получения же объемной теплоемкости молекулярную теплоемкость надо разделить на 22,4.

Значения коэффициентов A и B подвергались многочисленным исследованиям в различных лабораториях. Мы рекомендуем пользоваться результатами исследований Пьера, Гольбари, Геннинга, Ле-Шателье и Вадемана, приведенными в курсе Залесского „Заводские топки и печи“.

Эти значения для различных газов сведены в таблицу 3 на стр. 42.

Для облегчения подсчетов в конце текста — в таблице XI — а, б, в, г, д, е, ж, з, и, к приведены подсчитанные теплоемкости для различных газов при различных температурах, а в таблице XI л, м, н, о — теплоемкости газов по опытам ВТИ.

§ 5. ТЕПЛОЕМКОСТЬ ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ

Теплоемкость продуктов горения в топках паровых котлов можно определить, пользуясь значением теплоемкости отдельных газов по сокращенным формулам проф. Арбатского. Эти формулы годны лишь для первых весьма приближенных расчетов и удобны своей простотой.

Для определения объемной средней теплоемкости сухих газов в продуктах горения проф. Арбатский рекомендует пользоваться следующей формулой:

$$C_{c2} = 0,314 + 0,00003 t \quad (40)$$

Для абсолютной теплоемкости, следовательно:

$$C_{c2} = 0,314 + 0,00006 t \quad (40a)$$

Для определения средней весовой теплоемкости водяных паров в продуктах сгорания:

$$C_{cn} = 0,45 + 0,000045 t \quad (41)$$

и, следовательно, абсолютная теплоемкость:

$$C_{cn} = 0,45 + 0,00009 t \quad (41a)$$

При необходимости произвести более точный подсчет теплоемкости продуктов сгорания следует определить среднее значение теплоемкости для газа данного состава. Если состав газа по весу:

$G_{nc} = (CO_2) \text{ кг} + (CO) \text{ кг} + (SO_2) \text{ кг} + (N_2) \text{ кг} + (O_2) \text{ кг} + (H_2O) \text{ кг}$,
то соответственно значения коэффициентов a и b :

$$\begin{array}{cccccc} a_{CO_2} & a_{CO} & a_{SO_2} & a_{N_2} & a_{O_2} & a_{H_2O} \\ b_{CO_2} & b_{CO} & b_{SO_2} & b_{N_2} & b_{O_2} & b_{H_2O} \end{array}$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)
41

Таблица 3

НАЗВАНИЕ ГАЗА	Обозначение	Молекулярный вес в кг	Объем моля в м ³	Молекулярная теплоемкость μC	Весовая теплоемкость C ^в	Объемная теплоемкость C ^о
1	2	3	4	5	6	7
Водород	H ₂	2	22,4	6,685 + 0,00045t	3,3425 + 0,000225t	0,298 + 0,000201t
Кислород	O ₂	32	22,4	6,885 + 0,00045t	0,215 + 0,000014t	0,307 + 0,000001t
Азот	N ₂	28	22,4	6,685 + 0,00045t	0,238 + 0,000016t	0,298 + 0,0000201t
Сухой воздух	—	28,96	22,4	6,727 + 0,00045t	0,225 + 0,000015t	0,3 + 0,0000201t
Окись углерода	CO	28	22,4	6,685 + 0,00045t	0,215 + 0,000014t	0,298 + 0,0000201t
Углекислота	CO ₂ ¹⁾	44	22,4	8,844 + 0,003268t	0,201 + 0,0000742t	0,395 + 0,000146t
Сернистый газ	SO ₂	64	22,4	8,785 + 0,0033t	0,137 + 0,0000516t	0,392 + 0,000147t
Водяной пар	H ₂ O	18	22,4	8,05 + 0,0005t	0,447 + 0,0000278t	0,359 + 0,000223t
Этилен	C ₂ H ₄	28	22,4	9,415 + 0,0115t	0,3364 + 0,0004125t	0,421 + 0,000515t
Метан	CH ₄	16	22,4	9,78 + 0,006t	0,611 + 0,000375t	0,437 + 0,000268t

¹⁾ Приведенной формулой можно пользоваться до температуры порядка 1600°C. при более высокой температуре рекомендуется пользоваться формулой:

$$\mu C = 8,785 + 0,0033t$$

УДУНЬ
(ДУНТ)

то очевидно, что среднее значение весовой теплоемкости (не средняя теплоемкость, а среднее значение теплоемкости) для газа данного состава выразится формулой:

$$c_{nc} = \frac{a_{CO_2} (CO_2) \text{ кг} + a_{CO} (CO) \text{ кг} + a_{SO_2} (SO_2) \text{ кг} + a_{N_2} (N_2) \text{ кг} + a_{O_2} (O_2) \text{ кг} + a_{H_2O} (H_2O) \text{ кг}}{(CO_2) \text{ кг} + (CO) \text{ кг} + (SO_2) \text{ кг} + (N_2) \text{ кг} + (O_2) \text{ кг} + (H_2O) \text{ кг}} + \frac{b_{CO_2} (CO_2) \text{ кг} + b_{CO} (CO) \text{ кг} + b_{SO_2} (SO_2) \text{ кг} + b_{N_2} (N_2) \text{ кг} + b_{O_2} (O_2) \text{ кг} + b_{H_2O} (H_2O) \text{ кг} t}{(CO_2) \text{ кг} + (CO) \text{ кг} + (SO_2) \text{ кг} + (N_2) \text{ кг} + (H_2O) \text{ кг}} \quad (42)$$

где первый член правой части может быть обозначен a_{nc} , а коэффициент при t b_{nc} ; формула, таким образом, приобретает обычный вид

$$c_{nc} = a_{nc} + b_{nc} t \quad (42a)$$

Значения всех коэффициентов a и b берем из таблицы 3 и, зная из расчета процесса горения состав газов, по формуле (42) определяем значения коэффициентов a_{nc} и b_{nc} в формуле (42a).

При подсчете среднего значения объемной теплоемкости пользуемся теми же формулами, только значения коэффициентов a и b берем для объемной теплоемкости (графа 7 в таблице 3) и составляющие продукты горения берем в m^3 .

Теплоемкость по формуле (42a) представляет собой абсолютную теплоемкость продуктов горения. Для получения средней теплоемкости продуктов сгорания от температуры t_1 до t , следует в формулу (42a) вместо t подставить величину

$$\frac{t_1 + t_2}{2}$$

Пример 8. Для состава продуктов горения примера 7 требуется определить теплоемкость при температуре t ; иначе говоря, необходимо найти значения a_{nc} и b_{nc} для данного состава газов.

Пользуясь таблицей 3 и составом газов из примера 7¹⁾, подставляем в формулу (42) значения всех величин и находим:

Для весовой теплоемкости

$$a_{nc} = \frac{0,201 \cdot 1,99 + 0,215 \cdot 0,025 + 0,137 \cdot 0,086 + 0,238 \cdot 6,9 + 0,215 \cdot 0,344 + 0,447 \cdot 0,5085}{1,99 + 0,025 + 0,086 + 6,9 + 0,344 + 0,5085} = \frac{2,360606}{9,8535} = 0,2396$$

¹⁾ Можно подставлять в формулу (42) как абсолютные количества газов, так и содержание их в процентах.

$$b_{nc} = \frac{0,0000742 \cdot 1,99 + 0,000014 \cdot 0,025 + 0,0000516 \cdot 0,086 + 0,000016 \cdot 6,9 + 0,000014 \cdot 0,344 + 0,0000278 \cdot 0,5085}{1,99 + 0,025 + 0,086 + 6,9 + 0,344 + 0,5085} = \frac{0,0002817979}{9,8535} = 0,0000286.$$

Итак

$$c_{f,nc}^o = 0,2396 + 0,0000286 t.$$

Для объемной теплоемкости:

$$a_{nc} = \frac{0,395 \cdot 1,01 + 0,298 \cdot 0,018 + 0,392 \cdot 0,03 + 0,298 \cdot 5,5214 + 0,307 \cdot 0,2406 + 0,359 \cdot 0,63}{1,01 + 0,018 + 0,03 + 5,5214 + 0,2406 + 0,63} = \frac{2,359894}{7,45} = 0,31676$$

$$b_{nc} = \frac{0,000146 \cdot 1,01 + 0,0000201 \cdot 0,018 + 0,000147 \cdot 0,03 + 0,0000201 \cdot 5,5214 + 0,0000201 \cdot 0,2406 + 0,0000223 \cdot 0,63}{1,01 + 0,018 + 0,03 + 5,5214 + 0,2406 + 0,03} = \frac{0,000282097}{7,45} = 0,0000378.$$

Итак:

$$c_{inc}^o = 0,317 + 0,0000378 t.$$

§ 6. СОСТАВ ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ В РАЗЛИЧНЫХ ГАЗОХОДАХ

Как будет видно из дальнейшего, для расчета поверхностей нагрева необходимо знать состав газов, их температуру и теплоемкость в различных газоходах. По мере движения газов под котлом, они не только изменяют температуру свою и, следовательно, теплоемкость, но и свой состав и, следовательно, a и b , входящих в формулу теплоемкости. Состав газов, рассчитанный выше относится к топке; при дальнейшем движении газов состав их меняется вследствие присоса воздуха через обмуровку котла так как внутри обмуровки имеется разрежение. При проектировании и тепловом расчете котла задача, следовательно, заключается в определении состава газов в различных газоходах и измененного значения коэффициентов a и b , причем представляется целесообразным сделать это вслед же за расчетом продуктов горения в топке так, как целесообразно все однородные подсчеты произвести одновременно и получение этих данных заранее: сведение их в таблицу значительно облегчит расчеты в дальнейшем. Как меняется состав газов по котлу вследствие присоса воздуха? Очевидно, что продукты горения, как-то CO_2 , CO , SO_2 , H_2O , останутся в тех же абсолютно величинах, в каких они были определены выше. Вследствие присоса воздуха в газо-

ходах может произойти догорание CO в CO₂, но мы примем, что определенное нами содержание CO соответствует составу газов в борове; при расчете присоса пренебрегаем влагой присосанного воздуха, вследствие крайне незначительного его количества, не влияющего на результат в тех пределах точности, с которой мы ведем расчет, увеличится же абсолютное содержание N₂ и O₂ и в виду этого изменится относительное (процентное) содержание всех составных частей дымовых газов. Задача, следовательно, заключается в том, чтобы определить вес и объем присосанного воздуха. На основе ряда испытаний паровых котлов можно, в зависимости от состояния кладки, принять количество присосанного воздуха:

в котлах, обшитых железной обшивкой в жаротрубных котлах	$\alpha_{np} = 5,0\%$
в современных крупных котлах	$\alpha_{np} = 10\%$
в горизонтальных водотрубных котлах (типа Фицнер и Гампер, Бабков и Вилькоккс)	$\alpha_{np} = 20\%$

от теоретического количества воздуха, необходимого для горения. Обычное число газоходов в котле — четыре: 1-й пучок, газоход перегревателя, 2-й пучок (независимо от разделения его перегородками) и газоход экономайзера (водяного или воздушного).

С достаточной степенью точности количество присосанного воздуха можно распределить поровну между газоходами.

Если обозначить коэффициенты избытка воздуха в конце каждого газохода через α с индексом, соответствующим каждому газоходу, то получим значения коэффициентов избытка воздуха:

за 1-м газоходом (перед перегревателем)

$$\alpha_{nc} = \alpha_m + \frac{\alpha_{np}}{4};$$

за газоходами перегревателя (перед 2-м пучком)

$$\alpha''_{nc} = \alpha_m + \frac{\alpha_{np}}{2}$$

за котлом (перед экономайзером)

$$\alpha_k = \alpha_{эк} = \alpha_m + \frac{3}{4}\alpha_{np};$$

за экономайзером

$$\alpha''_{эк} = \alpha_m + \alpha_{np};$$

Воспользовавшись значением коэффициентов избытка воздуха в различных газоходах, необходимо, для определения количества азота и кислорода в этих газоходах, в формулы, выражающие количество азота и кислорода в продуктах горения, поставить вместо α_m значение α_x , соответствующее данному газоходу.

Более про то ту же задачу можно решить так:

Обозначив через α_x избыток воздуха, соответствующий данному газоходу, получим количество присосанного воздуха в конце этого газохода:

по весу

$$L_{np} = \alpha (\alpha_x - \alpha_m) L \quad (43)$$

где L_o — весовое теоретическое количество воздуха

$$\text{по объему} \quad V_{np} = (\alpha_x - \alpha_m) V_o \quad . (43a)$$

где V_o — объемное теоретическое количество воздуха.

Тогда присосанный азот:

$$\text{по весу} \quad . (N_{np}) \text{ кг} = 0,77 (\alpha_x - \alpha_m) L_o \quad (44)$$

$$\text{по объему} \quad (N_{np}) \text{ м}^3 = 0,79 (\alpha_x - \alpha_m) V \quad . (44a)$$

Присосанный кислород:

$$\text{по весу} \quad (O_{np}) \text{ кг} = 0,23 (\alpha_x - \alpha_m) L_o \quad (45)$$

$$\text{по объему} \quad . (O_{np}) \text{ м}^3 = 0,21 (\alpha_x - \alpha_m) V_o \quad (45a)$$

Полное же количество в продуктах горения в конце данного газохода:

Азота:

$$\text{по весу} \quad . (N_x) \text{ кг} = (N_{x-1}) \text{ кг} + 0,77 (\alpha_x - \alpha_m) L_o \quad (46)$$

$$\text{по объему} \quad (N_x) \text{ м}^3 = (N_{x-1}) \text{ м}^3 + 0,79 (\alpha_x - \alpha_m) V_o \quad (46a)$$

Кислорода:

$$\text{по весу} \quad (O_x) \text{ кг} = (O_{x-1}) \text{ кг} + 0,23 (\alpha_x - \alpha_m) L_o \quad (47)$$

$$\text{по объему} \quad . (O_x) \text{ м}^3 = (O_{x-1}) \text{ м}^3 + 0,21 (\alpha_x - \alpha_m) V_o \quad . (47a)$$

где N_{x-1} и O_{x-1} — соответственно содержание в продуктах сгорания азота и кислорода в начале рассматриваемого газохода (или в конце предыдущего, что то же).

Определив при помощи уравнений (46) и (47) азот и кислород, мы находим полный состав продуктов горения. Пользуясь далее полученными результатами и таблицей 3, при помощи формулы (42) находим значение a и b для каждого газохода.

Полученные данные сводим в таблицу по следующей форме (см. стр. 47).

Подобную таблицу необходимо составлять по весу и по объему, если расчет ведется двумя способами, или только по весу, или только по объему, если расчет ведется одним из них.

Пример 8. Для состава газов примера 7 определить состав и теплоемкость газов в отдельных газоходах вертикального водотрубного котла.

1. Теоретически количество воздуха (из примера 7):

$$\text{по весу} \quad . L_o = \frac{8,99}{1,15} = 7,81 \text{ кг/кг,}$$

$$\text{по объему} \quad . V_o = \frac{7,81}{1,293} = 6,04 \text{ км}^3/\text{кг.}$$

2. Коэффициент присоса воздуха выбираем:

$$\alpha_{np} = 0,1 \text{ или на каждый газоход } \frac{\alpha_{np}}{4} = 0,025.$$

Таблица 4

Состав и теплоемкость дымовых газов в различных газоходах котла

	Воздух		Г а з ы						Теплоемкость
Газоход .		$\alpha_x V_o$	CO_2	CO	SO_2	N_2	O_2	H_2O	$C = A + Bt$
Топка .	α_m	$\alpha_m V_o$	CO_2^m	CO^m	SO_2^m	N_2^m	O_2^m	$H_2O^{к2}$	$A^m + B^m t$
Перед перегревателем .	$\alpha'_{пе}$	$\alpha'_{пе} V_o$				$N_2'^{пе}$	$O_2'^{пе}$		$A'^{пе} + B'^{пе} t$
За перегревателем .		$\alpha''_{пе} V_o$				$N_2''^{пе}$	$O_2''^{пе}$		$A''^{пе} + B''^{пе} t$
За котлом . . .	α_k	$\alpha''_k V_o$				N_2^k	O_2^k		$A^k + B^k t$
За экономайзером .	$\alpha''_{эк}$	$\alpha''_{эк} V_o$				$N_2''^{эк}$	$O_2''^{эк}$		$A''^{эк} + B''^{эк} t$

3. Количество присосанного воздуха в каждом газоходе :

по весу $L_{пр} = \frac{\alpha_{пр}}{4} L_o = 0,025 \cdot 7,81 = 0,195$ кг,

по объему $V_{пр} = \frac{\alpha_{пр}}{4} V_o = 0,025 \cdot 6,04 = 0,151$ нм³/кг.

4. Из этого количества азота :

по весу $(N_{пр}) \text{ кг} = 0,77 \cdot 0,195 = 0,150$ кг/кг.

по объему $(N_{пр}) \text{ м}^3 = 0,79 \cdot 0,151 = 0,119$ нм³/кг.

5. Из этого количества кислорода :

по весу $(O_{пр}) \text{ кг} = 0,23 \cdot 0,195 = 0,045$ кг/кг,

по объему $(O_{пр}) \text{ м}^3 = 0,21 \cdot 0,151 = 0,032$ нм³/кг.

6. Состав газов в топке (из примера 7)

	По весу в кг/кг	По объему в нм ³ /кг
CO ₂	1,990	1,0100
CO	0,025	0,0180
SO ₂	0,086	0,0300
N ₂	6,900	5,5214
O ₂	0,344	0,2406
H ₂ O	0,5085	0,6300
Всего .	9,8535	7,45

7. Количество азота и кислорода в различных газоходах:

По весу	Азот (кг)	Кислород (кг)
Перед перегревателем .	6,90 + 0,150 = 7,05	0,344 + 0,045 = 0,389
За перегревателем	7,05 + 0,150 = 7,20	0,389 + 0,045 = 0,434
За котлом	7,20 + 0,150 = 7,35	0,434 + 0,045 = 0,479
За экономайзером .	7,35 + 0,15 = 7,50	0,479 + 0,045 = 0,524
Весь присос	0,6	0,18

что составляет сумму $0,6 + 0,18 = 0,78$ кг и балансируется с величиной $0,195 \cdot 4 = 0,780$ кг.

По объему	Азот (м ³)	Кислород (м ³)
Перед перегревателем .	5,5214 + 0,119 = 5,6404	0,2406 + 0,032 = 0,2726
За перегревателем	5,6404 + 0,119 = 5,7594	0,2726 + 0,032 = 0,3046
За котлом	5,7594 + 0,119 = 5,8784	0,3046 + 0,032 = 0,3366
За экономайзером . . .	5,8784 + 0,119 = 5,9974	0,3366 + 0,032 = 0,3686
Весь присос	0,476	0,128

что составляет сумму $0,476 + 0,128 = 0,604 \text{ м}^3$ и балансируется с величиной $0,151 \cdot 4 = 0,604 \text{ м}^3$.

Зная, таким образом, состав продуктов горения, мы можем по формуле (42) определить a и b для каждого газохода. Опущая все арифметические выкладки в виду их громоздкости (они совершенно аналогичны соответствующим выкладкам примера 7), окончательные результаты приводим в сводной таблице (стр. 50).

Состав и теплотемкость дымовых газов в газоходах котла

Газоход	Воздух		Г а з ы							Теплотемкость
		$\alpha_x L_0$ кг	CO ₂	CO	SO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O	Г _{лс}	
				а)	П о в е с у					
Топка .	1,15	8,990	1,99	0,025	0,086	6,90	0,344	0,5085	9,8535	0,2396 + 0,0000286t
Перед перегревателем .	1,175	9,185				7,05	0,389		10,0485	0,2394 + 0,0000283t
За перегревателем .	1,2	9,380				7,20	0,434		10,2435	0,2387 + 0,0000281t
За котлом . .	1,225	9,575				7,35	0,479		10,4385	0,2392 + 0,000 279t
За экономайзером . .	1,25	9,770				7,50	0,524		10,6335	0,2390 + 0,000028t
Полный присос	0,10	0,780				0,6	0,18		0,78	—
				б) П о о б ъ е м у						
Топка .	1,15	6,95	1,01	0,018	0,03	5,5214	0,2406	0,63	7,45	0,3168 + 0,0000379t
Перед перегревателем .	1,175	7,101				5,6404	0,2726		7,601	0,3158 + 0,0000375t
За перегревателем .	1,20	7,252				5,7594	0,3046		7,752	0,3161 + 0,0000373t
За котлом . . .	1,225	7,403				5,8784	0,3366		7,903	0,3158 + 0,0000371t
За экономайзером	1,25	7,554				5,9974	0,3686		8,054	0,3154 + 0,0000368t
Полный присос .	0,10	0,604	—	—	—	0,476	0,128		0,604	

УДМУНТ
(ДИТ)

ГЛАВА III

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВОГО КОТЛА

§ 7. УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА И ЕГО АНАЛИЗ

Тепловой баланс процесса в паровом котле, точно также как и всякий тепловой баланс, может быть представлен уравнением общего вида:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (48)$$

где

Q — внесенное в топку количество тепла, принимаемое равным теплотворной способности, топлива Q_p ,

Q_1 — полезно использованное тепло,

Q_2 — потеря тепла с уходящими газами,

Q_3 — потеря тепла от химической неполноты сгорания,

Q_4 — потеря тепла от механической неполноты сгорания,

Q_5 — потеря тепла от лучеиспускания кладки и частей котла, омываемых воздухом.

Все величины уравнений (48) выражаются в калориях и могут быть приведены либо к 1 кг топлива, либо к 1 часу времени; более рационально рассчитывать тепловой баланс по 1 кг топлива.

Если приравнять внесенное количество тепла $Q = 100\%$, то тепловой баланс можно выразить в процентах следующим образом:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 100 \quad (48a)$$

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q} \cdot 100$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q} \cdot 100$$

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q} \cdot 100$$

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q} \cdot 100$$

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q} \cdot 100$$

Нетрудно видеть, что коэффициент полезного действия котла брутто (т.е. без учета расхода энергии на собственные нужды

котла: вентилятор, дымосос, питательный насос, обдувку кипя-
тельных труб и пр.) будет:

$$\eta_{\kappa}^{бp} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 \quad (49)$$

Если обозначить количество тепла, эквивалентное расходу энергии на собственные нужды, через Q_6 , то к. п. д. котла нетто будет

$$\eta_{\kappa}^{\text{нетто}} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6, \quad (49a)$$

где

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q} 100$$

При составлении теплового баланса собственно котла потери с уходящими газами подсчитываются по температуре газов за котлом; при составлении же полного баланса, т.е. баланса котла с экономайзером, берется температура газов за экономайзером (за последним из них, если их два).

Как видно из формулы (48a), все потери в котле относим к количеству тепла, внесенному в топку топливом, т.е. практически в целях удобства расчетов за 100% принимается Q_{κ}^p .

При дальнейшем рассмотрении теплового баланса мы будем подходить к нему только с точки зрения проектирования котла, а не испытания уже осуществленного и работающего агрегата. В соответствии с этим мы задаемся определенными элементами теплового баланса на основании экспериментов с лучшими выполненными конструкциями и ставим перед собой задачу сконструировать котел так, чтобы на деле осуществить заданный нами тепловой баланс и добиться намеченного к. п. д.

Достаточно было лишь проанализировать составные части пассивной стороны баланса, чтобы наметить те основные пути, по которым должен идти конструктор, чтобы осуществить высокий к. п. д.

Начнем с последнего члена теплового баланса Q_5 — потерь на лучеиспускание кладки. В современных паровых котлах эта потеря колеблется в пределах 2—4%, и уменьшения ее добиться трудно, да оно и не существенно по своим абсолютным и относительным размерам.

Величина потерь Q_4 и Q_5 на механическую и химическую неполноту сгорания указана ниже (стр. 60); она зависит от совершенства работы топочного устройства, от правильного расчета, конструкции и выполнения которого зависит уменьшение этих потерь. Конструктор должен при этом добиться: правильного выбора объема и формы топочного пространства, размера решетки или расположения форсунок, правильного подвода и распределения воздуха, создания условий хорошего перемешивания воздуха и топлива, надлежащего охлаждения стен топочной камеры и пр.

Все эти факторы будут рассмотрены нами в соответствующем месте при расчете топочного устройства. При расчете же тепло-

вого баланса мы должны задаться такой величиной потерь на неполноту сгорания, которой мы рассчитываем добиться при конструировании и осуществлении топочного устройства.

Вторую существенную потерю в паровом котле представляет собой потеря с уходящими газами, составляющая в современных котлах от 8 до 16% (в старых котлах эта потеря может достигать и до 25—30%). Основной путь для уменьшения этой потери — уменьшение температуры уходящих газов при принятом коэффициенте избытка и минимальном присосе воздуха, т. е. наибольшее охлаждение дымовых газов под паровым котлом. Осуществить это можно двояким образом:

1. Установить добавочные поверхности нагрева. Правда, здесь имеется предел экономичности, так как добавочные поверхности увеличивают эксплуатационные издержки производства пара. Снижение температуры отходящих газов путем установки добавочных поверхностей должно осуществляться до тех пределов, при которых экономия от уменьшения потерь с уходящими газами будет больше или равна издержкам от установки и эксплуатации добавочных поверхностей. Этот предел нами будет математически установлен ниже.

2. Осуществить возможно более интенсивное охлаждение дымовых газов под паровым котлом, т. е. повысить тепло- и паронапряженность его поверхности нагрева. Это достигается, во-первых, максимальным использованием лучистой теплоты слоя топлива и газов. Пределом для этого использования является опасность такого снижения температуры пламени, при которой горение вовсе не будет поддерживаться. Численное значение этого предела для различных топлив будет рассмотрено ниже. Это достигается, во-вторых, максимальным повышением коэффициента теплопередачи (коэффициент теплопередачи — это число калорий, передающихся от газов к воде в 1 час через 1 м² поверхности нагрева на разность температур газов и воды в 1° Ц).

Не останавливаясь сейчас подробно на этом вопросе, следует указать в общих чертах, что при прочих равных условиях коэффициент теплопередачи соприкосновением зависит от скорости дымовых газов, причем он пропорционален, примерно, 0,6 степени скорости.

Повышая, таким образом, скорость газов, мы увеличиваем коэффициент теплопередачи от соприкосновения и снижаем, следовательно, температуру уходящих газов при данной поверхности нагрева или уменьшаем поверхность нагрева при данной температуре уходящих газов. Пределом повышения коэффициента теплопередачи за счет увеличения скорости газов является потеря тяги в котле, которая, как известно, пропорциональна квадрату скорости. Предел этот, очевидно, лежит там, где издержки от увеличения силы тяги будут больше, чем экономия от повышения коэффициента теплопередачи, снижающего температуру уходящих газов. Количественное значение этих пределов мы рассмотрим в соответствующих местах настоящей книги.

Вообще же по условиям удаления уходящих газов из-под котла ни при каких условиях не рекомендуется охлаждать дымовые газы ниже 150°C при естественной тяге и ниже 100°C — при искусственной.

Рассматривая изложенное выше как общие руководящие соображения при проектировании котлов, перейдем теперь к более детальному рассмотрению и количественной оценке отдельных членов уравнения теплового баланса.

§ 8. ВНЕСЕННОЕ КОЛИЧЕСТВО ТЕПЛА

Теоретическое количество тепла, внесенное в топку парового котла с 1 кг топлива, складывается из следующих составных частей:

1. Теплота, выделяемая при химической реакции горения топлива, которая равна Q_H^p .

2. Физическая теплота топлива — равная $C_m t_m$, где $C_m t_m$ — соответственно теплоемкость и температура топлива.

3. Теплота поступающего в топку воздуха: $\alpha V_o C_s t_o$, где $\alpha_m V_o$ — действительное количество воздуха на 1 кг топлива в куб. метрах.

C_s — объемная теплоемкость сухого воздуха,

t_o — температура входящего воздуха.

4. При наличии парового дутья — тепло дутьевого пара $C_n t_n W_{cp}$, где $C_n t_n W_{cp}$ соответственно теплоемкость, температура и количество (в кг) на 1 кг дутьевого пара.

Таким образом, полное количество тепла, внесенное в топку с 1 кг топлива, составляет:

$$Q = Q_H^p + C_m t_m + \alpha V_o C_s t_o + C_n t_n W_{cp} \quad . \quad (50)$$

В этой формуле Q_H^p берется по одной из принятых для расчета формул (2); физическим теплом топлива при применении твердых топлив можно пренебречь, так как теплоемкость их очень незначительна. Весовая теплоемкость жидкого топлива для обычных температур, при которых оно подается в топку $t_m = 20 - 30^{\circ}\text{C}$, может быть принята $C_m = 0,44$.

Теплоемкость газообразного топлива должна быть подсчитана по данным таблицы VII состава топлива, на основании таблицы 3 и по формуле (42). Температура газообразного топлива должна быть принята равной температуре котельной, т. е. $20 - 30^{\circ}\text{C}$. При отоплении паровых котлов бедными газами (например, доменным) можно осуществить подогрев последнего (различными способами) до $100 - 150^{\circ}\text{C}$.

Количество воздуха $\alpha_v V_o$ подсчитано выше по формуле (7а); теплоемкость воздуха берется с приближением по таблице 3, как теплоемкость сухого воздуха. При наличии горячего дутья температура поступающего в топку воздуха принимается равной температуре воздуха, выходящего из экономайзера, т. е. $t_o = t'_o$.

При отсутствии воздушного экономайзера температура поступающего в топку воздуха равна температуре котельного помещения, т. е. $t_{\theta} = t_{\kappa}$.

Однако, этой величиной полного внесенного в топку теоретического количества тепла мы пользуемся только при определении температуры топочного пространства.

При расчете теплового баланса, в целях его упрощения, мы пренебрегаем физической теплотой топлива. Тепло же воздушного экономайзера, как регенерируемого (поступает в топку с горячим воздухом и отдается обратно воздушному экономайзеру) мы берем сверх 100%.

Горячее дутье экономайзера дает значительный теплоэкономический эффект, повышая к. п. д. котла на 8—15% в зависимости от местных условий. Этот эффект достигается за счет:

1) снижения температуры уходящих газов и уменьшения потерь с ними,

2) снижения потерь на неполноту сгорания q_3 и q_4 , благодаря улучшению тепловой обстановки и ускорению завершения процесса горения.

Кроме того, горячее дутье позволяет работать с более высокими тепловыми нагрузками топочного пространства, обеспечивая высокий к. п. д. не только при нормальной работе, но и при форсировке котла.

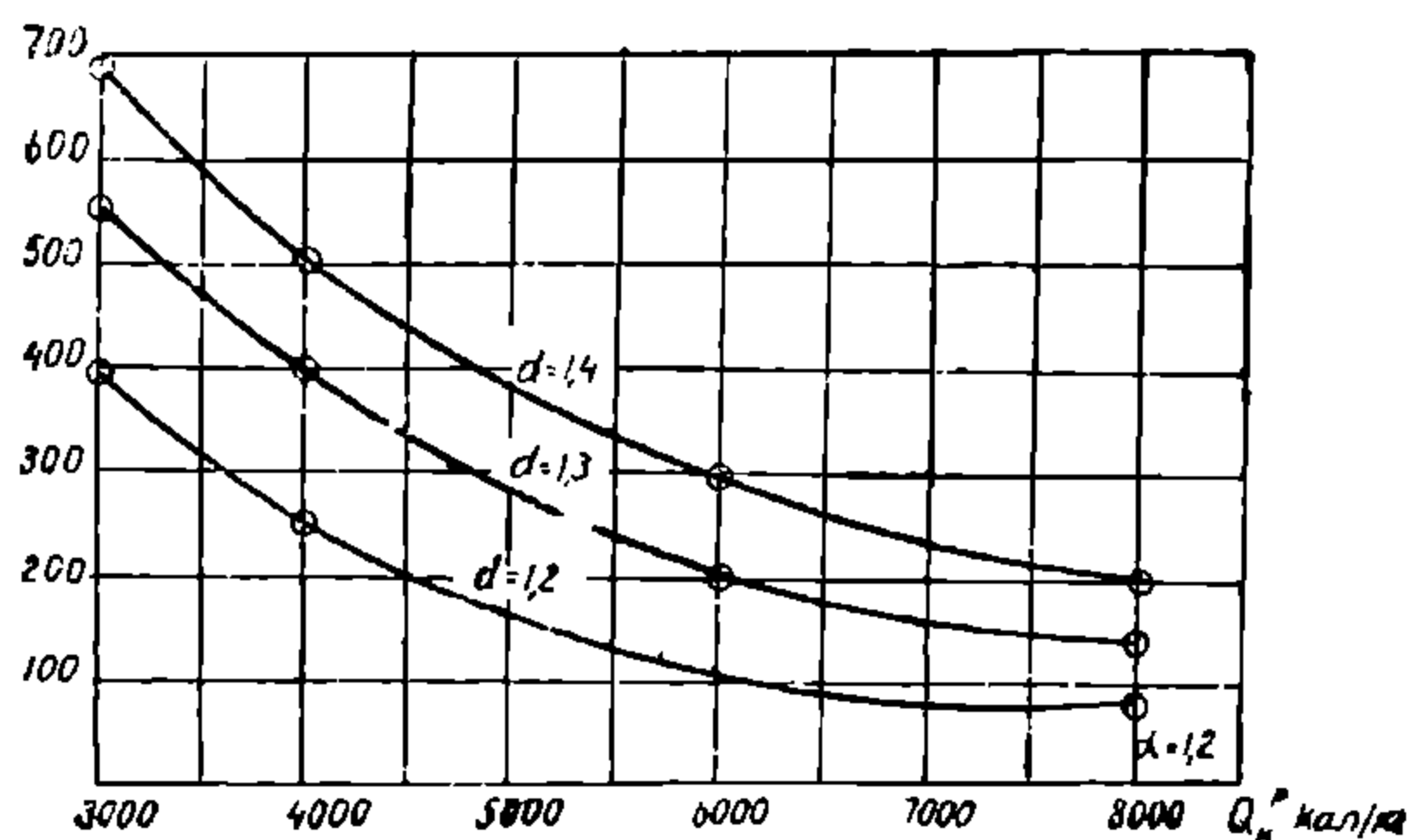
Поэтому, если сжигание многих сортов топлива антрацита, штыба, бурого угля, торфа и вообще всех видов угольной пыли без горячего дутья невозможно то и при сжигании других сортов топлива на механических решетках также следует применять горячее дутье, исходя из вышеуказанных экономических соображений.

Пределом повышения температуры горячего воздуха является надежность работы топочного устройства. Дело в том, что наличие горячего дутья само по себе повышает температуру топочного пространства. При превышении известного предела этой температуры начинается разрушение топки: оплавление и горение стен, горение решеток, скребков и пр.; кроме того, если при этом в концах топочной камеры (у кипяtilьных труб, у бункера, на решетке) температура превысит температуру плавления шлаков для данного топлива, произойдет расстройство работы топки и котла вследствие заплавления кипяtilьных труб и решетки жидкими шлаками.

Температура топки зависит от многих факторов, и в руках конструктора имеются средства для регулировки ее в сравнительно широких пределах (охлаждение топочной камеры, способ подвода воздуха, коэффициент избытка воздуха и пр.).

Если отвлечься от всех этих средств (о них ниже — при расчете топочного пространства) и рассмотреть только зависимость температуры топки от температуры горячего воздуха, то допустимый предел последней будет функцией теплотворной способности топлива и выбранного коэффициента избытка воздуха.

На фиг. 2 представлена эта зависимость. Здесь по оси абсцисс отложена теплотворная способность, в функции от которой на оси ординат отложена теоретическая максимально допустимая температура горячего воздуха для разных коэффициентов его избытка.



Фиг. 2. Пределы температуры горячего лутья в зависимости от теплотворной способности топлива и коэффициента избытка воздуха

На основании представленных кривых в сопоставлении с имеющимся опытом можно заключить, что максимально допустимая температура для горячего воздуха лежит в следующих пределах (в °C):

Торф, бурый	
уголь, подмосковный	300 — 500
Камен. уголь	200 — 300
Тощие угли и антрациты	100 — 200

При выборе температуры горячего воздуха и рекомендуется пользоваться названными пределами.

§ 9. ПОЛЕЗНО ИСПОЛЬЗОВАННОЕ ТЕПЛО Q_1

Из уравнения (48)

$$Q_1 = Q - Q_2 - Q_3 - Q_4 - Q_5 = Q - \Sigma Q_{пот} . \quad (51)$$

задаваясь Q_3 , Q_4 , Q_5 и определяя по способу, указанному ниже, Q_2 , находим по формуле (51) полезно использованное тепло Q_1 . С другой стороны это количество тепла находится в зависимости от количества и качества произведенного пара и подогретого воздуха в воздушном экономайзере.

Для установления этой зависимости необходимо при задании иметь следующие данные:

1. Паропроизводительность котла — D кг час.
2. Давление пара P ата.
3. Температура перегрева пара $t_{пе}$.
4. Температура питательной воды — $t_{пит}$ может быть задана, но не обязательно. В последнем случае она должна быть выбрана в соответствии с параметрами водоприготовительной установки станции, на которой устанавливается котел; расчету при этом случае подлежит нижний предел, допускаемый для температуры питательной воды. Этот расчет исходит из того, что температура стенок той части котла экономайзера, куда происходит питание, была не менее, чем на 5° C выше той температуры, при которой будут конденсироваться пары воды, находящиеся в дымовых газах, чтобы не происходило при этом протравливания железных стенок с наружной стороны.

Так как температура конденсации водяных паров в газах зависит от парциального давления водяных паров, то задача сводится к определению последнего.

Пусть объем сухих газов от 1 кг топлива $V_{сг}$ при 0°Ц и 760 мм р. с.

Объем водяных паров соответственно $V_{вп}$.

Температура уходящих газов $T_{у2}$ $^\circ\text{Ц}$.

Давление уходящих газов H мм р. с.

Полный объем уходящих газов $V_{пс}$ при 0°Ц и 760 мм р. с.

На основании закона Дальтона напишем:

$$H = P_{сг} + P_{вп},$$

где $P_{сг}$ — парциальное давление сухих газов в мм р. с.

$P_{вп}$ — парциальное давление водяных паров в мм р. с.

Известно, что при давлении, равном парциальному давлению, каждый газ занимает полный объем $V_{пс}$, т. е. сухие газы при давлении $P_{сг}$ мм р. с. и температуре $T_{у2}$ $^\circ\text{Ц}$, будут занимать объем $V_{пс}$; по закону Бойля-Марриота и Гей-Люссака, объем этого газа при 0°Ц и 760 мм р. с. будет связан с объемом его при $T_{у2}$ и $P_{сг}$ следующей зависимостью:

$$V_{сг} = V_{пс} \frac{273}{273 + T_{у2}} \cdot \frac{P_{сг}}{760} \quad (53)$$

Аналогично, для водяных паров получим:

$$V_{вп} = V_{пс} \frac{273}{273 + T_{у2}} \cdot \frac{P_{вп}}{760} \quad (54)$$

Деля уравнение (54) на уравнение (53), получаем пропорцию:

$$\frac{V_{вп}}{V_{сг}} = \frac{P_{вп}}{P_{сг}} \quad (55)$$

от которой берем производную:

$$\frac{V_{вп}'}{V_{сг} + V_{вп}} = \frac{P_{вп}}{P_{вп} + P_{сг}}, \quad (56)$$

откуда

$$P_{вп} = (P_{вп} + P_{сг}) \frac{V_{вп}}{V_{сг} + V_{вп}} = \frac{V_{вп}}{V_{пс}} \cdot H \text{ мм р. с.} \quad (57)$$

Зная по расчету процесса горения состав газов, беря $H = 740$ мм р. с. по формуле (57), находим парциальное давление водяных паров, после чего по таблице XII (в конце книги) определяем температуру конденсации водяных паров (точку росы), соответствующую этому давлению.

Прибавляя к найденной температуре 5°Ц , получаем тот предел, ниже которого не должна опускаться температура питательной воды.

На основании указанных величин по таблицам XIII и XIV, помещенным в конце книги, определяем все необходимые для расчета величины, а именно:

По давлению $P_{атм}$ находим в таблице XIII:

5. Температуру насыщенного пара t_n °C.
6. Удельный объем насыщенного пара v_n м³/кг.
7. Удельный вес насыщенного пара γ_n кг/м³.
8. Объем жидкости при t_n : v_v м³/кг.
9. Теплосодержание жидкости при t_n : q_n кал/кг.
10. Теплосодержание насыщенного пара i_n кал/кг.
11. Теплота парообразования $r = i_n - q_n$ кал/кг.

По давлению $P_{атм}$ и температуре перегретого пара $t_{пе}$ находим в таблице XIV:

12. Теплосодержание перегретого пара $i_{пе}$ кал/кг.
13. Удельный объем перегретого пара $v_{пе}$ м³/кг.
14. Удельный вес перегретого пара $\gamma_{пе}$ м³/кг.

Задаваясь далее:

15. Температурой воды после экономайзера $t''_{эк} = t_n - (20 - 50)$ °C (при отсутствии водяного экономайзера $t''_{эк} = t_{пит}$).

16. Степенью влажности X пара, получаемого в котле для вертикальных водотрубных котлов $X = 3 - 5\%$, а для горизонтальных $X = 1 - 2\%$.

По найденному выше определяем:

Количество тепла, сообщенное 1 кг пара:

17*. В котле: $\Delta i_k = (i_n - t''_э) - xr$.

18*. В экономайзере: $\Delta i_{эк} = t''_э - t_{пит}$.

19*. В котле и экономайзере: $\Delta i_{кэ} = (i_n - t_n) - xr$.

20*. В перегревателе: $\Delta i_{пе} = (i_{пе} - i_n) + xr$.

21*. В котле и перегревателе: $\Delta i_{кпэ} = i_{пе} - t''_{эк}$.

22. В котле, перегревателе и экономайзере: $\Delta i_{кпэ} = i_{пе} - t_n$

Если обозначить через B кг/час — количество топлива, сжигаемое в час, то, применяя все ранее принятые обозначения, можно написать равенство:

$$BQ_1 = D(i_{пе} - t_n), \quad (58)$$

откуда

$$Q_1 = \frac{D}{B}(i_{пе} - t_n). \quad (59)$$

Величина:

$$\frac{D}{B} = \frac{\text{число килограммов пара в 1 час}}{\text{число килограммов сжигаемого топлива}}$$

показывает, сколько килограммов пара получается от одного килограмма топлива, и называется видимой испарительностью топлива. Обозначив $\frac{D}{B} = u$, перепишем уравнение (59) так:

$$Q_1 = u(i_{пе} - t_n), \quad (59a)$$

*) Величины, отмеченные звездочкой *, при расчете теплового баланса не нужны. Так как они понадобятся в дальнейшем расчете, их следует выписать здесь для того, чтобы вновь не возвращаться к таблицам.

или

$$\eta_{кпэ} Q = u (i_{ne} - t_n), \quad (60)$$

откуда

$$\eta_{кпэ} = \frac{u (i_{ne} - t_n)}{Q}, \quad (61)$$

где $\eta_{кпэ}$ к. п. д. котла с перегревателем и экономайзером. Из уравнения (58) получаем также часовой расход топлива

$$B = \frac{D (i_{ne} - t_n)}{Q_1}. \quad (62)$$

Расчет теплового баланса надо вести так: по нижеприведенным данным и формулам находят потери Q_2 , Q_3 , Q_4 и Q_5 . По формуле (51) находят полезное тепло Q_1 и, зная по данным 1, 4, 12 величины, входящие в формулу (62), по ней определяют часовой расход топлива B .

§ 10. ПОТЕРИ С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ

Общая характеристика этой потери и основные пути к ее уменьшению указаны нами в § 7. Выбор экономической температуры уходящих газов основан на уравнении теплопередачи. Мы коснемся этого вывода в отдельной главе. Здесь же будем исходить из того, что наивыгоднейшая температура уходящих газов T_{y2} ¹⁾ нами уже определена, причем в действительном расчете не составит труда определить ее по формуле (155) (см. главу VI) в последовательности, принятой нами при изложении.

Тепло, заключающееся в уходящих газах, может быть выражено формулой:

$$Q_{y2}^{T_{y2}} = V_{nc}^{y2} C_{nc}^{y2} T_{y2} - C_m t_m \quad (63)$$

где V_{nc}^{y2} — объем продуктов сгорания после экономайзера (берется по таблице 4),

$C_{nc}^{y2} = A'_{эк} + B''_{эк} T_{y2}$ — объемная теплоемкость продуктов сгорания (берется по таблице 4),

T_{y2} — температура уходящих газов, определяемая по уравнению (155),

$C_m t_m$ — теплота топлива при температуре топлива.

¹⁾ Температуры газов мы будем выражать через T (большое) в °C, в противоположность пару и воде, температуры которых выражаем в °C через t маленькое. Абсолютные температуры выражаем соответственно через: $T + 273$, $t + 273$.

Тепло, заключающееся в уходящих газах при температуре, равной температуре наружного воздуха:

$$Q_{y_2}^{t_k} = V_{y_2}^{y_2} \cdot C_{nc}^{y_2} t_k - C_m t_k \quad . (64)$$

где $t_k = 20 - 30^\circ \text{C}$ — температура котельного помещения.

На основании второго закона термодинамики, теоретическое тепло отходящих газов может быть использовано на температурном перепаде от T_{y_2} до t_k ; следовательно, потеря внешним теплом уходящих газов выразится равенством:

$$Q_2 = V_{nc}^{y_2} C_{nc}^{y_2} (T_{y_2} - t_k) - C_m (t_m - t_k) \quad . (65)$$

В формуле (65) теплоемкость уходящих газов должна быть взята по таблице 4 как средняя теплоемкость между температурами $T_{y_2} + t_k$, т. е.

$$C_{nc}^{y_2} = A''_{эк} + B''_{эк} \frac{T_{y_2} + t_k}{2} \quad . (65a)$$

При наличии парового дутья к правой части формул (65) надо прибавить величину

$$W_\phi (i^k - i_\phi), \quad (66)$$

где W_ϕ — количество дутьевого пара в кг на 1 кг топлива,
 i_ϕ — теплосодержание дутьевого пара,
 $i^k = 595 + 0,47 T_{y_2}$.

§ 11. ПРОЧИЕ ПОТЕРИ: Q_3, Q_4, Q_5

Количественная характеристика и количественная оценка потерь от неполноты сгорания приведены в § 3, п. Б. Как указано в этом параграфе, а также в § 7, этими величинами мы задаемся, причем при проектировании котла стремимся так осуществить его конструкцию, чтобы выдержать заданные потери.

Здесь приведем некоторые данные, могущие служить исходными для определения потерь от неполноты сгорания.

Таблица 6

Потери от химической неполноты сгорания

q_3 в процентах от Q_H^p	q_3
Ручные топки для дров, торфа, бурого угля	5—10
То же для каменного угля	3—8
То же для антрацита	1—3
Механические топки	1—3
Пылеугольные топки	0—2
Газовые топки	0—3
Топки для жидкого топлива	0—2

НБ
УДУНТ
(ДУТ)

Таблица 7

Потери от механической неполноты сгорания

q_4 в процентах от Q_H^P	q_4
Колосниковая решетка с ручной чисткой и большим живым сечением	3—6
Колосниковая решетка с ручной чисткой и малым живым сечением	2—4
То же при очень мелком топливе	5—10
Механические топки	1—4
Шахтная топка для торфа и дров	1—2
Топка для жидкого топлива, газ	0
Пылеугольные топки	2—5

Потери на лучеиспускание кладки и частей котла q_5 должны быть приняты по таблице 8, составленной на основании опытных данных.

Таблица 8

Потери на лучеиспускания кладки

q_5 в процентах от Q_H^P	q_5
Жаротрубные котлы с внутренней топкой	2—4
Жаротрубные котлы с внешней топкой	4—6
Горизонтально - водотрубные котлы . . .	3—5
Вертикально - водотрубные котлы до 600 м ²	3—4
Вертикально - водотрубные котлы свыше 600 м ² .	2—3

Не останавливаясь на исследованиях, кстати говоря, крайне немногочисленных, вопроса о размере лучеиспускания кладки, укажем на необходимость для дальнейшего расчета распределить заданную величину лучеиспускания по отдельным газоходам котла.

Если количество потерянного лучеиспусканием тепла принять за 100%, то распределение этой потери для водотрубных котлов можно выразить так:

Таблица 9

Кладка топки .	$\cdot q_5^m = 50\%$
1 - го газохода	$q_5^1 = 30\%$
газохода перегревателя	$\cdot q_5^{pe} = 6 - 10\% ^1)$
3 - го газохода . . .	$\cdot q_5^3 = 14 - 10\% ^1)$
Всего	100%

¹⁾ Цифры до черты относятся к случаю расположения камер перегревателя в обмуровке; цифры за чертой—к случаю расположения камер вне обмуровки.

§ 12. СВОДНАЯ ТАБЛИЦА ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА

После расчета теплового баланса результаты расчета сводятся в таблице, форма которой приведена в таблице 10.

Таблица 10

Тепловой баланс парового котла

Приход тепла			Расход тепла		
Внесено в топку	Кал/кг	%	Израсходовано в котле	Кал/кг	%
1. Внесено топливом	Q_n^p	100	1. Полезно использованное тепло в котле, перегревателе и водяном экономайзере	$Q_1^{кпэ}$	q_1
2. Регенеративное тепло воздушного экономайзера	$\alpha V_o C_{\theta} t_{\theta}$	$\frac{\alpha V_o C_{\theta} t_{\theta}}{Q_n^p} 100$	2. Потеря с уходящими газами	Q_2	q_2
			3. Потеря от химической неполноты сгорания	Q_3	q_3
			4. Потеря от механической неполноты сгорания	Q_4	q_4
			5. Потеря от лучеиспускания	Q_5	q_5
			Итого	Q_n^p	100
			6. Регенеративное тепло воздушного экономайзера	$\alpha V_o C_{\theta} t_{\theta}$	q_p
Баланс.	Q	—	Баланс.	Q	—

Ниже приводим несколько сокращенных формул для подсчета теплового баланса.

1. Полезно использованное тепло

$$Q_1 = \frac{D}{B} \cdot \frac{(\lambda - t_n)}{Q_{н\text{ раб}}} 100$$

где D — количество кг испарившейся воды в час,
 B — количество сожженного топлива в час,
 λ — теплосодержание насыщенного или перегретого пара,
 t_n — температура питательной воды, поступающей в котел.

2. Потеря тепла с отходящими газами

Определяется по приближенной формуле Siegert'a:

$$q_2 \quad y \quad \frac{T_k - t_o}{CO_{2k}}$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

где y — коэффициент, зависящий от свойства топлива,
 T_k — температура отходящих газов за котлом,
 t_b — температура воздуха в котельной.

Значение коэффициента y :

Для мазута при воздушном дутье .	. 0,55
” ” при паровом дутье .	0,57
Для антрацита при воздушном дутье	0,70
” ” при паровом дутье . .	. 0,73
Для каменного угля при воздушном дутье	0,65
” бурых углей ” ” ”	. 0,73
” дров и торфа ” ” ”	0,80

Если в отходящих газах процентное содержание CO превышает 0,3%, то формула Siegert'a дает преувеличенные значения потерь. Более точная формула для приближенных расчетов в случае неполного сгорания предложена Hassenstein'ом:

$$q_2 = y \cdot \frac{T_y - t_b}{CO_2 + CO + 0,33}$$

где y — тот же коэффициент, что и в формуле Siegert'a.

3. Потеря тепла от химической неполноты горения

По опытным данным при содержании в дымовых газах CO в 1% потери от химической неполноты горения приблизительно соответствуют 6 — 7%.

Для каменных углей Brauss дает следующую приближенную формулу:

$$q_3 = \frac{70 \text{ CO}}{CO_2 + CO}$$

4. Потеря тепла от механической неполноты горения

Приближенная формула Шреттера, которая пригодна в тех случаях, когда потеря от механической неполноты сгорания состоит главным образом из невыжога горючего в очаговых остатках, а унос составляет незначительный процент

$$q_4 = \frac{3480 \cdot A}{\text{раб}}$$

где A — процентное содержание золы в топливе, известное по составу его рабочей массы.

Пример 9. Для топлива и состава газов примеров 7 и 8 составить тепловой баланс при следующих данных:

- | | |
|-------------------------------|--------------------------------|
| 1. Производительность котла | $D = 56000$ кг/час. |
| 2. Давление пара | $P = 30$ ата. |
| 3. Температура перегрева пара | $t_{ne} = 400^\circ \text{Ц.}$ |

I. Характеристика пара и воды

4. Определение низшего предела температуры питательной воды.

По формуле (57) парциальное давление водяных паров в уходящих газах:

$$P_{вп} = \frac{0,63}{8,054} 740 = 58 \text{ мм р. с.}$$

По таблице XII в конце книги температура, составляющая насыщение при этом парциальном давлении

$$t_{вп} = 43^\circ \text{Ц};$$

следовательно, температура питательной воды должна быть

$$t_{num} = 43 + 5 = 48^\circ \text{Ц.}$$

На основании опытных данных берем:

$$t_n = 70^\circ \text{Ц.}$$

По таблице XIII (в конце книги) давлению $P = 30$ ата соответствуют:

- | | |
|--------------------------------------|--|
| 5. Температура насыщения | $t_n = 233^\circ \text{Ц.}$ |
| 6. Удельный объем насыщенного пара | $v_n = 0,06789 \text{ м}^3/\text{кг.}$ |
| 7. Удельный вес насыщенного пара | $\gamma_n = 14,730 \text{ кг/м}^3.$ |
| 8. Удельный объем жидкости | $v_o = 0,001216 \text{ м}^3/\text{кг.}$ |
| 9. Теплосодержание жидкости | $q_n = 239 \text{ кал/кг.}$ |
| 10. Теплосодержание насыщенного пара | $\gamma_n = 666,8 \text{ кал/кг.}$ |
| 11. Теплота парообразования | $r = 666,8 - 239 =$
$= 427,8 \text{ кал/кг.}$ |

По таблице XIV (в конце книги) давлению $P = 30$ ата и перегреву $t_{пе} = 400^\circ \text{Ц}$ соответствуют:

- | | |
|--------------------------------------|--|
| 12. Теплосодержание перегретого пара | $i_{пв} = 771,2 \text{ кал/кг.}$ |
| 13. Удельный объем перегретого пара | $v_{пе} = 0,1021 \text{ м}^3/\text{кг.}$ |
| 14. Удельный вес перегретого пара | $\gamma_{пе} = 9,8 \text{ кг/м}^3.$ |

Задаемся:

15. Температурой воды после экономайзера (водяной экономайзер отсутствует).

16. Влажностью пара в котле $X = 3\%$.

Определяем количество тепла, сообщенное 1 кг пара.

17. В котле $\Delta i_k = 666,8 - 70 - 0,03 \cdot 427,8 =$
 $= 584 \text{ кал/кг.}$

19. В перегревателе . $\Delta i_{пе} = 771,2 - 666,8 +$
 $+ 0,03 \cdot 427,8 = 117,2 \text{ кал/кг.}$

20. В котле и перегревателе $\Delta i_{кп} = 771,2 - 70 = 701,2 \text{ кал/кг.}$

II. Внесенное количество тепла

Согласно формулы (50) внесенное топливом количество тепла

$$Q = Q_n^p; \quad q = 100\%.$$

На основании примера 7 $Q_n^p = 5450$ кал/кг, $q = 100\%$. Регенеративное тепло воздушного экономайзера:

По сводной таблице продуктов горения

$$\alpha N_o = 6,95 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

По § 8 выбираем $t_s = 180^\circ \text{Ц}$. Следовательно, на основании таблицы 3 теплоемкость воздуха:

$$C_s = 0,3 + 0,0000201 \cdot 180 = 0,304.$$

Тогда

$$\alpha N_o C_s t_s = 6,95 \cdot 0,304 \cdot 180 = 380 \text{ кал/кг}.$$

III. Потери тепла

1. Потери с уходящими газами.

Не останавливаясь на выборе наивыгоднейшей температуры уходящих газов, примем $T_{y2} = 160^\circ \text{Ц}$. Тогда потеря тепла с уходящими газами, по формуле (65) и таблице продуктов горения (пример 8), будет:

$$Q_2 = 8,054 \cdot \left(0,3154 + 0,0000368 \frac{160 + 20}{2} \right) (160 - 20) = \\ = 8,054 \cdot 0,3187 \cdot 140 = 360 \text{ кал/кг}.$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_n^p} \cdot 100 = \frac{360}{5450} \cdot 100 = 6,6\%$$

2. Потеря от химической неполноты сгорания, как задано выше (пример 7), $q_3 = 1\%$ от теплотворной способности топлива; следовательно $Q_3 = 54,5$ кал/кг.

3. Потеря от химической неполноты сгорания (там же):

$$q_4 = 3\%$$

от теплотворной способности топлива:

$$Q_4 = 163,5 \text{ кал/кг}.$$

4. Потеря от лучеиспускания кладки (по таблице 8):

$$q_5 = 2\%;$$

от теплотворной способности топлива:

$$Q_5 = 109,0 \text{ кал/кг}.$$

IV. Полезно использованное тепло и часовое количество топлива

Полезно использованное тепло, по формуле (51),

$$Q_1 = 5450 - 360 - 54,5 - 163,5 - 109 = 4763 \text{ кал/кг};$$

$$q_1 = \frac{4763}{5450} \cdot 100 = 87,4\%$$

что и составляет к. п. д. брутто котла. Часовое количество потребного топлива находим по формуле (62) и данным воды и пара

$$B = \frac{56000 (771,2 - 70)}{4763} = 8250 \text{ кг/час.}$$

Видимая испарительность топлива:

$$U = \frac{D}{B} = \frac{56000}{8250} = 6,8 \text{ кг/кг.}$$

Приведенная испарительность топлива по нормальному пару 640 кал.

$$U_{пр} = 6,8 \frac{701,2}{640} = 7,43 \text{ кг/кг.}$$

Таблица 10а

Сводный тепловой баланс

Приход тепла			Расход тепла		
Внесено в топку	Кал/кг	% от общего баланса	Израсходовано в котле	Кал/кг	% от общего баланса
1. Топливом .	5450,0	100,00	1. Полезно использованное тепло в котле и перегревателе	4763	87,40
2. Регенеративным теплом воздушного экономайзера	380,0	7,00	2. Потеря с уходящими газами	360,0	6,60
Итого	5830,0	107,00	3. Потеря от химической неполноты сгорания .	54,5	1,00
			4. Потеря от механической неполноты сгорания	163,5	3,00
			5. Потеря от лучеиспускания .	109,0	2,00
			Итого .	5450,0	100,00
			6. Регенеративное тепло воздушного экономайзера . . .	380,0	7,0
			Итого .	5830 0	107,0
Баланс .	5830,0	107,00	Баланс .	5830,0	107,0

УДМУНТ
(ДИТ)

ГЛАВА IV

РАСЧЕТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

§ 13. ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ПАРОВЫХ КОТЛАХ

Как известно из физики, теплопередача может осуществляться следующими путями:

1. *Посредством лучеиспускания* от тела с более горячей поверхностью к телу с менее горячей поверхностью. Механика процесса заключается здесь в том, что тепловая энергия тела переходит в лучистую энергию, которая, попадая на другое тело снова полностью или частично превращается в тепловую энергию. Длина волн „тепловых лучей“ при частично превращается в тепловую энергию. Длина волн „тепловых лучей“ при этом колеблется в пределах от 0,8 до 340 μ ($1 \mu = 1/1000$ мм). Как показали опыты, наиболее интенсивное лучеиспускание, т. е. превращение тепловой энергии в лучистую и обратно, происходит для абсолютно черного тела.

Стефан и Больцман доказали, что энергия, излученная каждым m^2 излучающего тела с температурой $T_{абс}$, пропорциональна четвертой степени этой температуры, т. е.

$$E_s = C_s T^4, \quad (67)$$

где C_s — коэффициенты лучеиспускания.

Для абсолютно черного тела $C_s = 4,9 \cdot 10^{-8}$ кал/м²ч °абс.

При таком значении C_s вся лучистая энергия превращается в теплоту. Для действительных тел не вся лучистая энергия превращается в теплоту; следовательно, $C_s < 4,9 \cdot 10^{-8}$. Если два тела действуют друг на друга излучением, то передача тепла происходит не только от более горячего тела к холодному, но и от холодного к горячему; результирующее количество тепла перейдет от горячего тела к холодному и будет равно

$$Q = C \cdot \psi \cdot R (T_1^4 - T_2^4), \quad (68)$$

где C — взаимный коэффициент лучеиспускания:

По исследованию Ройтлингера и Вамслера

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_s}} \quad (69)$$

где:

- C_1 — коэффициент лучеиспускания горячего тела,
- C_2 — коэффициент лучеиспускания холодного тела,
- C_s — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела,
- R — поверхность лучеиспускающего тела,
- φ — доля лучей падающих на лучевоспринимающее тело в долях единицы,
- T_1 — температура горячего тела в абсолютных градусах,
- T_2 — температура холодного тела в абсолютных градусах.

2. *Посредством соприкосновения горячей среды с холодной.* Механика процесса теплопередачи заключается в том, что при подобном соприкосновении создается температурный напор, таящий в себе собственное противоречие — стремление к уничтожению посредством передачи тепла от горячего тела к холодному и нагреванию, вследствие этого, холодного тела и охлаждению горячего.

Количество переданного тепла при этом, по Редтенбахеру, прямо пропорционально температурному напору и поверхности соприкосновения тел, т. е.

$$dQ = \alpha_1 dH (T_1 - T_2) \text{ кал/час.} \quad (70)$$

где:

- α_1 — коэффициент пропорциональности,
- dH — бесконечно малый элемент поверхности соприкосновения,
- $T_1 - T_2$ — соответствующий температурный напор.

При $dH = 1 \text{ м}^2$ и $T_1 - T_2 = 1^\circ$ $Q = \alpha$, т. е. коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплопередачи, равен количеству тепла, передаваемому в час соприкосновением 1 м^2 при разности температур в 1°Ц . Его наименование: кал/ $\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$. Зависит он от многих факторов: от свойства и формы поверхности нагрева, от температуры, от вида и скорости истечения, физических свойств горячего и холодного тел и т. д.

Очень многие исследователи производили сложные опыты по изучению коэффициентов теплопередачи, но до сих пор точных формул, связывающих значение коэффициента теплопередачи со всеми влияющими на него факторами, не найдено. Тем не менее имеющиеся приближенные формулы позволяют с достаточной для техники точностью определять значение коэффициента теплопередачи при различных факторах. Эгих формул и главным образом графических зависимостей, применительно к паровым котлам, выведенных Фр. Мюнцингером, мы коснемся ниже.

Теплопередача соприкосновением в свою очередь может осуществляться двояко:

а) Когда тепло распространяется от одного тела к другому (или от одной части тела к другой), причем частицы этих тел остаются по отношению друг к другу в состоянии покоя.

Такой способ теплопередачи соприкосновением называется *теплопередачей посредством проводимости*.

б) Когда тепло распространяется от одного тела к другому посредством свободного или принудительного движения частичек вещества.

Такой способ теплопередачи соприкосновением называется теплопередачей посредством конвекции.

Не останавливаясь подробно на вопросах теплопередачи вообще и в паровых котлах в частности, отсылаем читателя к соответствующим специальным руководствам, а далее изложим из области теплопередачи лишь то, что отвечает поставленной нами задаче — количественно и качественно оценить тепловые процессы, происходящие в паровом котле.

Очевидно, что передача тепла в паровом котле совершается всеми изложенными способами.

Излучающими телами в паровом котле являются: 1) накаливая поверхность слоя топлива; 2) накаливаемые и светящиеся газы, причем решающее значение для лучеиспускания последних имеет лучеиспускание водяного пара и углекислоты, как показывают исследования Шака; 3) раскаленные и светящиеся частицы топлива и шлаков, находящиеся во взвешенном состоянии в потоке газов; 4) раскаленные и светящиеся стенки топочной камеры.

От газов к стенкам паровых котлов тепло передается соприкосновением путем конвекции, от стенок к воде — путем проводимости, внутри воды — частично путем проводимости, а частично путем конвекции.

Таким образом, теплопередачу в паровых котлах с достаточной степенью точности можно подчинить двум законам: закону теплопередачи излучением, выраженному уравнением (68), и закону теплопередачи соприкосновением, выраженному уравнением (70).

В дальнейшем мы займемся конкретизацией этих законов применительно к паровым котлам и способов практического их применения к тепловому расчету. В целях четкости ведения расчета мы будем рассматривать явления теплопередачи в той последовательности, с какой они в действительности совершаются в паровых котлах, а именно: рассмотрим вначале излучение слоя топлива, газов в топочной камере, обмуровки и раскаленных частичек топлива. Эти процессы излучения тепла будем называть лучеиспусканием топочного пространства.

Затем рассмотрим теплопередачу после того, как газы вошли в соприкосновение с поверхностью нагрева, т. е. после того, как они вошли в первый пучок кипящих труб; при этом теплопередача будет совершаться соприкосновением и излучением газов.

Оценивая отдельно эти два способа теплопередачи газов после соприкосновения с поверхностью нагрева, мы, в целях удобства расчета, будем однако, сводить их к методологически общей математической зависимости, а именно к уравнению теплопередачи соприкосновением.

§ 14. ЛУЧЕИСПУСКАНИЕ ТОПОЧНОГО ПРОСТРАНСТВА¹⁾

а) Общая формула

Как показывает анализ формулы (68), количество переданного лучеиспусканием тепла зависит от:

- 1) физических и химических свойств лучеиспускающего тела (коэффициент C);
- 2) поверхности его R_m^2 ;
- 3) количества лучей его, падающих на лучевоспринимающее тело, определяемое угловым коэффициентом φ ;
- 4) температуры лучеиспускающего тела и
- 5) Температуры лучевоспринимающего тела.

Легко видеть, что, если не принять ряда допущений, то расчет лучеиспускания топки, вообще говоря, в виду исключительной сложности происходящих процессов, невозможен.

Действительно, физическая и химическая природа тел, участвующих в лучеиспускании в топке парового котла, крайне разнообразна; для любого конкретного случая соотношения, в которых находятся эти разнообразные тела, совершенно неодинаковы; температуры отдельных тел и каждого тела в различных своих частях также неодинаковы; наконец, поверхность этих тел, находящихся в движении и их геометрическое соотношение с поверхностью лучевосприимчивости представляют собой достаточно неопределенные величины.

Условия отражения и преломления лучей и разные длины волн их еще более умножают трудности расчета.

Для того, чтобы обойти эти трудности, принимается ряд допущений, значительно упрощающих оценку процесса лучеиспускания, а именно:

1. Допускается, что лучеиспускание газов твердых нагретых частиц в газах и слоя топлива является лучеиспусканием какого-то среднего (по физико-химическим свойствам) тела с одинаковой температурой во всех его частях.

Это лучеиспускание мы будем называть лучеиспусканием факела; температурой лучеиспускающего тела мы будем называть среднюю температуру факела T_φ .

2. Допускается, что от обмуровки происходит только однократное отражение лучей и что температура обмуровки во всех частях одинакова и равна T_3 .

3. Допускается, что интенсивность лучеиспускания одинакова во всех направлениях и что тепловые лучи подчиняются тем же законам, что и световые лучи.

4. Допускается, что величина φR_m , т. е. произведение поверхности лучеиспускающего тела на угловой коэффициент, опреде-

¹⁾ Расчет теплопередачи топчного пространства производится по методу Л. К. Рамзина, доложенному на Международном энергетическом съезде в июне 1930 г.

ляющий долю лучей, падающих на лучевоспринимающее тело, может быть заменена так называемой „эффективной поверхностью лучевосприятия“, т. е. поверхностью лучевоспринимающего тела, отнесенной к нормальному направлению лучей.

Приняв эти допущения, считая, что лучеиспускание подчиняется закону Стефана и Больцмана, и обозначая

$\sigma = 10^8$ С и $H_{\lambda} = \varphi R_{\lambda}$, лучеиспускание топочного пространства можем выразить формулой:

$$Q_{\lambda} = \sigma \cdot H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\phi} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (71)$$

где σ — суммарный коэффициент лучеиспускания для факела и обмуровки; температуры выражены в °Ц.

б) Определение эффективной поверхности лучевосприятия H_{λ}

Рассматривая явления лучеиспускания, главным образом для водотрубных котлов, нетрудно видеть, что при большом отношении l/d , т. е. длины трубки к диаметру, угол видимости топочного пространства из любой точки трубы соответствует величине плоскости угла, ограниченного крайними лучами, падающими в эту точку в плоскости, перпендикулярной к оси трубы, ибо угол видимости для плоскости, проходящей через ось, для всех точек очень близок к 180°.

Задача определения эффективной поверхности лучевосприятия благодаря этому сильно упрощается, превращаясь из задачи пространственной в плоскую.

Пусть имеем систему труб, изображенных на фиг. 3 в разрезе плоскостью, перпендикулярной к осям труб.

Для любой точки A любой трубы проведем радиус OAa , к которому проводим в точке A перпендикуляр, т. е. касательную к окружности трубы; очевидно, что для точки A угол видимости топочного пространства будет равен углу aAE .

Согласно закону Ламберта (см. фиг. 4) интенсивность лучеиспускания может быть выражена уравнением:

$$dQ = E_N \cos \alpha. \quad (72)$$

где E_N — интенсивность нормального лучеиспускания, т. е. интенсивность лучей, падающих нормально к поверхности;

α — угол, образуемый направлением луча в данной точке и направлением нормали к этой точке.

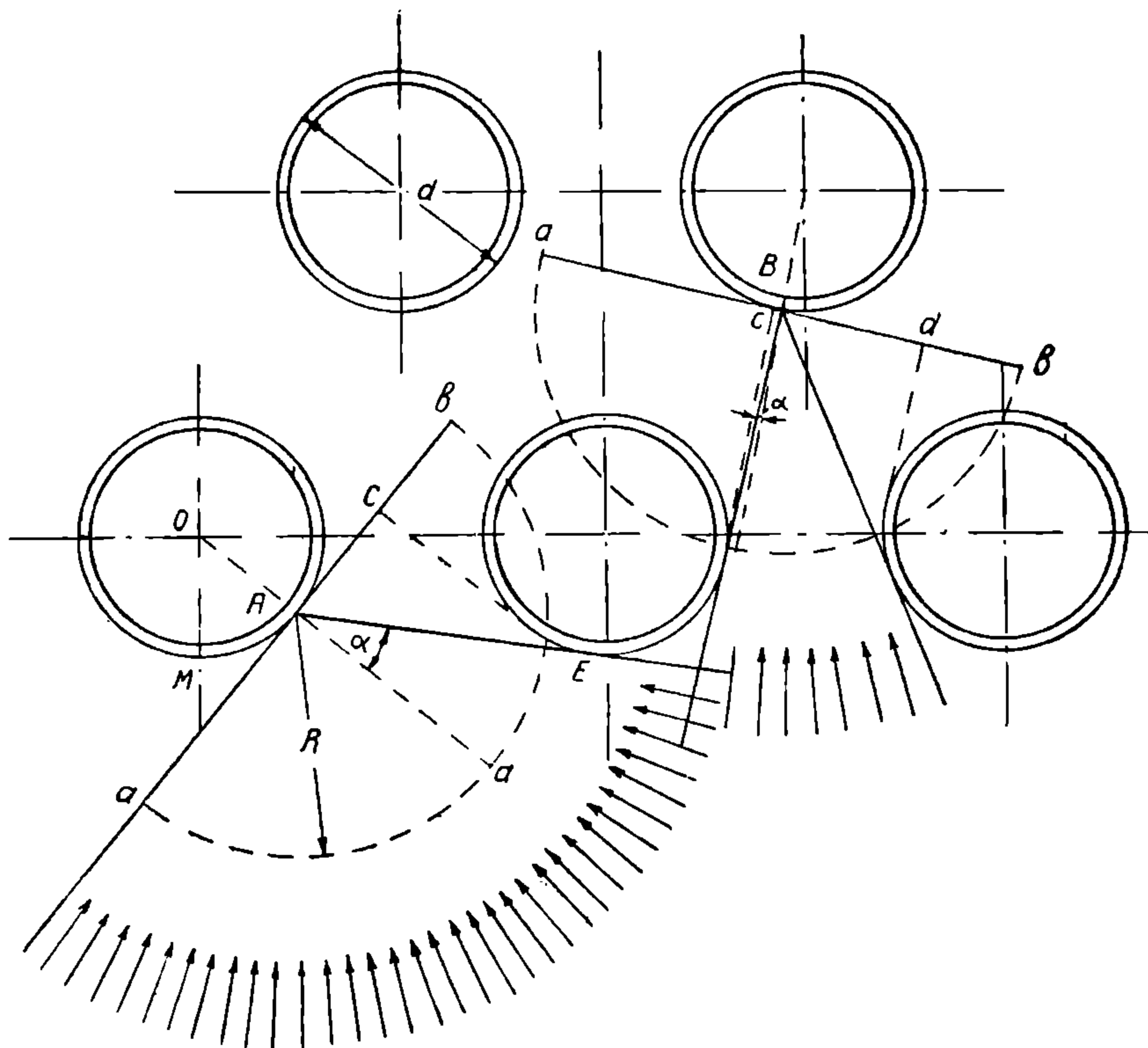
Для точки A (фиг. 3) нормалью служит радиус oA , а для луча AE — угол aAE равен углу α .

Очевидно, что количество тепла, воспринимаемое в точке A , определяется интенсивностью лучеиспускания в пределах угла aAE , т. е.

$$Q_{\lambda} = \int dQ = \int_0^{90} E_N \cos \alpha d\alpha + \int_0^{\alpha} E_N \cos \alpha d\alpha = E_N (1 + \sin \alpha) \quad (73)$$

Для точки вполне открытой, например для точки M с углом видимости лучей в 180° , эта же величина будет

$$Q_{180} = 2 \int_0^{90} E_N \cos \alpha d\alpha = 2E_N. \quad (74)$$



Фиг 3. Графический расчет лучейспускания на котельную трубку

Выражая отношение $\frac{Q_d}{Q_{180}}$ через φ_A и называя его угловым коэффициентом для точки A , находим из уравнений (73) и (74) его значение:

$$\varphi_A = \frac{E_N(1 + \sin \alpha)}{2E_N} = \frac{1 + \sin \alpha}{2} \quad (75)$$

Умножая числитель и знаменатель на произвольный радиус R , получаем:

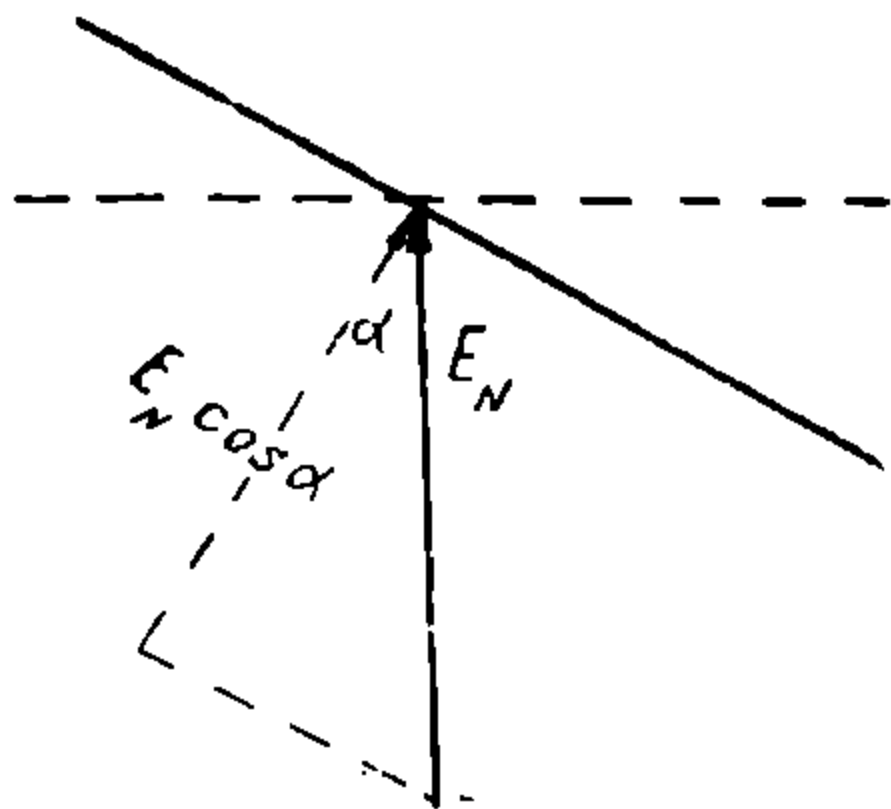
$$\varphi_A = \frac{R(1 + \sin \alpha)}{2R} = \frac{aA + Ac}{ab} = \frac{ac}{ab} \quad (76)$$

Как видно из фиг. 3, угловой коэффициент φ для любой точки трубы равен отношению проекции дуги угла видимости лучей

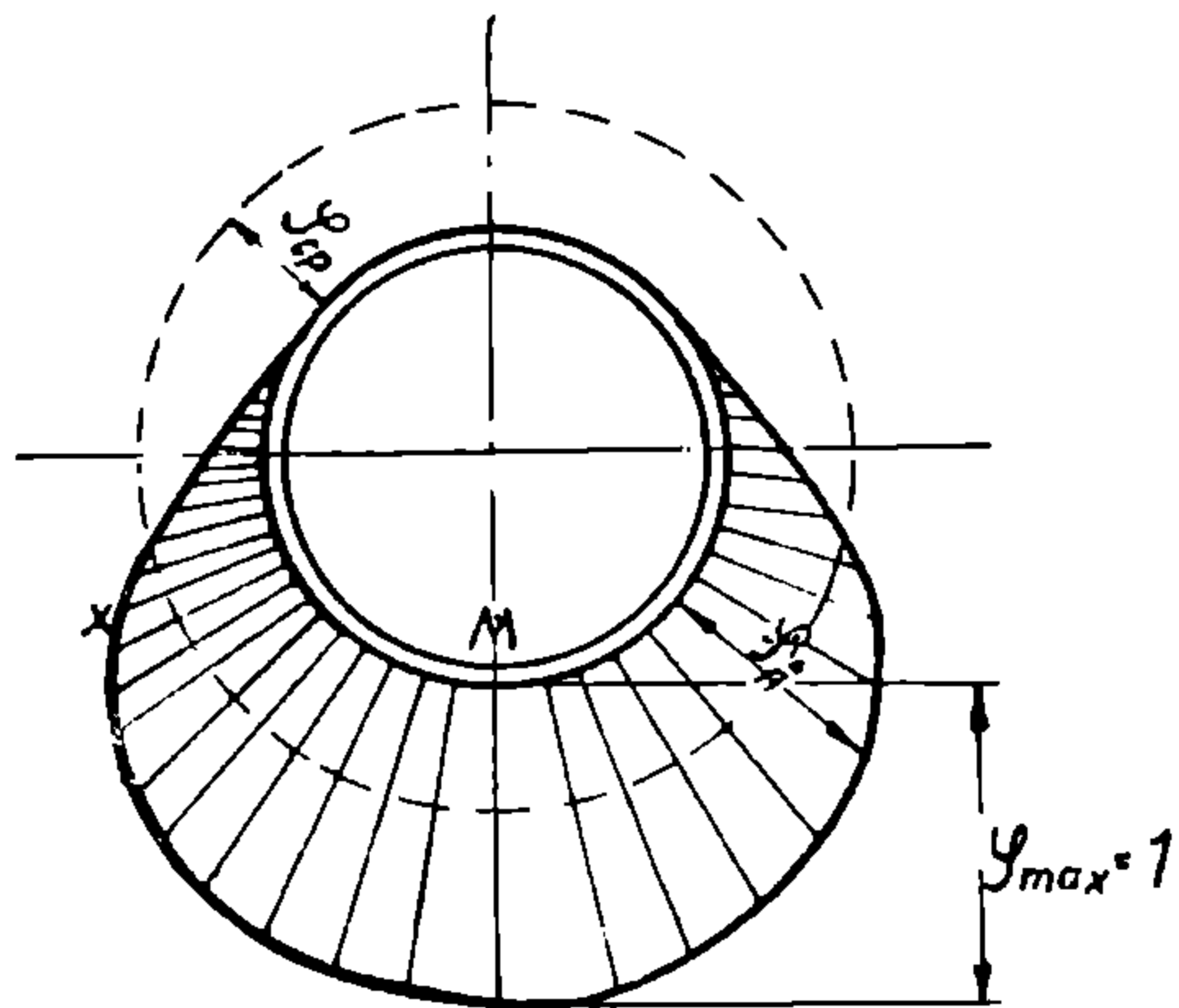
для этой точки на касательную к диаметру той же дуги, описанной произвольным радиусом из этой точки.

На основании этого определим эффективную поверхность лучевосприятия первого пучка водотрубного котла.

Сделав подобные построения для нескольких точек трубы и нанеся полученные значения φ в полярной диаграмме фиг. 5, мы получаем наглядную картину интенсивности лучевосприятия трубы.



Фиг. 4. Нормальная и действительная плотность лучистой теплоты на поверхности тела



Фиг. 5. Лучистая напряженность котельной трубки в полярной системе координат

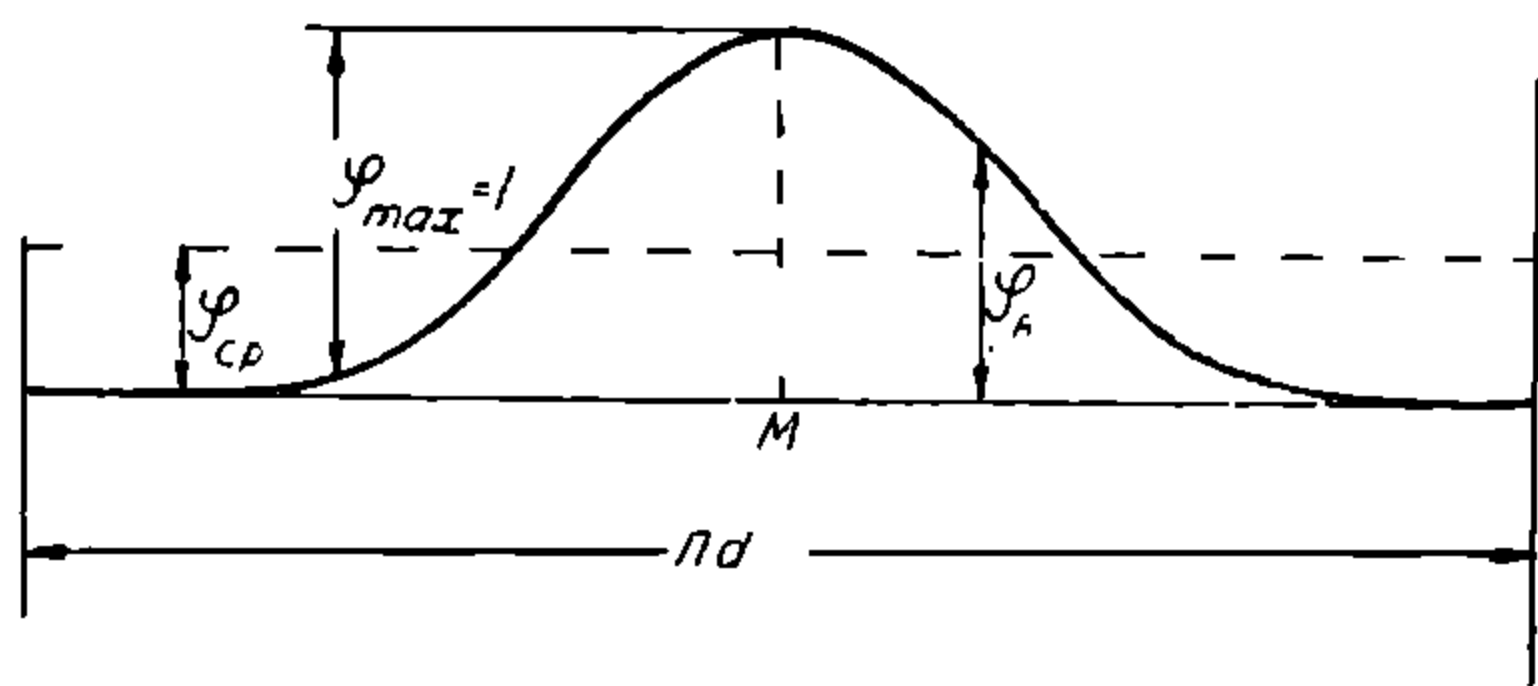
Эту же интенсивность можно выразить и в прямоугольных координатах, взяв за ось абсцисс длину окружности трубы, а за ось ординат — значение φ (фиг. 6). Максимальное лучевосприятие мы имеем в точке M , где $\varphi = 1$, откуда значение убывает до нуля; на известном протяжении, видимом из фиг. 5 часть трубы является нерабочей.

Если разделим площадь синусоиды на длину окружности трубы πd , то получим средний угловой коэффициент для полной поверхности трубы φ_{cp} ; следовательно, эффективная поверхность лучевосприятия рассматриваемой трубы будет равна:

$$H'_a = \varphi_{cp} \pi dL, \quad (77)$$

где L — длина трубы в метрах.

Значение φ_{cp} получается различным в зависимости от диаметра трубы, расстояния между трубами S и от расположения труб по отношению к топке (т. е. 1-й, 2-й или 3-й ряды, и т. д.).



Фиг. 6. Лучистая напряженность котельной трубки в прямоугольной системе координат

Из формулы (77) заключаем, что на 1 м длины трубы приходится эффективной поверхности лучевосприятия:

$$h'_{\lambda} = \varphi_{cp} \pi d \quad (78)$$

Сумма $\Sigma \varphi_{cp} \pi d$ для всех рядов дает суммарную эффективную поверхность лучевосприятия на 1 м² длины пучка.

$$\Sigma \varphi_{cp} \pi d = H''_{\lambda} \quad (79)$$

Разделим обе части уравнения (79) на шаг труб (т. е. расстояние между трубами) S и частное обозначим через X , тогда:

$$X = \frac{\Sigma \pi d \varphi_{cp}}{S} = \frac{H''_{\lambda}}{S} \quad (80)$$

откуда эффективная поверхность лучевосприятия пучка на 1 м² длины

$$H''_{\lambda} = x s \quad (80a)$$

Для пучка труб длиной L и числом труб в ряду n эффективная поверхность лучевосприятия пучка:

$$H''_{\lambda} = x \cdot s \cdot n \cdot L,$$

но так как $S \cdot n = b$ — ширине пучка, то

$$H''_{\lambda} = x \cdot b \cdot L \quad (81)$$

Ширина пучка b и длина его L — величины вполне определенные для различных конструкций и поверхностей нагрева котла; при конструировании новых котлов их выбор всецело находится в руках конструктора, в соответствии с требованиями теплового расчета.

Задача сводится, следовательно, к нахождению X , но решение этой задачи не составляет особенного труда; для этого необходимо и достаточно произвести построение фиг. 3, 5 и 6 для труб всех рядов первого пучка, для чего достаточно знать их диаметр и шаг в глубину и ширину, определить для каждого ряда значение φ_{cp} , найти далее для всех рядов $\Sigma \pi d \varphi_{cp}$ и, наконец,

$$x = \frac{\Sigma \pi d \varphi_{cp}}{S}$$

Как показывает произведенный подсчет для котлов Бабкок и Вилькокс, Стирлинга и Гарбе с диаметрами труб 102, 82,5 и 60 мм, значения всех названных величин могут быть выражены в виде таблицы 9, из которой видно, что значения коэффициента X близки к единице для котлов Бабкок и Вилькокс и типа Стирлинга уже при шести рядах, а для котла Гарбе — при четырех рядах равно 0,9.

На основании этого с достаточной для практики точностью для современных котлов с шахматным расположением и для котлов Бабкок и Вилькокс можно принять $X = 1$, тогда

$$H''_{\lambda} = bL, \quad (82)$$

т. е. эффективная поверхность лучевосприятия пучка равна ширине пучка, умноженной на длину его (см. табл. 9 на стр. 76).

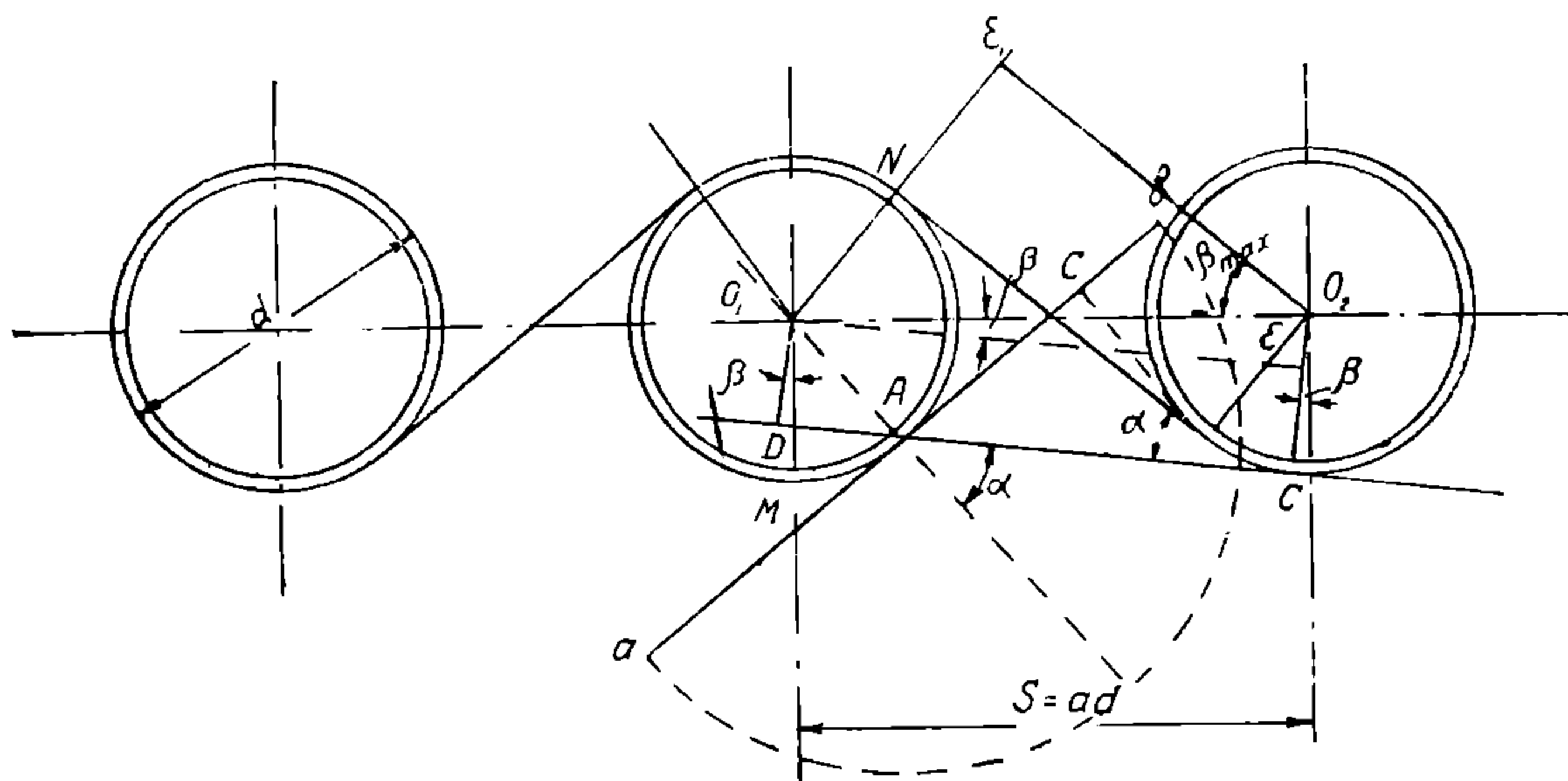
Для котлов с коридорным расположением труб можно принять

$$X = 0,9$$

тогда

$$H_{\lambda}^{\prime} = 0,9 \ bL. \quad (83)$$

Однако, как будет видно из дальнейших рассуждений, этой эффективной поверхности лучевосприятия может быть недостаточно для того, чтобы в полной мере использовать лучеиспускание топочного пространства и охладить газы до нужной температуры. Часто бывают необходимы (особенно в пылеугольных



Фиг. 7. Графический расчет лучеиспускания на трубку экрана

топках), так называемые, экраны, т. е. поверхности нагрева, располагаемые обычно в один ряд вдоль стен и на поду (над зольником) топки. Не останавливаясь сейчас на роли и работе экранов (это будет сделано ниже при расчете топки), мы на основании уравнения (75) свяжем эффективную поверхность лучевосприятия экрана с его геометрической поверхностью подобно тому, как это сделано уравнениями (82) и (83) для первого пучка труб.

Представим себе ряд труб экрана с диаметром d и шагом S (см. фиг. 7), где $S = ad$.

Для любой точки A , согласно уравнения (75),

$$\varphi_A = \frac{1 + \sin \alpha}{2} \quad (75)$$

где α — угол между крайним лучом, падающим в точку A , и нормалью в этой точке.

Из центра O_2 (фиг. 7) проведем нормаль к лучу AC и из центра O_1 проведем линию, параллельную нормали O_2S до

Тип котла	Бабкок и Вилькокс			Стирлинг			Гарбе		
Шаг S по ширине в мм	178			$\frac{133,5 + 171,5}{2} = 152,5$			$\frac{95 + 195}{2} = 145$		
Шаг t по глубине в мм	152			160			110		
По отдельным рядам	φ_{cp}	$\pi d \varphi_{cp}$	$\frac{\pi d \varphi_{cp}}{S}$	φ_{cp}	$\pi d \varphi_{cp}$	$\frac{\pi d \varphi_{cp}}{S}$	φ_{cp}	$\pi d \varphi_{cp}$	$\frac{\pi d \varphi_{cp}}{S}$
1-й ряд	0,407	130,3	0,732	0,409	106,1	0,696	0,417	78,5	0,542
2-й	0,096	30,7	0,172	0,110	28,5	0,187	0,169	31,9	0,220
3-й	0,032	10,3	0,058	0,036	9,3	0,061	0,067	12,6	0,087
4-й	0,007	2,4	0,013	0,015	3,9	0,026	0,034	6,5	0,045
5-й	0,004	1,4	0,008	0,006	1,6	0,010	—	—	—
6-й „	0,002	0,6	0,004	—	—	—	—	—	—
Для суммы рядов	—	$\Sigma \pi d \varphi_{cp}$	$\frac{\Sigma \pi d \varphi_{cp}}{S}$	—	$\Sigma \pi d \varphi_{cp}$	$\frac{\Sigma \pi d \varphi_{cp}}{S}$	—	$\Sigma \pi d \varphi_{cp}$	$\frac{\Sigma \pi d \varphi_{cp}}{S}$
1-го ряда	—	130,3	0,732	—	106,1	0,696	—	78,5	0,542
1—2	—	161,0	0,904	—	134,6	0,883	—	110,4	0,762
1—3	—	171,3	0,962	—	143,9	0,944	—	123,0	0,849
1—4	—	173,7	0,975	—	147,9	0,970	—	129,5	0,894
1—5	—	175,1	0,983	—	149,4	0,980	—	—	—
1—6	—	175,7	0,987	—	—	—	—	—	—

УДМУР
(ДИТ)

пересечения с продолжением луча CA в точке D . Тогда из $\triangle AO_1D$

$$\sin \alpha = \frac{O_1D}{O_1A} = \frac{O_1D}{r}, \quad (84)$$

где r — радиус трубы.

Из O_1 проведем линию, параллельную лучу AC до пересечения в точке E с нормалью OC ; угол O_1EC будет прямой; так как поэтому, $O_1D = CE$, то можно написать, что

$$O_1D = O_2C - O_2E = r - O_2E, \quad (85)$$

где r — радиус трубы.

Но из $\triangle O_2O_1E$:

$$O_2E = S \cdot \sin \beta = ad \sin \beta. \quad (86)$$

Следовательно, уравнение (85) переписется так:

$$O_1D = r - ad \sin \beta, \quad (85a)$$

а уравнение (84)

$$\sin \alpha = \frac{r - ad \sin \beta}{r} = 1 - 2a \sin \beta. \quad (84a)$$

Подставим значение $\sin \alpha$ из уравнения (84a) в уравнение (75); получаем:

$$\varphi_A = \frac{1 + 1 - 2a \sin \beta}{2} = 1 - a \sin \beta. \quad (87)$$

Уравнение (87) дает значение углового коэффициента в зависимости от отношения $\frac{S}{d}$ и угла β .

Нетрудно видеть, что угол β меняется в следующих пределах: при направлении луча CM $\beta = 0$ и $\varphi = 1$, при направлении луча CN на $\triangle O_1O_2E_1$

$$\sin \beta = \frac{O_1E_1}{O_1O_2} = \frac{d}{da} = \frac{1}{a}$$

и, следовательно,

$$\beta = \arcsin \frac{1}{a} \text{ и } \varphi = 0.$$

Среднее значение углового коэффициента

$$\begin{aligned} \varphi_{cp} &= \frac{\int_0^{\beta_{max}} \varphi d\beta}{\beta_{max}} = \frac{\int_0^{\arcsin \frac{1}{a}} (1 - a \sin \beta) d\beta}{\arcsin \frac{1}{a}} = \frac{\int_0^{\arcsin \frac{1}{a}} \alpha \beta - a \int_0^{\arcsin \frac{1}{a}} \sin \beta d\beta}{\arcsin \frac{1}{a}} = \\ &= \frac{\arcsin \frac{1}{a} + a \cos \left(\arcsin \frac{1}{a} \right) - a}{\arcsin \frac{1}{a}} \end{aligned} \quad (88)$$

Формула (88) дает значение углового коэффициента в функции от $a = \frac{S}{d}$.

Подсчитанное для различных a значение углового коэффициента представлено в таблице 11а.

Таблица 11а

$a = \frac{S}{d}$	1	1,2	1,4	1,6	2	2,5
φ_{cp}	0,363	0,454	0,472	0,481	0,484	0,49

т. е. с удалением трубок экрана друг от друга растет освещенность трубок, что, собственно, понятно и само собой, но одновременно с этим, несмотря на уменьшение поверхности нагрева экрана, растет площадь занимаемой им стенки, и мыслимо такое положение, когда при большом $a = \frac{S}{d}$, площади стенки может вовсе не хватить для размещения экрана.

Это наглядно видно из таблицы 12, где представлены данные таблицы 14а в пересчете на проценты, причем за 100% принято значение $a = 1$ и $\varphi_{cp} = 0,363$.

Таблица 12

$a = \frac{S}{d}$	100	120	140	160	200	250
$\varphi_{cp} \cdot (\%)$	100	122	130	133	134	135

Таким образом, наивыгоднейшая работа экрана получается при

$$a = \frac{S}{d} = 1,2,$$

так как при этом площадь, занимаемая экраном, выросла по сравнению с $a = 1$ на 20%, а угловой коэффициент — на 22%; но такое густое расположение труб неудобно при эксплуатации, уменьшая доступность труб и обмуровки для ремонта. Исходя из этого, рекомендуется при расчете экрана выбирать отношение $\frac{S}{d}$ в пределах от 1,6 до 2, и только в случае, если стенок обмуровки нехватает для размещения экрана, спускаться ниже.

Полная поверхность экрана, таким образом, связана с эффективной лучевоспринимающей его поверхностью следующим образом:

$$H_{л}^{\partial} = \varphi_{cp} H^{\partial}, \quad (89)$$

где полная поверхность экрана $H^{\partial} = \pi dL$,
где L — погонная длина всех труб экрана в топке.

НБ
УДУРТ
(ДІІТ)

Следовательно,

$$H_{\lambda^0} = \varphi_{cp} \pi dL, \quad (89a)$$

откуда

$$L = \frac{H_{\lambda^0}}{\varphi_{cp} \cdot \pi \cdot d} \quad (90)$$

Найдя способом, который будет указан ниже H_{λ^0} и задаваясь d и a , находят φ_{cp} , после чего определяют погонную длину экрана в топке; при конструировании топки эту длину соответственно размещают по стенкам в виде отдельных труб, придерживаясь принятых d и $\frac{S}{d}$.

в) Определение коэффициента лучеиспускания σ

Коэффициент лучеиспускания σ по уравнению (69)

$$\sigma = 10^8 \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_3}} \quad (69)$$

где c_1 — коэффициент лучеиспускания топки,
 c_2 — коэффициент лучеиспускания поверхности нагрева,
 c_3 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела.

Если бы излучающее тело было однородным, можно было бы на основании опытных данных задаться этими величинами и определить σ . Вследствие неоднородности излучающих тел, коэффициент лучеиспускания приходится подсчитывать более сложным путем.

Если исключить лучеиспускание поверхности решетки, что совпадает с истиной при газовом, нефтяном и пылеугольном отоплении и близко к истине при применении на решетках жирных углей, дающих непрозрачное пламя, то явления лучеиспускания в топке парового котла можно свести к следующему.

Газовый слой, граничащий непосредственно с лучевоспринимающей поверхностью, отдает ей непосредственно часть своей лучистой теплоты.

Другая часть лучей падает на обмуровку, отражаясь от которой переносит лучистую энергию на поверхность нагрева; часть этих лучей будет поглощена газовым слоем. Это количество тепла, поглощенное газовым слоем, должно соответствовать количеству лучистой энергии газа при температуре обмуровки, умноженному на коэффициент поглощения обмуровки a_3 , так как обмуровка испускает, как тело абсолютно серое в a_3 раза меньше лучей, чем газовый слой, который испускает лучи в том же количестве, что и абсолютно черное тело. Указанные явления не трудно выразить математически.

Установим обозначения, при которых нижний индекс будет означать лучеиспускающую поверхность, а верхний индекс — лучевоспринимающую.

Пусть поверхность нагрева (действительная), видящая топку равна F_1 , а ее абсолютная температура T_1 ;

Поверхность обмуровки топочного пространства F_3 , а ее абсолютная температура T_3 .

Тогда:

φ'''_1 — угловой коэффициент поверхности нагрева по отношению к обмуровке или топочному объему (что то же),

φ'_3 — угловой коэффициент обмуровки по отношению к поверхности нагрева,

σ'_{ϕ} — коэффициент лучеиспускания факела на поверхность нагрева,

σ'''_{ϕ} — коэффициент лучеиспускания факела на обмуровку.

Очевидно, что эффективная поверхность лучевосприятая:

$$H_{\lambda} = \varphi'''_1 F_1 \pm \varphi'_3 F_3 \quad (91)$$

Откуда

$$\varphi_3 = \frac{H_{\lambda}}{F_3} = \omega, \quad (92)$$

где $\omega = \frac{\text{эффективная поверхность лучевосприятая}}{\text{поверхность обмуровки}}$

Определим количество лучистой теплоты, получаемой поверхностью нагрева:

1. Поверхность нагрева получает от газового слоя

$$\Delta Q'_{\phi} = \sigma'_{\phi} H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (93)$$

где T_{ϕ} — абсолютная температура факела.

2. Обмуровка получает от газа:

$$\Delta Q'''_{\phi} = \sigma'''_{\phi} \cdot F_3 \left[\left(\frac{T_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \quad (94)$$

3. Обмуровка посылает на поверхность нагрева:

$$\Delta Q'_3 = \sigma'_3 \varphi'_3 F_3 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (95)$$

4. Из этого количества по пути поглощается газами:

$$\Delta Q_a = \sigma_{\phi} a'_3 \varphi'_3 F_3 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (96)$$

5. В результате поверхность нагрева получает от обмуровки:

$$\Delta Q'_3 - \Delta Q_a = (\sigma'_3 - \sigma_{\phi} a'_3) F_3 \varphi'_3 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (97)$$

6. Поверхность нагрева всего получает тепла

$$Q_{\lambda} = \Delta Q'_{\phi} + \Delta Q'_{3} - \Delta Q_{a} = \sigma'_{\phi} H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] + (\sigma'_3 - \sigma_{\phi} a'_{3}) F_3 \varphi'_3 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (98)$$

При установившемся состоянии обмуровка отдает такое же количество тепла, какое получает от газа, считая (без особой погрешности), что потери на лучеиспускание кладки наружу компенсируются теплопередачей от газов к обмуровке соприкосновением. Поэтому можем приравнять (94) и (95); тогда получим:

$$\sigma'''_{cp} F_3 \left[\left(\frac{T_{cp}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] = \sigma_3 \varphi_3 F_3 \left[\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (99)$$

Из уравнения (99) находим:

$$\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 = \frac{\sigma'''_{\phi} \left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 + \omega \sigma'_3 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4}{\sigma'''_{\phi} + \omega \sigma'_3} \quad (100)$$

где $\omega = \varphi'_3$ согласно (92), откуда:

$$\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 = \frac{\sigma'''_{\phi} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right]}{\sigma_{\phi}''' + \omega \sigma_3} \quad (101)$$

Подставляя значения $\left(\frac{T_3}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4$ из уравнения (101) в уравнение (98) и произведя преобразования, получаем:

$$Q_{\lambda} = \left[\sigma'_{\phi} + \frac{\sigma'''_{\phi} (\sigma'_3 - \sigma_{\phi} a'_{3})}{\sigma'''_{\phi} + \omega \sigma_3} \right] H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (102)$$

Или, подставляя $a_{\phi} = \frac{\sigma_{\phi}}{4,9}$, после преобразований окончательно имеем:

$$Q_{\lambda} = \left(\sigma'_{\phi} + \frac{1 - a_{\phi}}{\frac{1}{\sigma_3} + \frac{\omega}{\sigma'''_{\phi}}} \right) H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (103)$$

В уравнении (103) σ_{ϕ} выражает влияние на лучеиспускание факела:

$\frac{1 - a_{\phi}}{\frac{1}{\sigma} + \frac{\omega}{\sigma'''_{\phi}}}$ — выражает влияние на лучеиспускание обмуровки

Обозначив

$$\sigma'_{\phi} + \frac{1 - a_{\phi}}{\frac{1}{\sigma'_3} + \frac{\omega}{\sigma'''_{\phi}}} = \sigma_b, \quad (104)$$

получаем:

$$Q_{\lambda} = \sigma_b H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (101)$$

где σ_{ϕ} — видимый коэффициент лучеиспускания.

По опытным данным:

$$\sigma'_{\phi} = 0,98 \sigma_{\phi}, \quad (102)$$

где σ_{ϕ} — коэффициент лучеиспускания факела.

$$\frac{1}{\sigma'_3} = 0,23 \quad (102a)$$

и

$$\sigma'''_{\phi} = 0,9 \sigma_{\phi} \quad (102b)$$

Подставляя эти значения в (104), получаем:

$$\sigma_b = 0,98 \sigma_{\phi} + \frac{1 - a_{\phi}}{0,23 + \frac{\omega}{0,9 \sigma_{\phi}}}, \quad (105)$$

где σ_{ϕ} — коэффициент лучеиспускания факела:

$$a_{\phi} = \frac{\sigma_{\phi}}{4,9}.$$

$$\omega = \frac{H_{\lambda}}{F_3} = \frac{\text{лучевоспринимающая поверхность}}{\text{поверхность обмуровки}}$$

Подсчитанные значения σ_b по формуле (105) представлены на таблице 12а и диаграммах фиг. 8 и 9.

Проанализируем формулу (105):

1. При совершенно прозрачном газе $\sigma_{\phi} = 0$ и $\sigma_b = 0$ лучеиспускание топочного пространства отсутствует.

2. При $a_{\phi} = 1$, т. е. при абсолютно черном газе, $\sigma_{\phi} = 4,9$.

Таблица 12а

σ_{ϕ}	0,3	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	4,9
= 0	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
0,1	1,86	2,49	3,33	3,78	4,07	4,23	4,39	4,61	4,8
0,3	0,99	1,49	2,41	3,01	3,44	3,81	4,09	4,50	4,8
0,5	0,74	1,16	2,01	2,63	3,12	3,54	3,89	4,41	4,8
1,0	0,53	0,86	1,58	2,19	2,72	3,17	3,59	4,27	4,8
∞	0,29	0,49	0,98	1,47	1,96	2,45	2,94	3,92	4,8

$$\sigma_b = 0,98 \sigma_{\phi} = 0,98 \cdot 4,9 = 0,485.$$

Обмуровка не влияет на лучеиспускание.

УДУНТ
(ДІІТ)

3. При полном отсутствии обмуровки $\omega = \infty$,

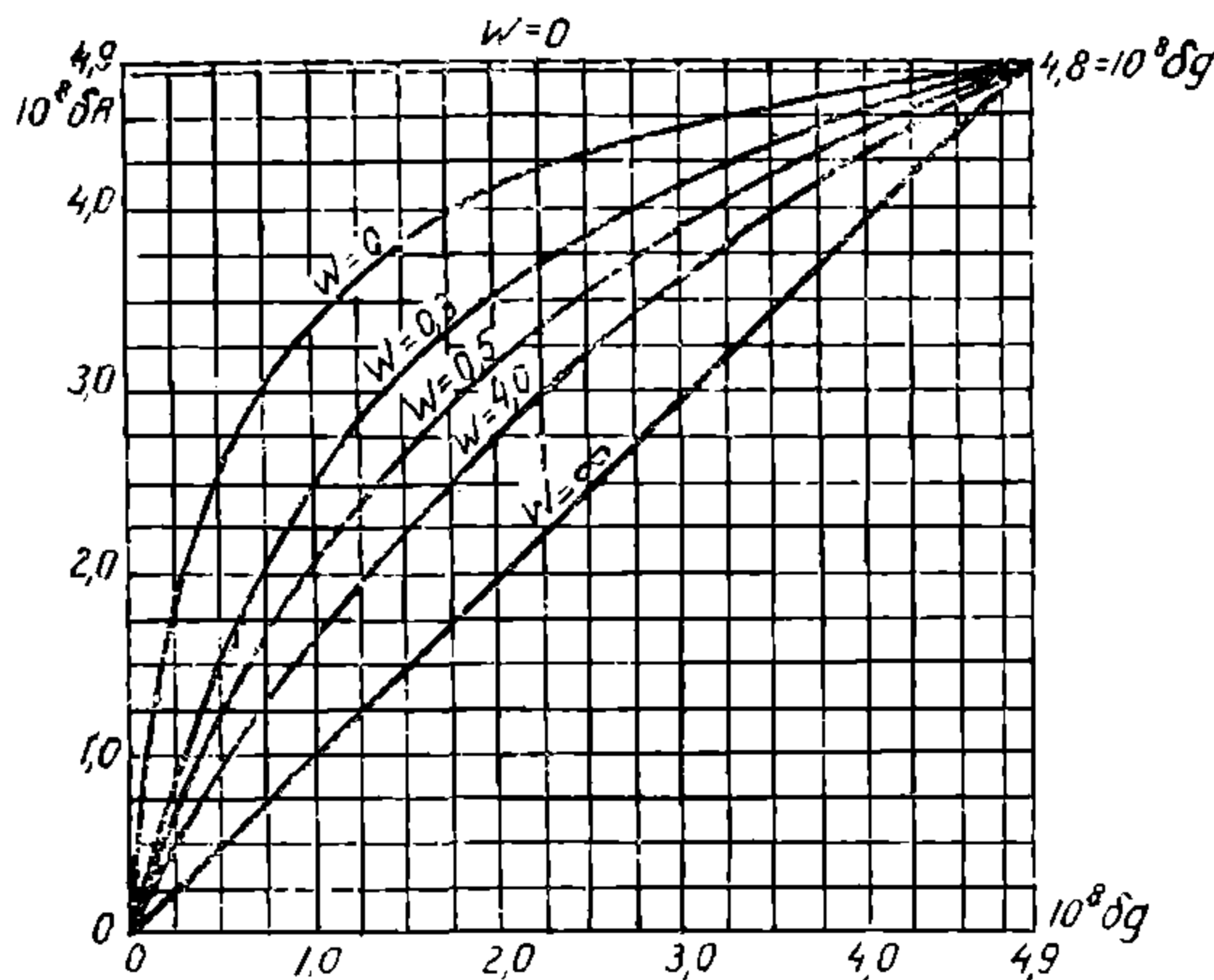
$$\sigma_s = 0,98 \sigma_{\phi}.$$

4. При бесконечно развитой обмуровки $\omega = 0$,

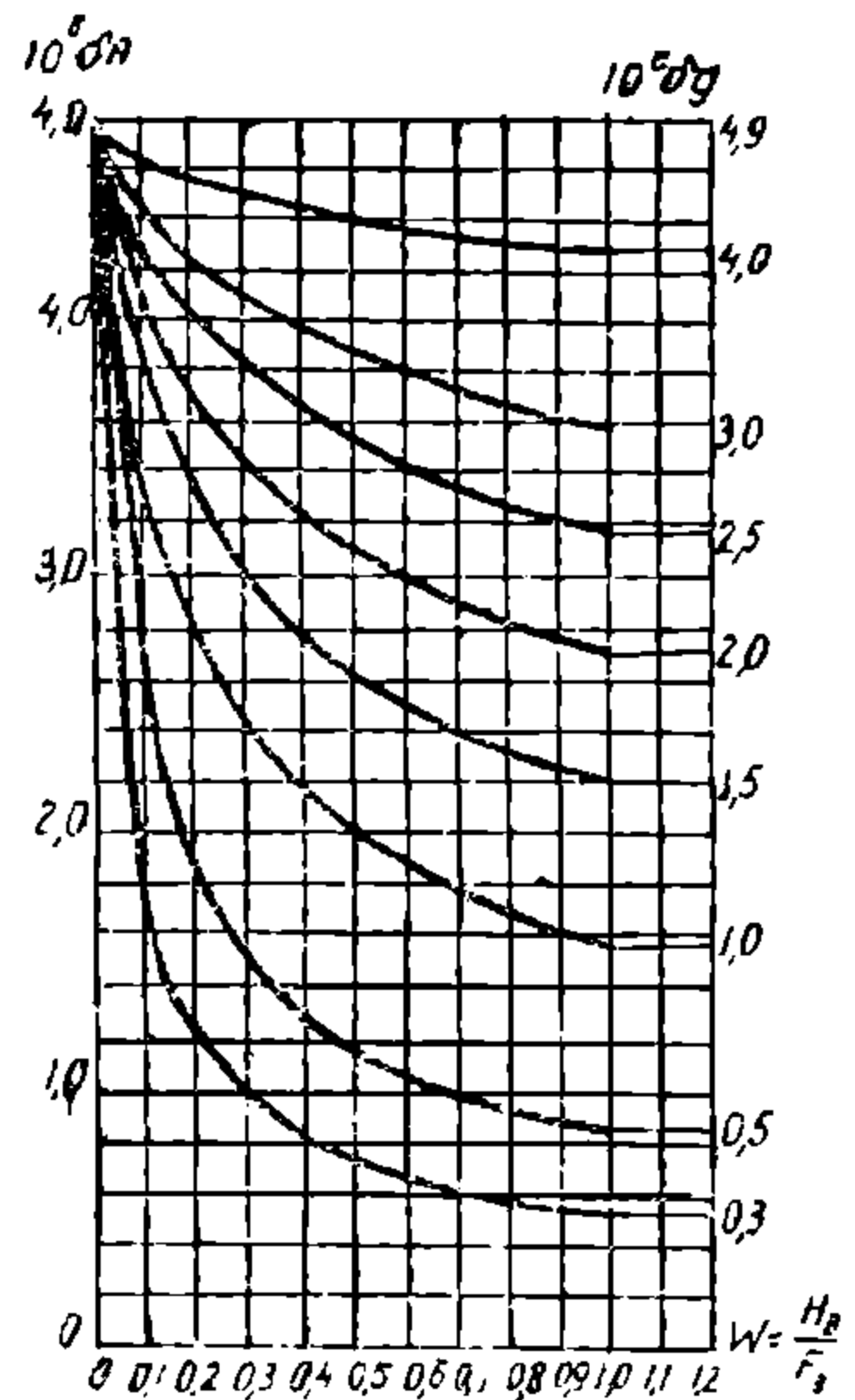
$$\sigma_s = 0,98 \sigma_{\phi} + 4,35 (1 - a_{\phi}).$$

Исходя из этого, можно сделать следующие выводы:

1. Видимый коэффициент лучеиспускания всегда выше, чем коэффициент лучеиспускания факела на поверхность нагрева $\sigma_s > \sigma_{\phi}$, т. е. наличие обмуровки увеличивает лучеиспускание.



Фиг. 8



Фиг. 9

Суммарный коэффициент лучеиспускания в зависимости от коэффициента лучеиспускания факела

2. Видимый коэффициент лучеиспускания быстро увеличивается с уменьшением ω , т. е. с увеличением обмуровки.

3. Интенсивность лучеиспускания, при прочих равных условиях, растет с увеличением коэффициента лучеиспускания факела σ_{ϕ} .

4. С усилением экранирования топки увеличивается ω ; поэтому теплопоглощение 1 м^2 лучевоспринимающих поверхностей будет быстро падать не только вследствие понижения средней температуры факела, но и в результате уменьшения σ_s .

При определении коэффициента лучеиспускания надлежит задаться величинами ω и σ_{ϕ} .

Для ω можно принять:

при наличии экранов . 0,3 — 0,5 для пылеугольных топок, нефтяных и газовых
0,5 — 1,0 для механических топок

при отсутствии экранов 0,1 — 0,3 для пылеугольных, нефтяных
и газовых топок
0,3 — 0,5 для механических топок

Для σ_{ϕ} можно принять:

для антрацита	1,5 — 2,0	при сжигании в виде пыли
	2,0 — 2,5	при сжигании на решетке
для нежирных углей (га- зовый, тощий) и газо- вого топлива	2,5 — 3,0	при сжигании в виде пыли и на решетках
для жирных углей, мазута	4,0 — 4,5,	

после чего по таблице 12 или по диаграммам 8 и 9 определить видимый коэффициент лучеиспускания σ_{ϕ} , входящий в основную формулу лучеиспускания:

$$Q_{\lambda} = \sigma_{\phi} N_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \quad (101)$$

г) Определение средней температуры факела T_{ϕ}

С достаточным для практики приближением можно считать температуру факела по горизонтальным плоскостям постоянной для каждой из плоскостей.

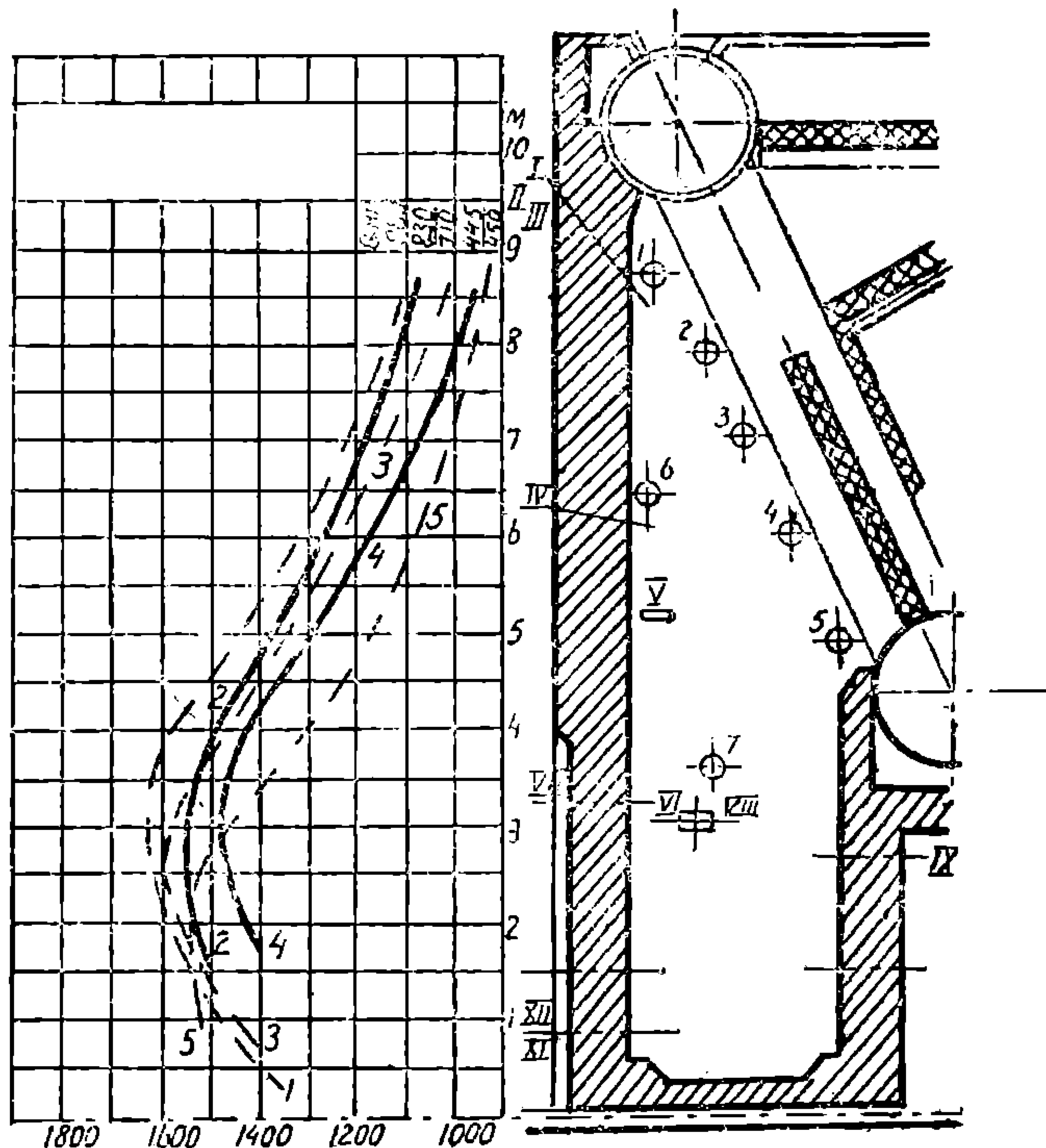
Совершенно иное имеет место по мере движения факела снизу вверх.

В начале движения факела происходит сгорание газов (летучих частей топлива) и пыли (в пылевидной топке) и энергичное выделение, вследствие этого, тепла; одновременно происходит лучеиспускание факела, но значительно медленнее, чем процесс тепловыделения. Вследствие этого, разумеется, если правильно сконструирована топка, температура по высоте растет. Вырастая до какой-то максимальной величины, которая может быть определена только совместным решением уравнения горения и лучеиспускания, температура факела, далее, под влиянием дальнейшего лучеиспускания, начинает падать, так как тепловыделение либо вовсе прекращается, либо происходит уже в незначительных размерах. Падение температуры при этом происходит почти по закону прямой линии; температура достигает наименьшего значения непосредственно перед первым рядом кипятельных труб.

Кривая изменения температуры факела нефтяной топки, составленная на основе экспериментальных исследований, представлена на фиг. 10. Кривая эта целиком подтверждает высказанные выше соображения об изменении температур в топке. К сожалению, в настоящее время максимальная температура в топке не может быть определена теоретическим путем — совместным решением уравнений горения и лучеиспускания, ввиду неразработанности этого вопроса.

Приходится поэтому определять эту температуру приближенно на основании уравнения теплового баланса топки и некоторых опытных коэффициентов

Среднюю же температуру топочного пространства, опять - таки в силу невозможности при современном уровне наших знаний связать тепловыделение с лучеиспусканием, придется вычислять как среднюю между максимальной температурой и минимальной,



Фиг. 10. Кривая изменения температуры факела по его длине

т. е. перед первым рядом труб. Как показывает фиг. 10, изменение температуры от максимума происходит почти по прямой линии; поэтому такое определение для практических целей будет достаточно точным.

Так как в формулу (101) лучеиспускания входит T_{ϕ}^4 , мы будем непосредственно определять среднее значение четвертых степеней максимальной и минимальной температур в целях большей точности расчета, т. е.

$$T_{\phi}^4 = \frac{T'_m{}^4 + T''_m{}^4}{2}, \quad (106)$$

где T'_m — максимальная температура в топке в абс. градусах,
 T''_m — минимальная температура в топке в абс. градусах.

Уравнение теплового баланса топки напишется так:

$$Q_H^p + \alpha_m V_0 C_0 t_0 + C_m t_m = V_{nc} + C_{nc} T_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5^m \dots (107)$$

где T_2 — теоретическая температура горения, равная температуре газов в °Ц, а все остальные величины взяты из теплового баланса, причем, согласно таблице 8, $Q_{5m} = 0,5 Q_5$

Левая часть уравнения (107) выражает приход тепла; правая часть — расход: на тепло газов (1-й член) и потери топки.

Уравнение (106) можно переписать так:

$$V_{nc} C_{nc} T_2 = Q_H^p (1 - q_3 - q_4 - q_5^m) + \alpha_m V_0 C_0 t_0 + C_m t_m, (107a)$$

где q_3 , q_4 и q_5^m выражено в в % от Q_H^p , откуда

$$T_2 = \frac{Q_H^p (1 - q_3 + q_4 - q_5^m) + \alpha_m V_0 C_0 t_0 + C_m t_m}{V_{nc} (A^m + B^m T_2)} (108)$$

(температура выражена в °Ц).

Числитель нам известен на основании составленного выше теплового баланса; V_{nc} , A^m и B^m по данным таблицы 4 и уравнение (107) относительно T_2 решаем либо путем подбора, либо составлением квадратного уравнения.

Если бы сгорание было мгновенным, то наблюдаемая максимальная температура в топке была бы равна найденной по уравнению 107 температуре горения. Но так как в действительности сгорание не мгновенное и за то время, которое длится сгорание и тепловыделение, происходит лучеиспускание, действительная максимальная температура топки T_m не достигает теоретической температуры сгорания T_2 , причем имеет место соотношение:

$$T'_m = \tau T_2, (109)$$

где τ — некоторый коэффициент, всегда меньший единицы.

T'_m и T_2 — выражены в °Ц.

Значение τ будет тем ближе к единице, чем быстрее сгорание, т. е. чем больше коэффициент избытка воздуха, это — с одной стороны, а с другой — чем в топливе больше летучих, чем тоньше помол при пылевидном топливе и чем меньше лучеиспускание, т. е. лучевоспринимающая поверхность.

На основании многочисленных опытов Теплотехнического Института в качестве первого приближения значения τ сведены в таблицу 13.

Таблица 13

Топливо	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
Мазут	0,78	0,83	0,90	—	—
Порошок каменных и бурых углей	0,78	0,81	0,84	0,88	0,92
Антрацит порошковый	0,70	0,71	0,74	0,78	—

Находя по уравнению (107) T_2 , и выбирая по таблице 13 τ , находим максимальную температуру в топке T'_m по формуле (108).

Что же касается температуры газов перед входом их в пучок труб, то при расчете ею необходимо задаться, руководствуясь следующими соображениями

Роль этой температуры T''_m в работе парового котла очень велика.

Во-первых, она показывает, в какой мере использована лучистая теплота и дает тот геометрический и температурный передел в котле, за которым начинается, главным образом, теплопередача соприкосновением. Этим самым эта температура регулирует собой величину эффективной поверхности лучевосприятия, являясь сильным орудием в руках конструктора для проектирования топчного устройства и поверхности нагрева его.

Во-вторых, она определяет поведение факела, обмуровки и первых рядов кипяtilьных труб. Так, при очень высокой температуре возможно заплавление шлаком кипяtilьных труб и наличие высокой средней температуры топки, в результате чего может иметь место разрушение обмуровки и пр.

В-третьих, при данной скорости газов в первом газоходе она определяет собой поверхность соприкосновения, т. е. поверхность нагрева первого пучка, так как температура газов до перегревателя обычно наперед задается в определенных пределах.

Из изложенного ясно, насколько должен быть серьезным и ответственным выбор этой температуры.

Теоретически температура перед паровым пучком труб T''_m должна быть доведена до предела, ниже которого теплопередача соприкосновением становится выгоднее, чем теплопередача лучеиспусканием. Этот предел нетрудно найти, решая совместно уравнения теплопередачи соприкосновением и лучеиспусканием. Относя величину отдаваемого тепла к 1 м^2 поверхности, напишем эти два уравнения:

$$Q_s = c (T^4 - t^4)$$

$$Q_c = k (T - t'),$$

где K — суммарный коэффициент теплопередачи соприкосновением (его значение выясняется ниже),

t — температура стенки,

t' — температура воды в котле.

Остальные обозначения — прежние.

Совместное решение этих уравнений дает:

$$c (T^4 - t^4) = k (T - t) \quad . (110)$$

Уравнение (110) решаем в целях ускорения графически выбирая средние для котельных установок значения входящих величин, а именно

$$C = 4 \cdot 10^{-3} \text{ (согласно таблицы 12),}$$

$$t' = 500^\circ \text{ абс.}$$

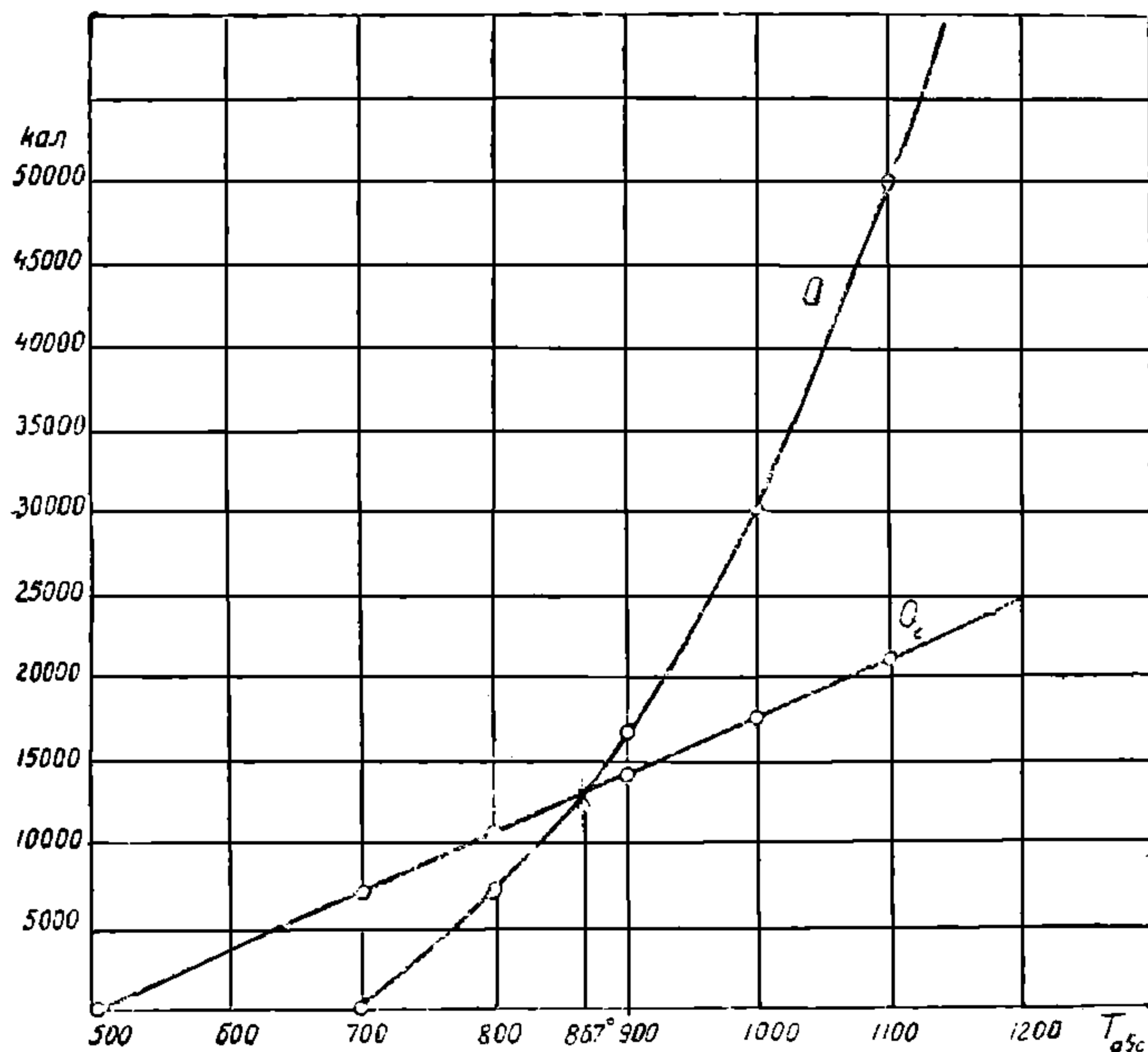
$t = 700^\circ$ абс., т. е. превышение температуры стенки над температурой воды $\Delta t = 200^\circ$.

Коэффициент теплопередачи соприкосновением находим по Мюнцингеру.

В среднем для скорости газов $W = 6$ м/сек.,

$$k = 35 \text{ кал/час м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц.}$$

Графическое решение уравнения (110) представлено на фиг.11, из которой видно, что при принятых средних данных искомым пределом температуры является $T = 867^\circ$ абс. или $t \cong 600^\circ\text{Ц.}$



Фиг. 11. Графическое определение температурного предела лучеиспускания

Разумеется, практически такого низкого предела температуры перед первым пучком труб допустить нельзя по следующим причинам:

1. Как было указано выше, температура газов перед перегревателем, расположенным во втором дымоходе, задается наперед. По существующему опыту работы паровых котлов наивыгоднейшая температура газов перед перегревателем колеблется в пределах от 650 до 750°Ц. Следовательно, при охлаждении газов в топке до найденного теоретического предела 600°Ц. не только не будет достигнута наивыгоднейшая температура газов перед перегревателем, но и вообще не будет достигнута такая температура газов, при которой можно было бы осуществить нужный перегрев, так как охлаждение газов в первом пучке происходит не менее

чем на 200° , а температура перегрева в современных котлах обычно бывает 400°C ; в лучшем случае поверхность пароперегревателя получилась бы колоссальной.

2. Хотя в правильно сконструированной топке процесс горения должен заканчиваться задолго до поступления газов в первый пучок, и, следовательно, температура газов перед первым пучком труб не должна, как будто, влиять на процесс горения, тем не менее эта температура известным образом связана с интенсивностью горения и тепловыделения: во-первых, она, влияя на среднюю температуру факела, участвует в создании тепловой обстановки в топке, необходимой для процесса горения. Слишком сильное снижение температуры перед первым пучком, т. е. сильное охлаждение топки, может повести к тому, что горения не будет вовсе, тем более, что сильно экранированная топка является плохим аккумулятором тепла (практика знает случаи, когда пыль АШ в сильно экранированной топке не загорелась вовсе); во-вторых, в топке после процесса сгорания довольно часто происходит в области высоких температур процесс диссоциации CO_2 , т. е. разложения на CO и $\frac{1}{2} \text{O}_2$; обратное соединение этих частиц требует определенного времени и температуры порядка $900—1000^{\circ}\text{C}$. Если охладить газы до температуры 600°C , то, разумеется, процесс диссоциации не будет локализован и увеличатся тепловые потери котла как за счет содержания в газах CO , так и за счет отложения аморфного углерода (сажи) на трубах, сопровождающего процесс диссоциации.

Изложенные причины показывают, что, пренебрегая сравнительно незначительным преимуществом теплопередачи лучеиспусканием в пределах $700—800^{\circ}\text{C}$ (см. фиг. 11), нижним пределом охлаждения газов в обычных котлах следует считать температуру порядка 900°C .

Чтобы сделать надежной работу топки в смысле полноты сгорания, этот нижний предел можно взять, однако, лишь для углей с большим содержанием летучих (бурые и каменные угли), а также для мазута и нефти.

По мере продвижения к тощим углям и, особенно, антрацитам, этот нижний предел должен повышаться, причем для антрацитов могут быть названы в качестве нижних пределов такие температуры, как 1000°C при сжигании на решетках и 1100°C при сжигании в виде пыли, так как в последнем случае горение твердого остатка (кокса) происходит при движении частичек в топочной камере и их догорание перед первым пучком труб вполне вероятно.

Верхним пределом температуры газов перед первым пучком следует считать температуру размягчения шлаков топлива, так как при значении температуры газов перед первым пучком больше, чем температура размягчения, первые ряды труб будут заплавляться шлаками, что недопустимо.

Температура размягчения шлаков представлена на табл. V (в конце книги). Изложенное позволяет наметить годные для

применения на практике пределы температуры газов перед первым пучком труб T'_m для различных топлив. Эти температуры приведены в таблице 14.

Определив по формуле (108) и (109) T_m и задавшись по таблице 14 T'_m в °Ц, переводим эти температуры в абсолютные, и по формуле (106) находим четвертую степень средней температуры факела и самую температуру факела.

Таблица 14

Топливо	Содержание летучих $L_2\%$	Температура T''_m °Ц
Торф	50—60	900
Бурый уголь	40—60	900
Подмосковный уголь	30—50	950
Донецкий уголь:		
длиннопламенный	47	950
газовый	36—47	950
ПЖ	20—36	1000
ПС	13—20	1000
флотский	17—32	1000
тощий	10—15	1050
антрацит	2,7—7,7	1100
Мазут	—	900
Газовое топливо	—	900

Что касается температуры лучевоспринимающего тела T_1 , входящего в формулу (101), то в паровых котлах ее роль играет температура стенки кипяtilьных и экранных труб.

Четвертая степень этой температуры, по сравнению с четвертой степенью температуры факела, величина очень малая; поэтому точное ее определение для расчета не представляет необходимости и особенного интереса. По данным Кирша, при толщине стенки в 2 мм и толщине накипи в 0,002 мм превышение температуры стенки над температурой воды в котле составляет, примерно, $\Delta t = 222^\circ$; для обычных и средних давлений температура воды в котле $t_n = 200^\circ\text{Ц}$. Следовательно абсолютная температура стенки:

$$T_1 = t_n + \Delta t + 273 = 200 + 222 + 273 \cong 700^\circ \text{ абс.}$$

При всех расчетах лучеиспускания и можно принимать эту температуру стенки.

д) Расчет лучеиспускания топочного пространства

После того как нами выяснена физическая сторона процесса лучеиспускания в топке парового котла, его математическое выражение и численные параметры, уже не составляет труда определить методологию расчета и произвести самый расчет лучеиспускания.

Исходным пунктом этого расчета является температура газов перед первым пучком труб T''_m . Как указано выше, эта температура определяет собой величину лучеиспускания.

Задавшись этой температурой, мы даем определенное задание осуществить при расчете и конструировании котла определенную отдачу лучистой теплоты поверхности нагрева.

Считая состав газов в топке постоянным, что очень близко к истине, так как в топке, работающей обычно при разрежении в 1—2 мм в. с., присос практически равен нулю, мы можем написать, что величина лучистой теплоты при температуре горения T_2 (по уравнению 108) и температуре газов перед первым пучком труб T''_m (по таблице 14) будет:

$$Q_{\lambda} = B [V_{nc} C_{nc} T_2 - V_{nc} C''_{nc} T''_m] = \\ = V_{nc} B [(A^m + B^m T_2) T_2 - (A^m + B^m T''_m) T''_m] \text{ кал/кг,} \quad (111)$$

где приняты все прежние обозначения, температуры выражены в °Ц и все величины нам известны.

Приравнявая уравнение (111) к уравнению (101), получаем:

$$B V_{nc} [(A^m + B^m T_2) T_2 - (A^m + B^m T''_m) T''_m] = \\ = \sigma_{\phi} H_{\lambda} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right], \quad (112)$$

откуда

$$H_{\lambda} = \frac{B \cdot V_{nc} [(A^m + B^m T_2) T_2 - (A^m + B^m T''_m) T''_m]}{\sigma_{\phi} \left[\left(\frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right]}$$

В правой части формулы (113)

V_{nc} , A^m и B^m — берем из таблицы 4 для топки,

T_2 определяем по уравнению (108),

T''_m задаемся по таблице 14,

T_{ϕ}^4 определяем по формуле (106),

$T_1 = 700^{\circ}$ абс.,

σ_{ϕ} находим в таблице 12, задавшись ω и σ_{ϕ} по приведенным данным.

Таким образом определяем H_{λ} .

После того как котел рассчитан весь и, исходя из расчета теплопередачи соприкосновением, определились размеры его первого пучка — ширина пучка и длина труб, — по формуле (82) или

(83) находим лучевоспринимающую поверхность пучка H_n^n . При этом возможны три случая:

1. $H_n^n < H_n$.
2. $H_n^n = H_n$.
3. $H_n^n > H_n$.

В первом случае необходим экран, причем эффективная лучевоспринимающая поверхность экрана составит

$$H_n^e = H_n - H_n^n \quad . (114)$$

Задавшись далее отношением $a = \frac{s}{d}$, по таблице 10 определяем угловой коэффициент φ_{cp} для экрана и, пользуясь уравнением (89), находим полную поверхность экрана H_n^e и, задавшись его диаметром d (таким же, как для кипяtilьных труб), определяем погонную длину трубок экрана L по формуле (90).

Распределение экранной поверхности в топке производится при конструировании топочного пространства.

Во втором случае экранная поверхность не нужна, и заданное охлаждение газов в топке может быть достигнуто работой эффективной лучевоспринимающей поверхности первого пучка.

В третьем случае часть лучевоспринимающей поверхности первого пучка, во избежание слишком сильного охлаждения газов и топки, должна быть заслонена кирпичными сводами от факела и зеркала горения.

Должна быть оставлена видящей топку часть эффективной поверхности экрана, равная H_n и должна быть закрыта от действия лучистой теплоты часть поверхности

$$H_n^z = H_n^n - H_n \quad . (115)$$

Таким образом, предложенный метод расчета дает не только путь для определения лучеиспускания топки, но и надежный критерий для решения вопроса о том, нужны ли экранные поверхности для каждого конкретного случая и в каких именно размерах.

Пример 10. Расчитать лучеиспускание топочного пространства для сжигания в виде пыли угля марки ДО, согласно данных, рассчитанных в примерах 7, 8 и 9.

1. По формуле (108) и данным сводных таблиц теплового баланса (пример 9) и продуктов сгорания (пример 8) определяем теоретическую температуру горения:

$$\begin{aligned} T &= \frac{5450 (1 - 0,01 - 0,03 - 0,01^1) + 380}{7,45 (0,3168 + 0,0000379T_2)} = \\ &= \frac{746}{0,3168 + 0,0000379T_2} \end{aligned}$$

¹⁾ $q_5 = 2\%$; $q_5^m = 0,5$ $q_5 = 1\%$.

на основании чего составляем квадратное уравнение:

$$0,0000379 T_2^2 + 0,3168 T_2 - 748 = 0,$$

откуда

$$T_2 = \frac{0,3168 \pm \sqrt{0,3168^2 + 4 \cdot 746 \cdot 0,0000379}}{2 \cdot 0,0000379} = 1920^\circ\text{Ц}$$

2. По таблице 13 коэффициент τ для нашего случая

$$\tau = 0,81$$

Следовательно, максимальная температура топки:

$$T''_m = 0,81 \cdot 1920 = 1550^\circ\text{Ц}.$$

В абсолютных градусах

$$T'_m = 1550 + 273 = 1823^\circ \text{ абс.}$$

3. Температурой газов перед первым пучком труб задаемся согласно табл. 14. Для угля D

$$T''_m = 950^\circ\text{Ц}$$

в абсолютных градусах

$$T_m = 950 + 273 = 1223^\circ \text{ абс.}$$

4. Четвертую степень средней температуры факела определяем по уравнению (106)

$$\begin{aligned} T_\phi &= \frac{1823^4 + 1223^4}{2} = \frac{1,823^4 + 1,223^4}{2} 10^{12} = \\ &= 6,675 \cdot 10^{12} = 66750 \cdot 10^8. \end{aligned}$$

5. Количество теплоты, отданной посредством лучеиспускания топки в час, находим по уравнению (111), таблице продуктов сгорания (пример 8) и п. IV примера 8.

$$\begin{aligned} Q_{\text{час}} &= 8172 \cdot 7,45 [(0,3168 + 0,0000379 \cdot 1920)1920 - (0,3168 + \\ &+ 0,0000379 \cdot 950)950] = 8172 \cdot 7,45 (0,3898 \cdot 1920 - 0,3528 \cdot 950) = \\ &= 8172 \cdot 7,45 \cdot 412 = 25014492 \text{ кал/час} \end{aligned}$$

или 1 кг топлива

$$Q_{\text{л}} = \frac{25014492}{8172} = 3061 \text{ кг/кг,}$$

что составляет от всего переданного котлу количества тепла

$$q_{\text{л}} = \frac{3061 \cdot 100}{4807} = 64\%.$$

УДМУНТ
(ДИТ)

6. Задаемся отношением $\omega = \frac{H_a}{F_3} = 0,5$; коэффициент лучеиспускания факела по приведенным данным выбираем

$$\sigma_{\phi} = 3,0;$$

тогда по таблице 12 видимый коэффициент лучеиспускания будет

$$\sigma_s = 3,89.$$

7. По формуле (113) определяем эффективную поверхность лучевосприятия:

$$\begin{aligned} H_a &= \frac{25014492}{3,89 \left(\frac{66750 \cdot 10^8}{10^8} - \frac{7^4 \cdot 10^8}{10^8} \right)} = \\ &= \frac{25014492}{3,89(66750 - 2400)} = 100 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

8. По данным выполненных конструкций для котла „Ганомаг“ $D = 56$ т/час

$$H_a^n = vL = 28 \text{ м}^2.$$

Следовательно, согласно (114) эффективная поверхность экрана

$$H_a^e = 100 - 28 = 72 \text{ м}^2.$$

Задавшись для экрана отношением:

$$\alpha = \frac{s}{d} = 2,$$

по таблице 11_a находим: $\varphi_{cp} = 0,484$, откуда полная поверхность экрана

$$H_n^e = \frac{72}{0,484} = 148,5 \text{ м}^2.$$

Погонная длина всех трубок экрана при диаметре труб $d = 83$ мм:

$$L = \frac{H_n^e}{\pi d} = \frac{148,5}{\pi \cdot 0,083} = 570 \text{ пог. м.}$$

§ 15. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА СОПРИКОСНОВЕНИЕМ

а) Коэффициент теплопередачи

Общая формула теплопередачи соприкосновением от горячего тела к холодному

$$dQ = \alpha dH(T_1 - T_2) \text{ кал/час,} \quad (70)$$

где α — коэффициент теплопередачи от горячего тела к холодному в кал/час м² °Ц,

НБ
УДМУНТ
(ДИПТ)

dH — бесконечно малый элемент поверхности соприкосновения в m^2 ,

$T_1 - T_2$ — разность температур холодного и горячего тела (температурный напор).

При теплопередаче соприкосновением в паровых котлах путь, проходимый теплом, в самом общем случае следующий: газы — слой наружного загрязнения труб — стенки труб — слой внутреннего загрязнения труб — вода; каждый из этих слоев имеет свой коэффициент теплопередачи и в формуле (70) значение коэффициента теплопередачи α приобретает какое-то суммарное значение, обозначаемое через K . Тогда формула (70) приобретает вид:

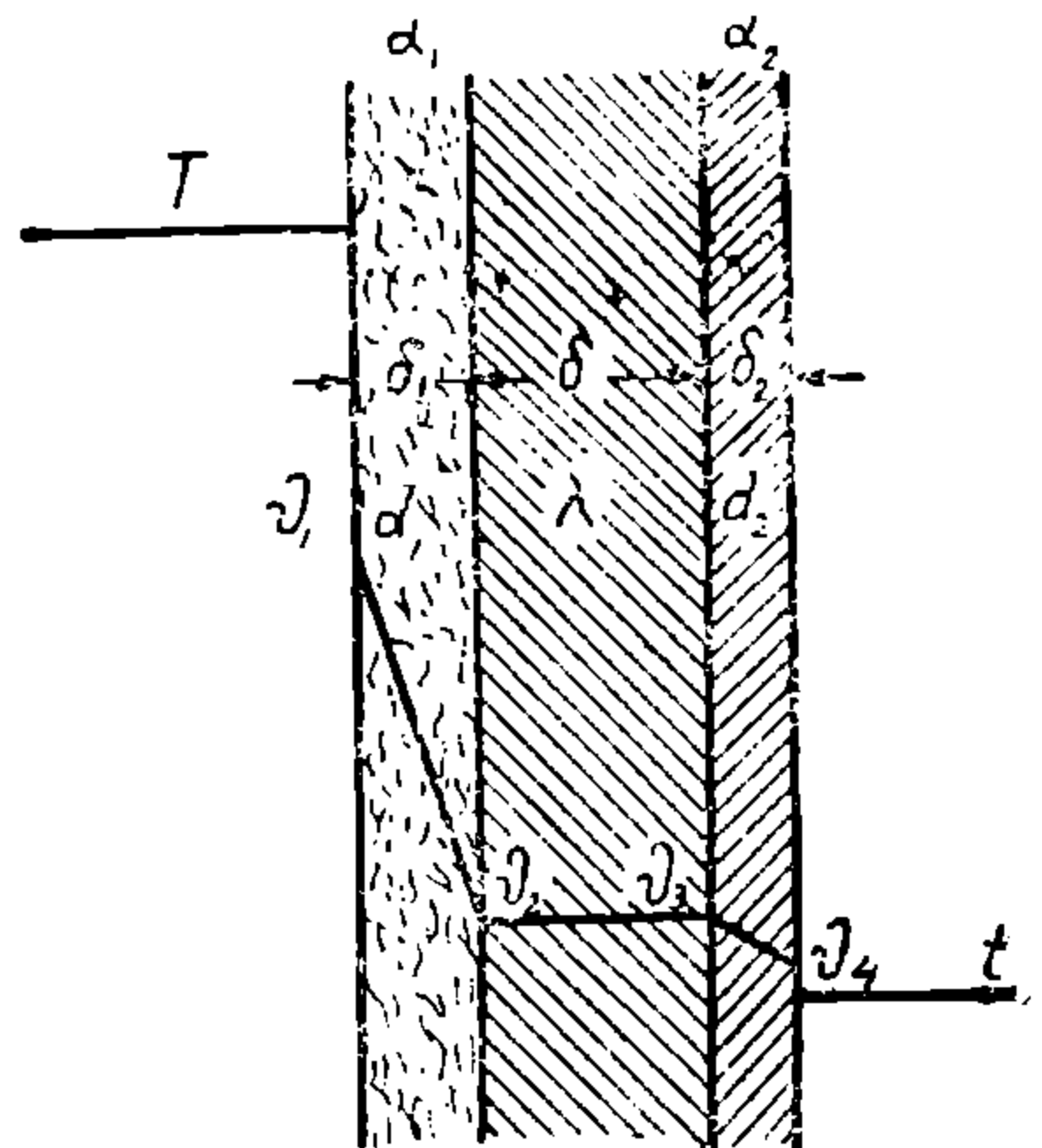
$$dQ = kdH(T - t), \quad (115)$$

где t — температура воды в котле.

Схема прохождения тепла от газов к воде через стенку, покрытую снаружи слоем сажи и изнутри слоем накипи, схематически может быть представлена в виде фиг. 12.

Обозначим через

- α_1 — коэффициент теплопередачи между газами и стенкой трубы,
- α — коэффициент теплопередачи между стенкой трубы и водой,
- δ_1 — толщину слоя сажи,
- λ_1 — коэффициент теплопроводности сажи,
- δ и λ — то же для стенки трубы,
- δ_2 и λ_2 — то же для слоя накипи,
- T — температура газов,
- ϑ — температура наружной части слоя сажи,
- ϑ — температура внутренней части слоя сажи (она же температура наружной части стенки),
- ϑ_3 — температура внутренней части стенки (она же температура наружной части накипи),
- ϑ — температура внутренней части накипи,
- t — температура воды в трубке.



Фиг. 12. Схема теплопередачи соприкосновением через загрязненную стенку

Тогда коэффициент теплопередачи:

для сажи $\frac{\lambda_1}{\delta_1}$,

для стенки $\frac{\lambda}{\delta}$,

для накипи $\frac{\lambda}{\delta_2}$.

При установившемся режиме можем составить такие уравнения для количества протекающего тепла dQ через поверхность нагрева dH :

$$\left. \begin{aligned} dQ &= \alpha_1 dH (T - \vartheta_1) \\ dQ &= \frac{\lambda_1}{\delta_1} dH (\vartheta_1 - \vartheta_2) \\ dQ &= \frac{\lambda}{\delta} dH (\vartheta_2 - \vartheta_3) \\ dQ &= \frac{\lambda_2}{\delta_2} dH (\vartheta_3 - \vartheta_4) \\ dQ &= \alpha_2 dH (\vartheta_4 - t) \end{aligned} \right\} \quad (116)$$

Уравнение (116) можем переписать так:

$$\left. \begin{aligned} T - \vartheta_1 &= \frac{1}{\alpha_1} \frac{dQ}{dH} \\ \vartheta_1 - \vartheta_2 &= \frac{\delta_1}{\lambda_1} \frac{dQ}{dH} \\ \vartheta_2 - \vartheta_3 &= \frac{\delta}{\lambda} \frac{dQ}{dH} \\ \vartheta_3 - \vartheta_4 &= \frac{\delta_2}{\lambda_2} \frac{dQ}{dH} \\ \vartheta_4 - t &= \frac{1}{\alpha_2} \frac{dQ}{dH} \end{aligned} \right\} \quad (116a)$$

Складывая почленно обе стороны равенства и произведя преобразования, получим:

$$T - t = \frac{dQ}{dH} \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \quad (117)$$

или

$$dQ = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} dH (T - t) \quad (118)$$

Сопоставляя уравнения (118) и (115), находим значение

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (119)$$

Таблица 15

Название материала	Коэффициент теплопроводности кал/м ² °Ц час	Название материала	Коэффициент теплопроводности кал/м ² °Ц час
Литое железо .	40—60	Летучая зола . .	0,06—0,1
Литая сталь .	40—60	Котельная накипь . .	0,07—2,0
Чугун .	40—60	Слой смазки	0,1
Медь (красная) . .	260—340	Азбест .	0,180 при 200°
Медь (желтая) .	70—100	Кладка из полого кирпича .	0,27
Кладка .	0,35—0,45		

Значения коэффициентов теплопроводности различных материалов представлены на таблице 15. Однако, при проектировании котла можно исходить из нормальных и правильных условий по эксплуатации, при которых котел будет работать при практически чистых стенках, т. е. $\delta_1 = \delta_2 = 0$. При этом коэффициент теплопередачи примет значение:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (120)$$

Вследствие незначительной толщины стенки δ (0,003 — 0,01 м) величина $\frac{\delta}{\lambda}$ очень мала (для водяных труб котлов $\frac{\delta}{\lambda}$, примерно, от $\frac{1}{5000}$ до $\frac{1}{10000}$) в сравнении с $\frac{1}{\alpha_1}$ (равное от $\frac{1}{10}$ до $\frac{1}{60}$), этой величиной в пределах точности технических расчетов можно пренебречь; при этом коэффициент теплопередачи получает еще более простое выражение:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Значение α_2 для различных случаев в паровых котлах следующее:

для кипящей воды $\alpha_2 = 4000 — 6000$ кал/м² °Ц час,

для принудительно циркулирующей воды $\alpha_2 = 2000 — 4000$ кал/м² °Ц час,

для воды в состоянии покоя $\alpha_2 = 500 — 1000$ кал/м² °Ц час.

для перегретого пара по Нусельту и Греберу

$$\alpha_2 = 23,7 L^{-0,05} \cdot d^{-0,16} \cdot v^{0,79} \cdot \lambda^{0,21} (\gamma C_p)^{0,79} \text{ кал м}_2 \text{ °Ц час}$$

где

L — общая длина трубчатого змеевика в м,
 d — внутренний диаметр трубы в м,
 v — скорость пара в м/сек,
 λ — коэффициент теплопроводности водяного пара,

По Nutte $\lambda = 0,01405 (1 + 0,00369 t_{nc})$,

c_p — средняя теплоемкость водяного пара при постоянном давлении,

$c_p \gamma$ — удельный вес пара.

Для воздуха при средней разности температур воздуха на поверхности и наружного воздуха Δt_s

$$\alpha_2 = 3,0 + 0,08 \Delta t_s \text{ при } \Delta t_s < 10^\circ \text{Ц} \quad . (123)$$

$$\alpha_2 = 2,2 \sqrt[4]{\Delta t_s} \text{ при } \Delta t_s > 10^\circ \text{Ц} \quad (123a)$$

Из рассмотрения этих данных видно, что для кипятильных труб влияние α_2 на суммарный коэффициент теплопередачи k очень незначительно.

Решающее значение для K имеет величина коэффициента теплопередачи от газов к стенке α_1 .

Для пароперегревателя и воздушного экономайзера значение коэффициента α_2 играет большую роль и его обязательно надо учитывать.

Рассмотрим факторы, влияющие на величину коэффициента α_1 .

Согласно указания в конце § 12 о принятой нами методологии подсчета теплопередачи соприкосновением, совершенно очевидно, что теплопередача при соприкосновении газов совершается двояким образом: непосредственно соприкосновением газов и излучением газов и, поэтому коэффициент теплопередачи от газов к стенкам, состоит собственно из двух составляющих:

$$\alpha_1 = \alpha + \alpha_s, \quad . (124)$$

где α_s — коэффициент теплопередачи от собственно соприкосновения газов,

α — коэффициент теплопередачи только от излучения газов.

По новейшим данным Рейера значение коэффициента α_1 , при протекании газа в направлении, перпендикулярном к трубам, может быть выражено следующей формулой:

$$\alpha_1 = c \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w d \rho}{\mu} \right)^n \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час} \quad . (125)$$

где λ — коэффициент теплопроводности газа при средней температуре его и стенки трубы в кал/м² °Ц час,

ρ — плотность газа при средней температуре его и стенки трубы в кгсм²/м⁴,

μ — вязкость газа при средней температуре его и стенки трубы в кгсм/м²,

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

w — скорость газов в самом узком сечении между трубами в м/сек,
 d — диаметр трубы в м,
 c — постоянный коэффициент,
 $n = 0,654$ при параллельном расположении труб,
 $n = 0,69$ при шахматном расположении труб.

Величины λ , ρ и μ являются функцией температуры и состава дымовых газов и температуры стенки; c зависит от числа рядов труб.

По формулам, выведенным Нуссельтом и Гребером при протекании газов параллельно к трубам коэффициент α_s выражается так:

$$\alpha_s = 23,7 L^{-0,05} d^{-0,16} (w \cdot p)^{0,79} \lambda^{0,21} \cdot (\gamma_1 C_p)^{0,79} \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час} \quad (126)$$

где L — омываемая длина труб в м,
 d — диаметр труб в м,
 w — скорость газов в м/сек,
 p — давление газа в ата,
 λ — коэффициент теплопроводности газа при средней температуре газа и стенки,
 γ_1 — удельный вес газа при средней температуре газа и стенки трубы и давления 1 ата в кг/м³,
 C_p — абсолютная теплоемкость газа при постоянном давлении при средней температуре газа и трубы.

Анализируя формулы (124) и (125), не трудно заключить, что коэффициент теплопередачи в основном зависит от следующих факторов

- 1) геометрическое соотношение в расположении газа и труб (число рядов, расположение труб, длина труб, направление протекания газов по отношению к трубам);
- 2) состав газов;
- 3) температура дымовых газов и температура стенки;
- 4) скорость протекания газов.

Что касается коэффициента теплопередачи от излучения газов α_s , то он является функцией толщины слоя газов и количества в газах CO_2 и H_2O , так как именно последние являются излучаемыми телами, температуры газов и температуры стенок.

$$\alpha_s = \alpha_{s_{\text{CO}_2}} + \alpha_{s_{\text{H}_2\text{O}}} = f(P \delta \cdot T \cdot t)_{\text{CO}_2} + f(P \delta T \cdot t)_{\text{H}_2\text{O}} \quad (127)$$

б) Номограммы Мюнцингера для определения коэффициентов теплопередачи¹⁾

Крупнейший германский авторитет по паровым котлам, проф. Ф. Мюнцингер, на основе формул (121), (122), (124), (125), (126) и (127) составил ряд номограмм. Номограммы эти следующие:

¹⁾ Все упомянутые в настоящем разделе номограммы Мюнцингера помещены в конце книги.

Номограммы 1 и 2. Коэффициент теплопередачи соприкосновения α_s от газов к пучку труб в кал/м² °Ц час при параллельном (номограмма 1) или шахматном (номограмма 2) расположении труб и при протекании газов в направлении, перпендикулярном к трубам, в зависимости от температуры газов, температуры стенок труб, от рода газа, от скорости его, от диаметра труб и от числа рядов труб.

Эти номограммы составлены на основании формул (125) для давления газа 1 ата, что вполне соответствует давлению газа в паровых котлах. При пользовании номограммой температуру стенки следует брать, как указано в п. „г“ § 13, равной температуре воды 222°, т. е. для первого пучка труб примерно, 400°C, а для второго пучка — около 300°C.

Скорость газов в обычных пределах берут равной $W = 4-6$ м/сек.

Способ выбора наиболее выгоднейшей скорости газов в котле будет указан ниже (см. § 24) вместе с указанием способа определения наиболее выгоднейшей температуры уходящих газов. При расчете парового котла эту скорость необходимо определить до расчета теплопередачи (здесь она помещается после него только по методологическим соображениям); диаметр d труб берется на основе выполненных конструкций, в зависимости от типа котла; число рядов труб берется ориентировочно также на основании выполненных конструкций, что вполне допустимо, так как число рядов слабо влияет на коэффициент теплопередачи; температура газов — величина известная из уравнений теплового баланса.

Пользование номограммами ясно из примера, приводимого Мюнцингером.

Пример II. Требуется найти коэффициент теплопередачи соприкосновением α_s для параллельного и шахматного расположения труб при следующих данных:

Температура газов	. $T_2 = 1030^\circ\text{Ц}$
Температура стенок	. $t_{cm} = 265^\circ\text{Ц}$
Скорость газов	$W = 6$ м/сек.
Диаметр труб .	$d = 83$ мм
Число рядов	10
Топливо .	. Каменный уголь

Для параллельного расположения труб исходим из точки А, соответствующей $T_2 = 1030^\circ$; по вертикали поднимаемся до точки В на кривой $t_{cm} = 265^\circ$; по горизонтальной прямой идем до точки В₂ на кривой топлива; спускаемся вертикально до точки В₃ на кривой $W = 6$ м/сек; по горизонтали идем до точки В₄ на кривой $d = 80$; поднимаемся вертикально до точки В₅ на кривой, соответствующей 10 рядам труб, идя направо от точки, находим искомую величину: $\alpha_s = 22,6$ кал/м²°Ц час.

Для шахматного расположения труб, действуя совершенно аналогично, получаем: $\alpha_s = 31,5$ кал/м²°Ц час.

Таким образом с точки зрения эффективности работы поверхностей нагрева шахматное расположение труб наиболее выгодно при течении газов перпендикулярно к трубам. Правда, при этом повышается сопротивление котла и поэтому увеличивается необходимая сила тяги для котла, примерно в том же отношении, в каком растет и коэффициент теплопередачи.

Номограмма 3. Коэффициент теплопередачи соприкосновением α_0 от газов к пучку труб в кал/м² °Ц час при протекании газов в направлении параллельном трубам, в зависимости от температуры газов в °Ц, от температуры стенок труб в °Ц, от рода газов, от скорости их в м/сек, от диаметра и от длины труб.

Номограмма 3 построена тем же методом, что и номограммы 1 и 2, на основании формулы (126). При протекании газов в направлении, параллельном трубам, коэффициент теплопередачи не зависит от расположения труб; поэтому не дается номограмм отдельно для прямого, отдельно для шахматного расположения труб.

При расчете длина труб выбирается ориентировочно на основе выполненных конструкций.

В остальном все сказанное в отношении номограмм 1 и 2 относится и к номограмме 3. Способ пользования его тот же.

Пример 12. Для условий примера 11 при длине труб в 10 м определить коэффициент теплопередачи при параллельном трубам направлении движения газов.

Исходя из точки А (номограмма 3), идем последовательно в точки B_1, B_2, B_3, B_4 , находим в точке $C \alpha_0 = 12$ кал/м °Ц час.

В первом пучке кипятельных труб газы движутся смешанным путем, обычно сперва параллельно трубам, затем перпендикулярно к ним; поэтому действительный коэффициент теплопередачи при расчете следует выбирать как арифметическую среднюю величину между значением α_0 — при перпендикулярном к трубам движении и при значении α_0 — при параллельном трубам движении.

Во втором пучке во всех котлах газы движутся обычно параллельно трубам, за исключением конструкции котла Кестнер и Кестнер ЮМТ, в которых газы движутся во втором пучке перпендикулярно к трубам.

При конструировании трубчатых экономайзеров (водяных и воздушных) следует выбирать течение газов перпендикулярно к трубам в целях получения большого коэффициента теплопередачи и соответственного уменьшения поверхности нагрева.

Номограмма 4. Коэффициент теплопередачи излучением газов α_s для слоев CO_2 и H_2O в кал/м² °Ц час в зависимости от температуры газов °Ц, температуры стенок труб в °Ц и от произведения из парциального давления в ата на толщину слоя газов в мм.

Данная номограмма составлена на основании зависимости (127) по исследованиям Нуссельта, Шака и др.

Температура газов и температура стенки из предыдущего представляют собой известные величины.

Произведение из парциального давления на толщину слоя газа P_{δ} может быть найдено следующим образом.

Парциальное давление водяного пара может быть найдено либо с помощью вспомогательной номограммы (справа снизу) в зависимости от процентного содержания CO_2 в сухих газах, которое известно из расчета продуктов сгорания (см. § 3 и § 6) и от нижней также известной теплотворной способности топлива Q_H^p , либо по формуле (57):

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{вп}}}{V_{\text{нс}}}.$$

Аналогично парциальное давление углекислоты может быть найдено либо с помощью вспомогательной диаграммы (справа сверху), либо по формуле:

$$P_{\text{CO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{нс}}}. \quad (57a)$$

Толщина излучающего слоя газа δ находится по формуле, указанной в верхнем правом углу номограммы; величина шага берется из таблицы в зависимости от выбранной конструкции котла.

Применение номограммы 4 таково. Вышеуказанным способом находится произведение P_{δ} , после чего от температуры газов (точка A), поднимаются вверх до кривой найденного значения P_{δ} (точка B_1); следуя отсюда по горизонтальной линии на вертикальной прямой в точке C_1 , находят значение величины φ — характеризующей способность данного тела к излучению в процентах от излучения абсолютно черного тела. От B_1 следует далее по вертикали до пересечения с кривой температуры стенки t_{cm} (точка B_2), откуда идут по горизонтальной линии до пересечения ее с кривой, соответствующей найденному значению φ (точка B_3).

Опуская из точки B_3 перпендикуляр на ось абсцисс, в точке C_2 находят коэффициент от излучения углекислоты.

Коэффициент от излучения водяного пара находится аналогично, с той лишь разницей, что значение парциального давления берется для водяного пара и соответствующие кривые расположены вниз от оси абсцисс.

Пример 13. Требуется найти значение коэффициента теплопередачи излучением для угля $Q_H^p = 6900$ кал/кг; при 14% CO_2 от объема сухих газов; при расстоянии между трубами $S = 185$ мм, диаметре труб $d = 83$ мм, температуре стенки трубы $t_{cm} = 265^\circ\text{C}$ и температуре газов $T_2 = 1030^\circ\text{C}$.

По вспомогательным диаграммам справа:

Парциальное давление углекислоты $P_{\text{CO}_2} = 0,13$ ата

Парциальное давление водяного пара $P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,06$ ата

По эскизу в кривом верхнем углу: $\delta = 185 \frac{83}{2} = 143,5$ мм.

Следовательно: для углекислоты $P_{\text{CO}_2} \delta = 0,13 \cdot 143,5 = 18,7$
для водяного пара $P_{\text{H}_2\text{O}} \delta = 0,06 \cdot 143,5 = 8,6$

По номограмме:

для углекислоты . $\varphi_{\text{CO}_2} = 6,55$
для водяного пара . $\varphi_{\text{H}_2\text{O}} = 2,75$

Следовательно: $(a_s)_{\text{CO}_2} = 11,9$ кал/м² °Ц час.
 $(a_s)_{\text{H}_2\text{O}} = 4,9$ кал/м² °Ц час.

Суммарно $a_s = 16,8$ кал/м² °Ц час.

После того как найдены α_b и α_s , по формуле (124) определяют α_1 .
Значение α_2 для воды приведено выше.

Для значения α_2 для перегретого пара служит номограмма 5.

Номограмма 5. Коэффициент теплопередачи α_2 от стенки труб к перегретому пару в кал/м² °Ц час в зависимости от давления пара в ата, его температуры в °Ц, длины трубчатого змеевика в м, внутреннего диаметра трубы в мм скорости пара в м/сек.

Рассматриваемая диаграмма составлена на основании уравнения (122), где λ , c_p и γ — функции состояния пара, т. е. P и t .

Давление пара известно из задания; температура пара берется средней для значения температур насыщенного и перегретого пара в зависимости от давления и задания, т. е.

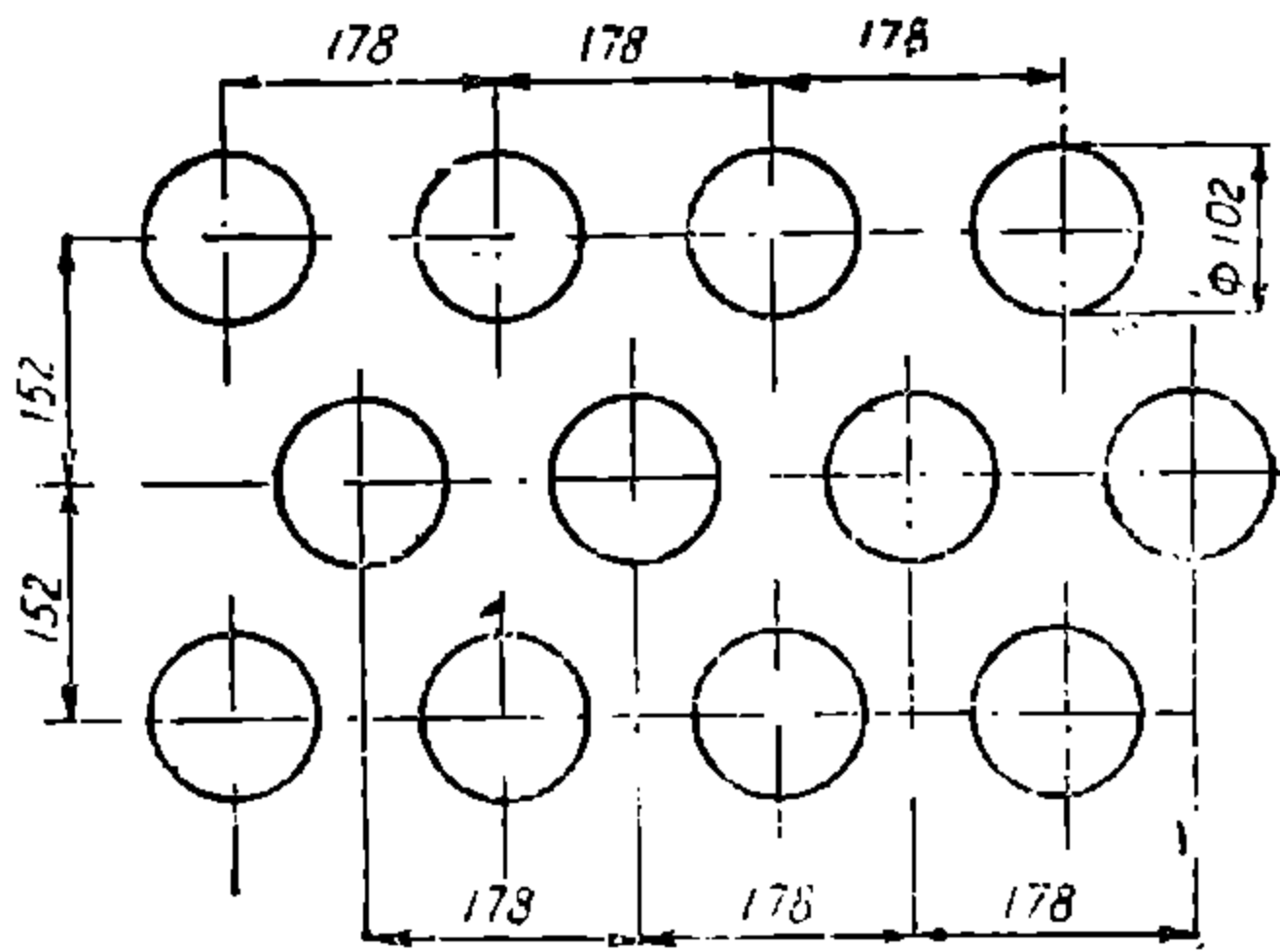
$$t = \frac{t_n + t_k}{2}.$$

Длиной трубчатого змеевика задаются ориентировочно¹⁾ на основании выполненных конструкций, соответствующих проектируемому котлу по типу и размерам. Внутренний диаметр труб перегревателя берут подобным же образом; наиболее часто встречающиеся диаметры труб перегревателя и расстояния между трубами представлены на фиг. 13. С точки зрения теплопередачи выгодно повышать скорость пара, поскольку при этом как видно из номограммы 5 и формулы (121), суммарный коэффициент теплопередачи растет, но с повышением скорости растут во второй степени потери давления. Практика показывает, что наиболее выгодное значение скорости перегретого пара получается в пределах 12—20 м/сек.

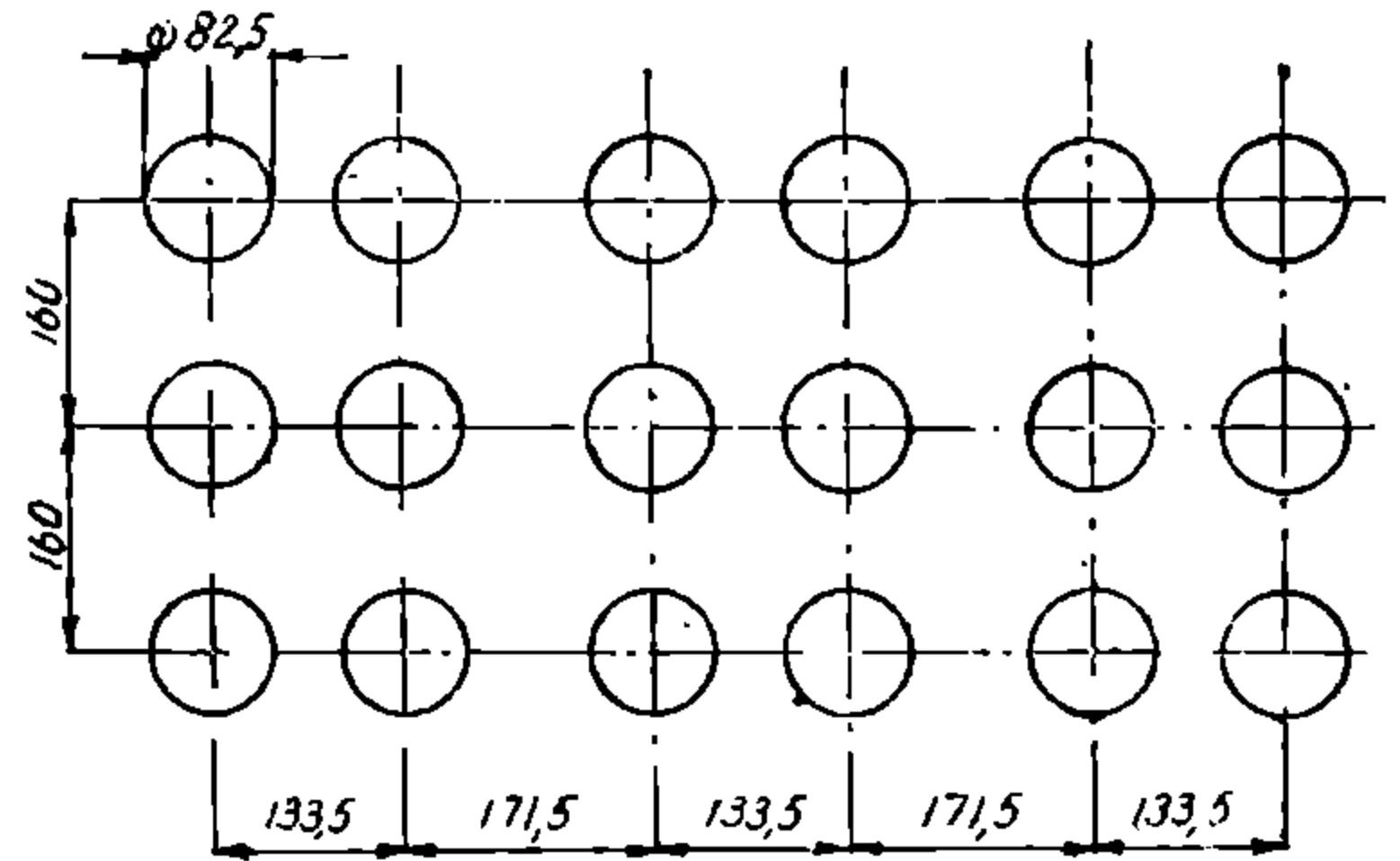
Нетрудно, впрочем, определить максимально допустимую скорость пара в перегревателе, пользуясь формулой Эберле для падения давления пара в перегревателе:

$$\Delta p = \frac{10,5}{10^8} \cdot \gamma \cdot \omega^2 \frac{L}{d} \text{ кг/см}^2, \quad (128)$$

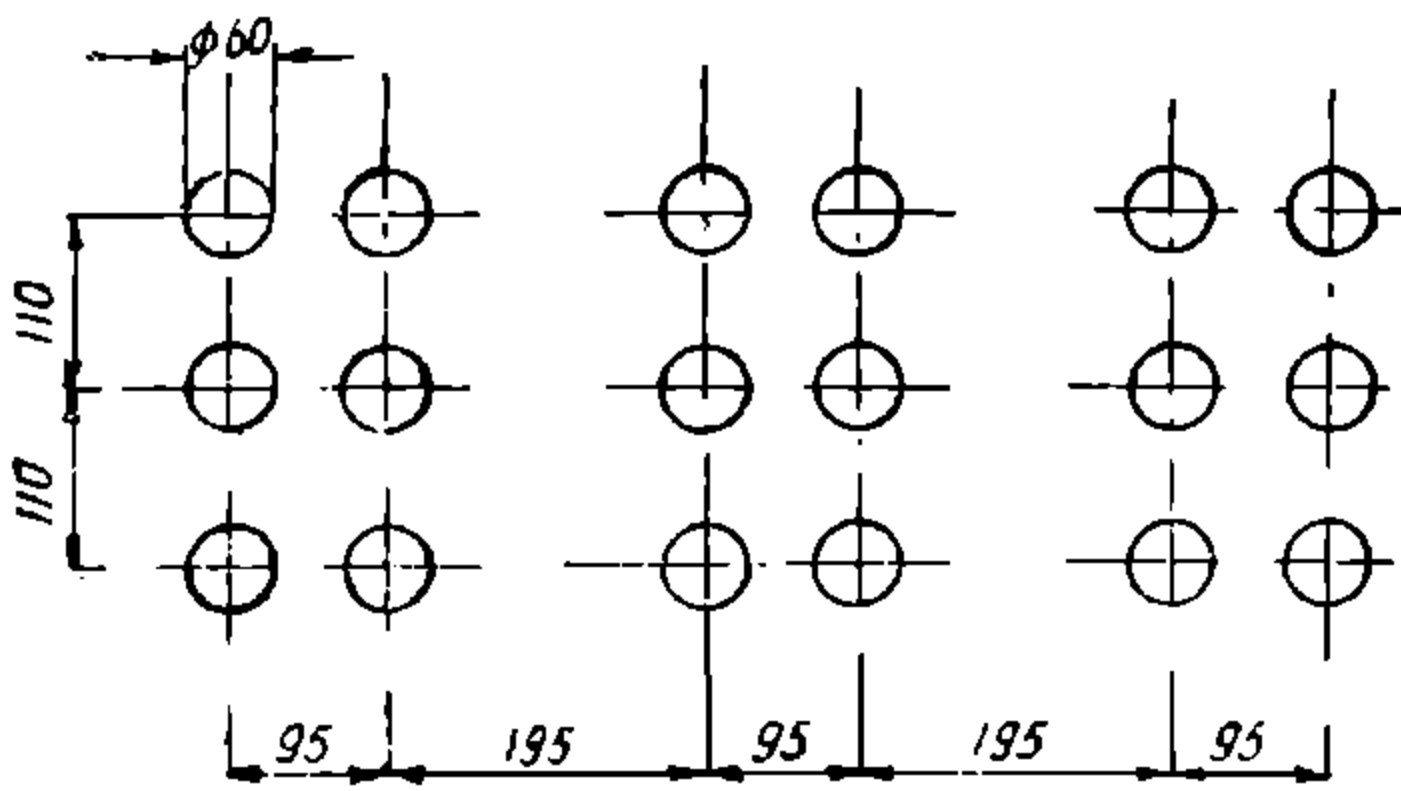
¹⁾ Следует иметь в виду, что в формулу (122) и, следовательно, номограмму 5 входит длина одного трубчатого змеевика, обогреваемого газами, а не вся погонная длина пароперегревателя.



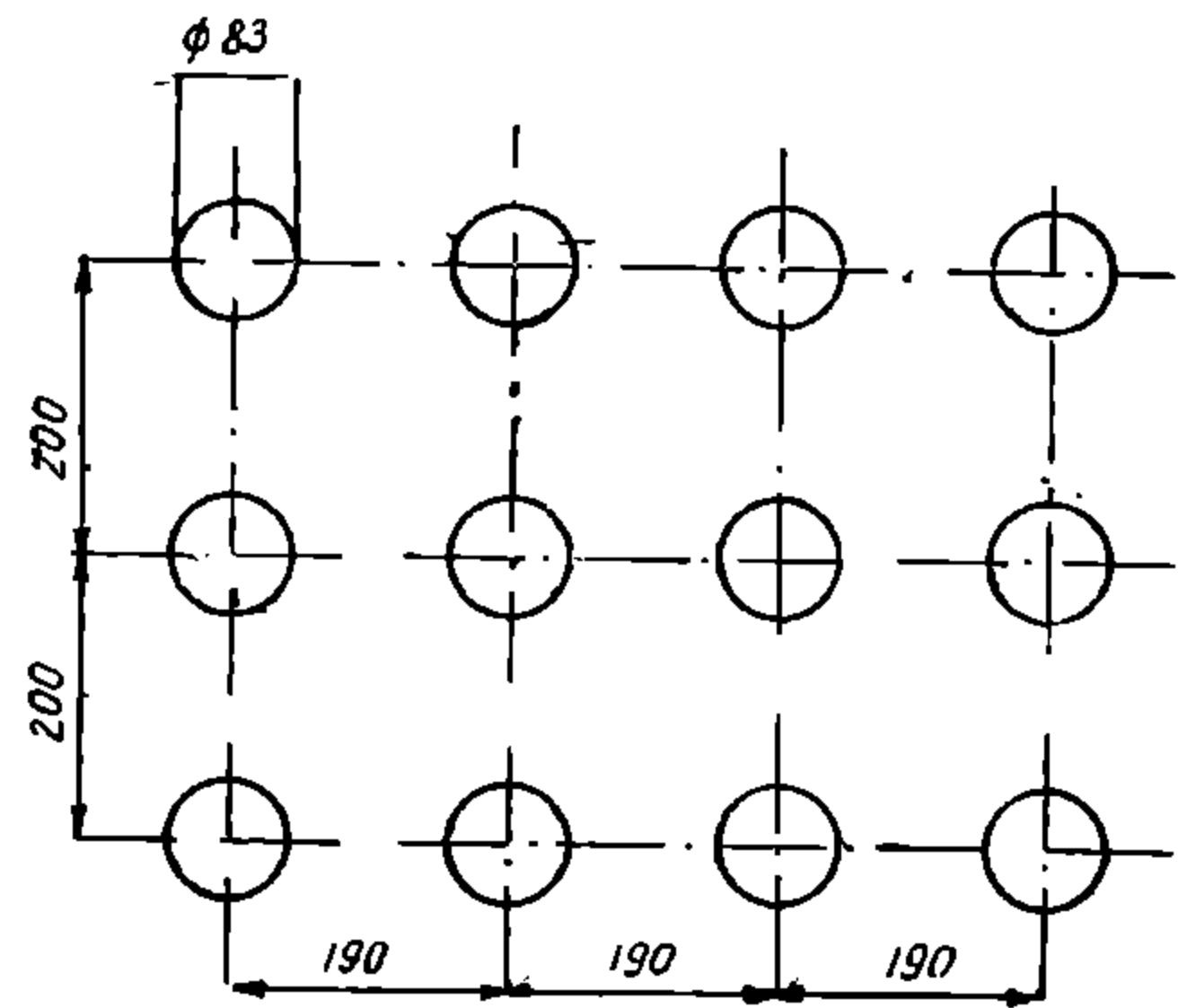
Расположение труб котла „Бобкок Вилькокс“



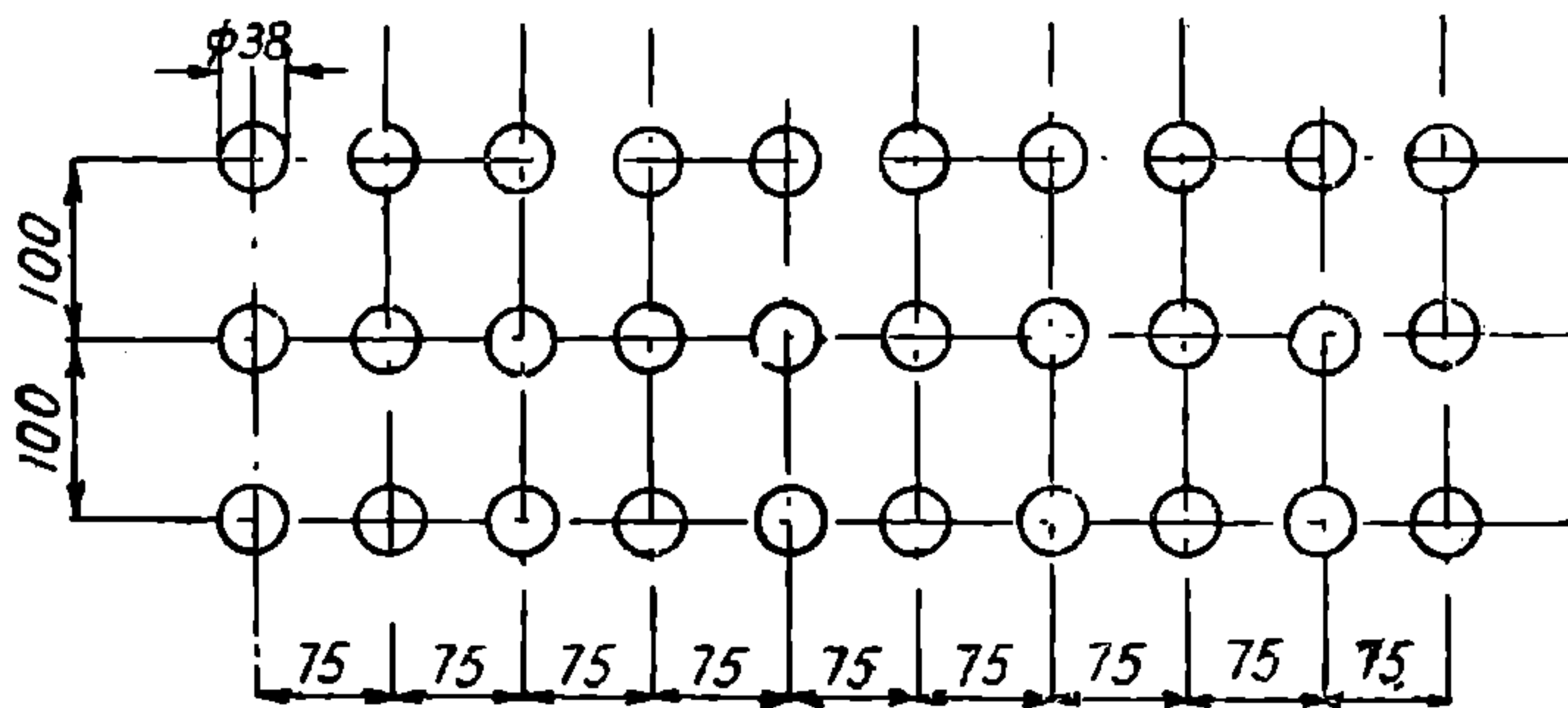
Расположение труб котла „Стирлинг“



Расположение труб котла „Гарбс“



Расположение труб верт.-водотр. котла



Расположение труб пароперегревателя

Фиг. 13. Расположение труб в котлах различных систем

где

$$\gamma = \frac{\gamma_n + \gamma_{ne}}{2},$$

причем

γ_n — удельный вес насыщенного пара при заданном давлении P ата,

γ_{ne} — удельный вес перегретого пара при заданном давлении P ата и T_{ne} ,

W — скорость пара в м/сек,

L — длина трубчатого змеевика в м,

d — внутренний диаметр трубы в м.

Допустимое падение давления в перегревателе — не более 2% от начального; γ_n определяется по таблице XIII; γ_{ne} — по таблице XIV как величина обратная удельному объему; L и d известны из предыдущего.

Таким образом искомая максимально допустимая скорость пара:

$$W = \sqrt{\frac{0,021 P_1 10 d}{10,5 \gamma \cdot L}} = 437 \sqrt{\frac{P d}{\gamma L}}, \quad (129)$$

где приняты все обозначения, относящиеся к формуле (128).

Способ пользования номограммой таков: идут от кривой давления пара (точка A) перпендикулярно до пересечения с кривой температур пара, соответствующей данному случаю, до точки B_1 ; потом по горизонтали — по одной из линий, означающих длину змеевиков до точки B_2 ; далее по вертикали до кривой, означающей внутренний диаметр трубы точки B_3 , затем снова по горизонтали до соответствующей линии скорости пара точка B_4 и, наконец, проведя вертикаль в точке B_4 , в точке C на оси абсцисс находят искомое значение α_2 в кал/м² °Ц час.

Пример 14. Требуется найти коэффициент теплопередачи α_2 от стенки к перегретому пару при $P = 40$ ата; $t_{ne} = 425^\circ\text{Ц}$; $L = 50$ м; $d = 32$ мм.

Выбираем скорость пара по формуле (129).

Удельный вес насыщенного пара при 40 ата, по таблице XIII, равен $\gamma_n = 19,767$.

По таблице XIVа удельный объем при 40 ата и 400°Ц равен 0,07567;

То же при $450^\circ\text{Ц} = 0,08236$.

Следовательно, удельный объем при 40 ата и 425°Ц :

$$\frac{0,07567 + 0,08236}{2} = 0,07901,$$

а удельный вес перегретого пара при 40 ата и 425°Ц :

$$\gamma_{ne} = \frac{1}{0,07901} = 12,65 \text{ кг/м}^3.$$

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Значение удельного веса, входящее в формулу (129)

$$\gamma = \frac{19,767 + 12,65}{2} = 16,21 \text{ кг/м}^3.$$

Итак

$$W = 437 \sqrt{\frac{40 \cdot 0,032}{16,21 \cdot 50}} = 437 \cdot 0,0398 = 17,5 \text{ м/сек.}$$

Температура пара, лежащая в основу исчисления — средне арифметическая между температурой насыщенного и перегретого пара

$$t = \frac{250 + 425}{2} = 337^\circ\text{Ц.}$$

Идя по пути $A - B_1 - B_2 - B_3 - B_4 - C$, находим искомое $\alpha_2 = 900 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$

После того как найдено значение α_1 и α_2 , можно по формуле (121) или, более точно, по формуле (119) и таблице 15 определить суммарный коэффициент теплопередачи K .

Для облегчения подсчетов значения K , в предположении чистых поверхностей нагрева, составлена номограмма 6.

Номограмма 6. Коэффициент теплопередачи K в $\text{кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$ в зависимости от коэффициентов теплопередачи α_1 и α_2 .

Настоящая номограмма составлена на основании формулы (121), беря на оси абсцисс в точке A значение найденного коэффициента теплопередачи α_1 поднимаются вертикально вверх до кривой значений коэффициента теплопередачи α_2 в точке B , проводя из последней горизонтальную прямую в точке C , находят искомый коэффициент теплопередачи K .

Пример 15. Требуется найти коэффициент теплопередачи в перегревателе при каких-то найденных значениях $\alpha_1 = 43,5 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$ и $\alpha_2 = 1000 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$; для этих значений, согласно номограмме 6, следуя направлению пунктирной линии $A - B - C$, находим:

$$K = 41,6 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Пример 15а. Пусть для какой-либо поверхности нагрева котла коэффициент $\alpha_1 = 34,1 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$.

Требуется найти суммарный коэффициент теплопередачи K . Берем, согласно стр. 97, для воды $\alpha_2 = 4000 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$.

Из номограммы 6 получаем для $\alpha_1 = 34,1$ и для $\alpha_2 = 4000$.

$$K = 33,8 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Номограмма 7 Коэффициент теплопередачи соприкосновением α в $\text{кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$ для карманного и трубчатого воздушных подогревателей со стороны, омываемой воздухом, при параллельном протекании воздуха в зависимости от

температуры воздуха и газов в °Ц, от температуры стенок в °Ц, от длины карманов или труб в м, от характера газов, от скорости газов и воздуха в м/сек и от расстояния между карманами, либо от диаметра труб.

Номограмма 7 служит для нахождения коэффициента теплопередачи α_c от газов к стенкам воздушного экономайзера — с одной стороны и от стенок к воздуху — с другой для трубчатых и карманных воздушных подогревателей.

Так как излучением газов, вследствие низких температур и тонких слоев газа, можно пренебречь без особого ущерба для точности расчета, то:

для найденного коэффициента от газов к стенкам имеет место равенство:

$$\alpha'_c = \alpha_1,$$

для найденного коэффициента от стенок к воздуху:

$$\alpha''_c = \alpha_2.$$

Суммарный же коэффициент теплопередачи может быть найден по α_1 и α_2 с помощью номограммы 6.

Как видно из номограммы, исходной точкой α'_c является температура газов, для α''_c — температура воздуха.

Расчетная температура газов принимается равной среднеарифметическому значению этой температуры до и после воздушного экономайзера, т. е.

$$T_2 = \frac{T_{\text{эк}} + T''_{\text{эк}}}{2};$$

$T_{\text{эк}}$ и $T''_{\text{эк}}$ известны из уравнения баланса газов.

Аналогично расчетная температура воздуха

$$t_c = \frac{t_c + t'_c}{2};$$

t_c и t'_c известны: температура котельного помещения и определенная по фиг. 2 температура дутья.

Температура стенки воздушного подогревателя может быть принята равной среднему значению из температур газа и воздуха, т. е.

$$t_{cm} = \frac{T_2 + t_c}{2}.$$

Длина трубы или длина кармана может быть принята ориентировочно на основании выполненных конструкций. Могущая иметь место ошибка при этом будет незначительна в виду относительно слабого влияния этого фактора на коэффициент теплопередачи.

Скорость газов W м/сек берется так же, как и при расчете остальных коэффициентов теплопередачи, наивыгоднейшей (см. главу VI).

Расстояние между стенами карманов или диаметры труб выбирают на основании выполненных конструкций.

Следует иметь в виду, что обычно сечение для газов должно быть в четыре раза больше, чем сечение для воздуха.

Следовательно, расстояние между стенами воздушных каналов должно быть, примерно, в 2 раза меньше расстояния между стенами газовых каналов. Задавшись этими расстояниями, при конструктивном расчете воздушного экономайзера необходимо стремиться возможно более приблизиться к заданным значениям.

При трубчатых воздушных экономайзерах обычно по трубам протекают газы; снаружи же воздух омывает трубы в направлении перпендикулярном к ним. В этом случае по номограмме 7 определяют только коэффициент теплопередачи от газов к стенкам α'_g ; коэффициент же теплопередачи α''_g от стенок к воздуху может быть определен по номограмме 1 для параллельного размещения труб и по номограмме 2 — для шахматного их расположения, так как принципиально мы имеем здесь ту же картину, что и при омывании труб газами.

Пример 16. Определить коэффициент теплопередачи K для карманного воздушного подогревателя при следующих данных:

Температура газов	$T_2 = 246^\circ\text{Ц}$
„ воздуха	$t_g = 97,5^\circ\text{Ц}$
Длина кармана (около)	$= 5 \text{ м}$
Ширина прохода для газа	$= 40 \text{ мм}$
„ „ для воздуха	$= 18 \text{ мм}$
Скорость газов	$W_2 = 7 \text{ м/сек}$
воздуха	$W_g = 10 \text{ м/сек}$

$$\text{Температура стенок } t_{cm} = \frac{246 + 97,5}{2} \cong 172^\circ\text{Ц.}$$

Исходя из точки, соответствующей температуре газов 246°Ц , идем до точки B_1 — соответствующей температуре стенки 172°Ц , далее по горизонтали — до кривой каменного угля и длины кармана 5 м точки B_2 , откуда вниз до кривой скорости газов $W = 7 \text{ м/сек}$; далее до точки B_4 и на кривой расстояния стен карманов 40 мм и, идя по вертикали вверх в точке C , находим на оси абсцисс коэффициент теплопередачи от газов к стенке:

$$\alpha'_g = 19,7 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час,}$$

$$\alpha''_g = 33,0 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Согласно вышеизложенного

$$\alpha_1 = 19,7 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час,}$$

$$\alpha_2 = 33,0 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

По номограмме 6 находим для данных значений α_1 и α_2 :

$$K = 12,2 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Пример 17 Трубчатый воздушный подогреватель.

Температура газов 246°C , температура воздуха $97,5^{\circ}\text{C}$, диаметр труб $57/51,5$ мм; воздух протекает параллельно трубам, газы протекают через трубы; скорость газов 7 м/сек; скорость воздуха 10 м/сек; длина труб около 5 м.

Способ расчета вполне аналогичен проделанному в предыдущем примере; только вместо расстояния между стенками в правом нижнем квадранте диаграммы выбрана шкала диаметров труб, причем для воздуха взят внешний диаметр, а для газов — внутренний.

Находим:

$$\alpha_1 = \alpha'_g = 21 \text{ кал/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C час},$$

$$\alpha_2 = \alpha''_g = 29 \text{ кал/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C час}.$$

По номограмме 6

$$K = 12,3 \text{ кал м/}^2 \text{ }^{\circ}\text{C час}.$$

Пример 17а. Тот же воздухоподогреватель и те же данные, что и в примере 17, но воздух протекает не параллельно, а перпендикулярно трубам.

В этом примере $\alpha_1 = \alpha'_g$ остается без изменения, а $\alpha_2 = \alpha''_g$ должно быть определено по номограмме 1, откуда находим

$$\alpha_2 = \alpha''_g = 44 \text{ кал/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C час}.$$

По номограмме 6:

$$K = 14,2 \text{ кал/м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C час}.$$

в) Управление теплопередачи соприкосновением

Вышеприведенное уравнение теплопередачи:

$$dQ = k \, dH(T - t) \quad . \quad (115)$$

справедливо для бесконечно малого элемента поверхности нагрева. Нас же при тепловом расчете интересует конечный элемент поверхности нагрева, обтекаемый газами первый пучок, перегреватель, второй пучок, экономайзер и т. д.

При том условии, что изменение температуры газов происходит в линейной зависимости от обтекаемой поверхности нагрева, указанное уравнение было бы справедливо для всякой поверхности нагрева в таком виде:

$$Q = k \cdot H \cdot (T - t), \quad . \quad (130)$$

H — обтекаемая поверхность нагрева в м^2 ,

T — средняя температура газов, обтекающих поверхность нагрева между температурой газов при входе на нее и температурой при выходе,

t — соответственно средняя температура воды.

Но закон изменения температуры нам пока неизвестен, и его необходимо выяснить.

Для этого представим себе поверхность нагрева H , омываемую с одной стороны газами, а с другой — водой (фиг. 14) при системе прямотока, т. е. и газ, и вода, как изображено на чертеже, движутся справа налево.

Пусть далее:

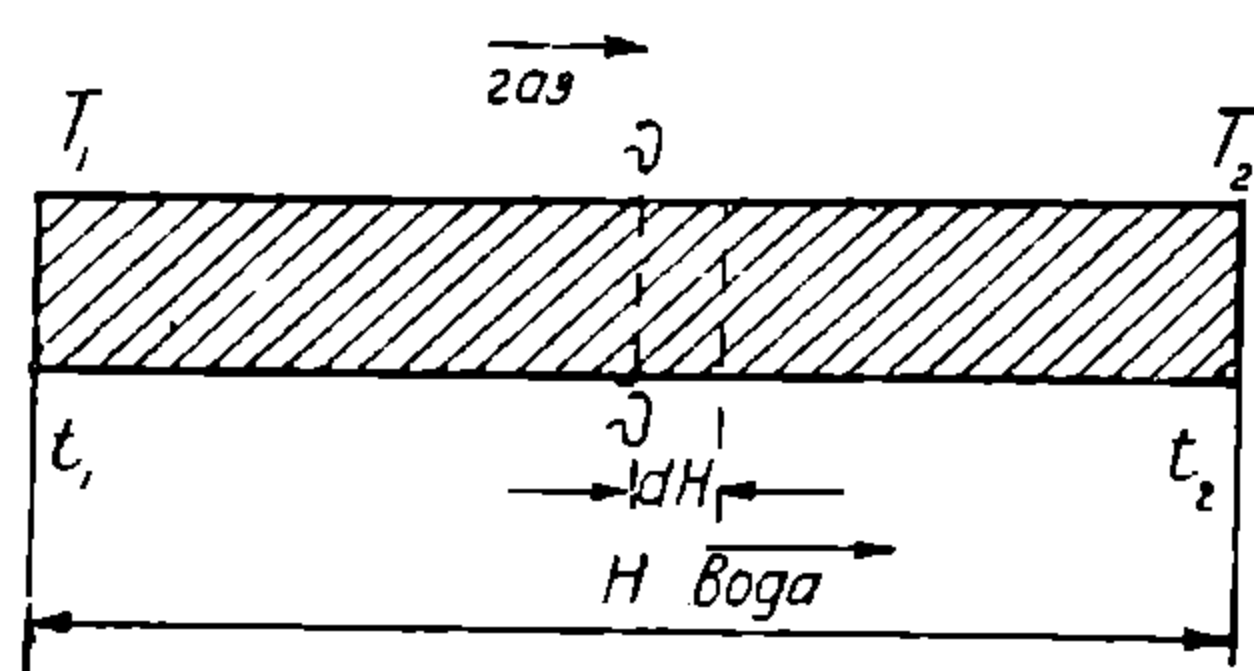
Температура газов при входе на поверхность нагрева — T_1 .
 То же при выходе с поверхности нагрева — T_2 .
 Температура воды при входе на поверхность нагрева . — t_1 .
 То же при выходе с поверхности нагрева — t_2 .

Условия теплопередачи соприкосновением является наличие некоторого, температурного напора, т. е. должны иметь место следующие неравенства:

$$T_1 > t_1; \quad T_2 > t_2.$$

С другой стороны, по мере движения слева направо газы охлаждаются, а вода нагревается; следовательно, должны иметь место еще такие неравенства:

$$T_1 > T_2; \quad t_2 > t_1.$$



Фиг. 14. Схема теплопередачи от газов к воде через железную стенку

На поверхности нагрева H возьмем бесконечно малый элемент dH . Количество тепла, проходящего через этот элемент в час, будет равно:

$$dQ = k \cdot dH (\vartheta_1 - \vartheta), \quad (131)$$

где ϑ_1 — температура газов непосредственно у элемента dH .

ϑ — температура воды непосредственно у элемента dH .

Так как теплоемкость воды практически не меняется, то справедливо отношение:

$$\frac{dQ}{Q} = \frac{d\vartheta}{t_2 - t_1}, \quad (132)$$

где $d\vartheta$ — изменение температуры воды на участке dH ,

$t_2 - t_1$ — то же на участке H .

dQ — количество тепла, прошедшего через поверхность dH ,

Q — тоже через поверхность H .

Отсюда:

$$dQ = \frac{Q d\vartheta}{t_2 - t_1}. \quad (132a)$$

Из уравнений (131) и (132a) имеем:

$$dH = \frac{dQ}{k (\vartheta_1 - \vartheta)} = \frac{Q \cdot d\vartheta}{k (\vartheta_1 - \vartheta) (t_2 - t_1)} \quad (133)$$

НБ
УДМУТ
(ДИТ)

Считая, что падение температуры газов по мере их движения вдоль поверхности нагрева пропорционально увеличению температуры воды, можем написать:

$$\frac{T_1 - \vartheta_1}{T_1 - T_2} = \frac{\vartheta - t_1}{t_2 - t_1}$$

или, переставляя средние члены пропорции:

$$\frac{T_1 - \vartheta_1}{\vartheta - t_1} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1};$$

прибавляя к правой и левой части равенства по единице, приходим к одному знаменателю:

$$\frac{T_1 - \vartheta_1 + \vartheta - t_1}{\vartheta - t_1} = \frac{T_1 - T_2 + t_2 - t_1}{t_2 - t_1}$$

группируем почленно и преобразовываем:

$$(T_1 - t_1)(t_2 - t_1) - (\vartheta_1 - \vartheta)(t_2 - t_1) = \vartheta(T_1 - T_2 + t_2 - t_1) - t_1(T_1 - T_2 + t_2 - t_1);$$

$$(\vartheta_1 - \vartheta)(t_2 - t_1) = (T_1 - t_1)(t_2 - t_1) - \vartheta(T_1 - T_2 + t_2 - t_1) + t_1(T_1 - T_2 + t_2 - t_1);$$

$$(\vartheta_1 - \vartheta)(t_2 - t_1) = T_1 t_2 - t_1 t_2 - T_1 t_1 + t_1^2 - \vartheta(T_1 - T_2 + t_2 - t_1) + T_1 t_1 - T_2 t_1 + t_2 t_1 - t_1^2;$$

$$\vartheta_1 - \vartheta)(t_2 - t_1) = T_1 t_2 - T_2 t_1 - \vartheta(T_1 - T_2 + t_2 - t_1). \quad (134)$$

Подставляя уравнение (134) в уравнение (133), получаем:

$$dH = \frac{Q d\vartheta}{k [T_1 t_2 - T_2 t_1 - \vartheta(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)]}. \quad (135)$$

Обозначив $T_1 t_2 - T_2 t_1 = a$, $T_1 - T_2 + t_2 - t_1 = b$, уравнение (135) перепишем так:

$$dH = \frac{Q d\vartheta}{k (a - b\vartheta)}. \quad (135a)$$

Отсюда, искомая поверхность нагрева:

$$H = \int_0^{\vartheta} dH = \frac{Q}{k} \int_t^{\vartheta} \frac{d\vartheta}{a - b\vartheta}. \quad (136)$$

Решаем этот интеграл:

$$H = \frac{Q}{k} \frac{1}{b} \ln \frac{a - b t_1}{a - b t_2}. \quad (137)$$

НБ
УДМУНТ
(ДМУНТ)
111

Подставляя в (137) принятые обозначения, после преобразований получаем:

$$\begin{aligned} H &= \frac{Q}{k(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)} \ln \frac{T_1 t_2 - T_2 t_1 - (T_1 - T_2 + t_2 - t_1) t_1}{T_1 t_2 - T_2 t_1 - (T_1 - T_2 + t_2 - t_1) t_2} = \\ &= \frac{Q}{k(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)} \frac{T_1 t_2 - T_2 t_1 - T_1 t_1 + T_1 t_1 - t_1 t_1 + t_1^2}{T_1 t_2 - T_2 t_1 - T_1 t_2 + T_2 t_2 - t_2^2 + t_1 t_2} = \\ &= \frac{Q}{k(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)} \ln \frac{T_1(t_2 - t_1) - t_1(t_2 - t_1)}{T_2(t_2 - t_1) - t_1(t_2 - t_1)} \end{aligned}$$

или окончательно для системы прямотока имеем:

$$H = \frac{Q}{k(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)} \ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}. \quad (138)$$

При системе противотока, т. е. когда вода движется в направлении, противоположном направлению газов, температуры воды t_1 и t_2 должны поменяться в формуле местами. Таким образом для системы противотока имеем:

$$H = \frac{Q}{k(T_1 - T_2 + t_1 - t_2)} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}, \quad (139)$$

где приняты все прежние обозначения; температуры — в °Ц; K в кал/м² °Ц час; H — в м², Q — в кал/час.

Уравнения (138) и (139) показывают, что изменение температуры газов по мере обтекания ими поверхности нагрева происходит по логарифмической зависимости. Эти уравнения являются основными при определении отдельных элементов поверхности нагрева парового котла.

Так как в них входят натуральные логарифмы, пользование ими на практике затруднительно; поэтому переводим натуральные логарифмы в десятичные. Тогда:
для системы прямотока:

$$H = \frac{2,303Q}{k(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)} \lg \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2}. \quad (138a)$$

для системы противотока

$$H = \frac{2,303Q}{k(T_1 - T_2 + t_1 - t_2)} \lg \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}. \quad (139a)$$

В первом пучке парового котла имеем:

$$t_1 = t_2 = t_n$$

и тогда для обоих случаев поверхность нагрева

$$H_1 = \frac{2,303Q}{k(T_1 - T_2)} \lg \frac{T_1 - t_n}{T_2 - t_n} \quad (140)$$

НБ
УДМУТ
(ДМУТ)

Для упрощения в уравнении (138) обозначим:

$$\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} = x.$$

Ряд Фурье дает

$$\ln x = 2 \left[\frac{x-1}{x+1} + \frac{1}{3} \left(\frac{x-1}{x+1} \right)^3 + \frac{1}{5} \left(\frac{x-1}{x+1} \right)^5 + \dots \right] \quad (141)$$

Приближенно можно принять:

$$\ln x = 2 \frac{x-1}{x+1}. \quad (142)$$

Подставляя вместо x принятое обозначение, получаем:

$$\ln \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} = 2 \frac{\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} - 1}{\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} + 1} = 2 \frac{T_1 - t_1 - T_2 + t_2}{T_1 - t_1 + T_2 - t_2}. \quad (143)$$

Подставляя уравнение (143) в уравнение (138), получаем:

$$\begin{aligned} H &= \frac{Q}{k(T_1 - T_2 + t_2 - t_1)} = 2 \frac{T_1 - T_2 + t_2 - t_1}{T_1 + T_2 - (t_1 + t_2)} = \\ &= \frac{Q}{k \left(\frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \right)} \end{aligned} \quad (144)$$

уравнение (144) годно для приближенных определений поверхности нагрева в зависимости от температур газов. Если в этом уравнении ввести обозначения:

$$T = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad \text{и} \quad t = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

то мы приходим к уравнению уже известного нам вида:

$$Q = k \cdot H (T - t) \quad (130)$$

Таким образом, в итоге: при точных расчетах теплопередачи необходимо пользоваться уравнением (138а) и (139а); при приближенных расчетах достаточно взять уравнение (144) или (130) что то же самое.

ГЛАВА V

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА И ТЕМПЕРАТУРЫ ГАЗОВ В РАЗЛИЧНЫХ ГАЗОХОДАХ КОТЛА

§ 16. МЕТОДОЛГИЯ РАСЧЕТА

В нижеизложенный расчет входят поверхности нагрева котла, непосредственно омываемые газами, т. е., иначе говоря поверхности соприкосновения. Эффективные поверхности лучевосприятия рассчитаны выше и в данный расчет не входят, хотя излучение газов на основе номограммы 4 учитывается. Впрочем, излучение газов имеет значение только для первого пучка и перегревателя, так как во втором пучке температуры газов обычно настолько низки, что почти не оказывают влияния на теплопередачу излучением.

Метод расчета элементов поверхности нагрева котла — первого пучка кипяtilьных труб, пароперегревателя, второго пучка труб и экономайзеров — основан на двух уравнениях: уравнении теплового баланса и уравнении теплопередачи.

К пучку X газы от 1 кг топлива подходят с теплосодержанием

$$Q^{x-1} = V_{nc}^{x-1} \cdot C_{nc}^{x-1} \cdot T_2^{x-1},$$

где V_{nc}^{x-1} — объем продуктов сгорания перед входом в данный газоход.

$C_{nc}^{x-1} = A^{x-1} + B^{x-1}$ T_2^{x-1} — теплоемкость продуктов сгорания перед входом в данный газоход (по табл. 4).

T_2^{x-1} — температура газов перед входом в данный газоход.

Из пучка X газы от 1 кг топлива уходят с теплосодержанием:

$$Q^x = V_{nc}^x \cdot C_{nc}^x \cdot T_2^x$$

где все обозначения те же, но относятся к продуктам сгорания после выхода из данного газохода.

Обозначая потери в данном газоходе на излучение кладки через Q_5^x , тепловой баланс газов для данного газохода напишем так:

$$Q_1^x = V_{nc}^{x-1} C_{nc}^{x-1} T_2^{x-1} - V_{nc}^x C_{nc}^x T_2^x - Q_5^x, \quad (145)$$

где Q_1^x — количество тепла в кал/кг, полезно использованное в данном газоходе.

При количестве топлива, сжигаемого в час B кг/час по уравнению (62) часовое количество тепла, которое должно быть передано поверхности нагрева данного газохода, будет BQ_1^x кал/час и искомая поверхность нагрева по формуле (138а) будет для системы прямотока:

$$H = \frac{2,303BQ_1^x}{k(T_2^{x-1} - T_2^x + t_2 - t_1)} \lg \frac{T_2^{x-1} - t_1}{T_2^x - t_2}, \quad (146)$$

а для системы противотока:

$$H = \frac{2,303 \cdot B \cdot Q_1^x}{k(T_2^{x-1} - T_2^x + t_1 - t_2)} \lg \frac{T_2^{x-1} - t_1}{T_2^x - t_1}. \quad (146a)$$

В формуле (145) нам известны:

V_{nc}^{x-1} , V_{nc}^x — коэффициенты A и B в C_{nc}^{x-1} и C_{nc}^x ; T_2^{x-1} и Q^x и неизвестны: Q_1^x и T_2^x .

Мы будем поэтому задаваться одной из неизвестных величин, чтобы определить третью. Впрочем, для газохода перегревателя нам полезное тепло известно, так как, согласно п. 19 § 9,

$$Q_1^{ne} = u [(i_{ne} - i_n) + x \cdot r]; \quad (147)$$

для второго пучка Q_1^x также известно, так как $Q_1'' = Q_1 - Q_1'$, т. е. количество тепла, переданное во втором газоходе, равно всему переданному в котле количеству тепла, за вычетом количества тепла, переданного в первом газоходе.

Для воздушного подогревателя известно и $Q_{1\text{эк}}$ и $T''_{\text{эк}}$, так как:

$$Q_{1\text{эк}} = B \alpha V_0 C_v (t_e - t_k), \text{ а } T''_{\text{эк}} = T_{\text{уз}}.$$

Баланс газов в газоходе воздушного подогревателя будет нам служить, таким образом, способом проверки всего расчета.

Найдя для каждого газохода Q_1^x и T_2^x , зная температуру воды и определяя по номограммам K по формулам (146), будем определять поверхности нагрева каждого газохода.

§ 17. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ПЕРВОГО ГАЗОХОДА

(в вертикально-водотрубных котлах первый пучок)

Для первого газохода уравнение (145) напишется так:

$$Q_{1c}^I = V_{nc}^m (A^m + B^m \cdot T_m'') T_m'' - V_{nc}' (A_{nc}' + B_{nc}' T_{nc}') T_{nc}' - Q_5 \quad (145_1)$$

Здесь индексы означают:

- $1c$ — полезно отданное тепло соприкосновением,
- 1 — первый газоход,
- nc — продуктов сгорания,
- m — в топке,
- m' — перед перегревателем,
- m'' — перед первым пучком труб,
- Q_5^I — $0,3 Q_5$ (согласно табл. 8).

В уравнении (145₁) нам неизвестны Q_{1c}' и T_{ne} , т. е. искомое количество переданного тепла и температура газов перед перегревателем. В расчете мы будем задаваться температурой газов перед перегревателем T_{ne}'' . В соответствии с установившейся практикой эту температуру выбираем на основании данных табл. 16.

Таблица 16

Температура газов T_{ne} в °Ц перед перегревателем

Система котла	Напряжение котла кг/кг		Место установки перегревателя
	25—30	Свыше 30	
Жаротрубный	550—630	630—650	Позади жаровых труб
Горизонтальный водотрубный	620—680	680—700	В конце первого хода
Вертикальный водотрубный	600—650	650—750	После первого пучка
Котлы высокой мощности с развитыми экранными поверхностями.	—	до 800	

Задавшись T_{ne} , по формуле (145₁) находим, Q_{1c}' ; затем определяем коэффициент теплопередачи k .

Для горизонтальных водотрубных котлов находим k : при параллельном расположении труб: по номограммам: 1, 4, 6; при шахматном расположении труб — по номограммам: 2, 4, 6.

Для вертикальных водотрубных котлов, в которых можно считать газы текущими и параллельно и перпендикулярно к трубам, коэффициент теплопередачи k находим так: при параллельном расположении труб пользуемся номограммами 1 и 3, для определения коэффициента α_v , беря среднее значение из полученного по обоим номограммам.

При шахматном расположении труб делаем то же, пользуясь номограммами 2 и 3.

Затем определяем по номограмме 4 значение коэффициента α_s , после чего, найдя $\alpha_1 = \alpha_v + \alpha_s$, по номограмме 6 находим значение k .

Для жаротрубных котлов с поверхностью нагрева первого газохода считаем поверхность жаровых труб.

Коэффициент теплопередачи для жаровых труб принимаем по Киршу:

- а) при сжигании антрацита $k = 10 - 12$;
- б) при сжигании нефти и пламенных топлив:

$$k = 6 + \frac{55}{10^6} \frac{BQ_H^p}{d^2(l-3)},$$

где d — диаметр жаровой трубы в м, l — длина жаровой трубы в м;

в) при наличии лучеиспускающей шамотной продольной стенки — на 20—30% больше;

г) при наличии завихряющей газы чугуной вставки — на 50% больше;

д) при наличии завихряющей газы шамотной вставки — на 75% больше.

Значение температур воды для поверхности нагрева первого газохода можно принять равным температуре насыщенного пара, т. е.

$$t_1 = t_2 = t_n.$$

Зная все величины для определения поверхности нагрева первого пучка, по уравнению (146) находим:

$$H_c^I = \frac{2,303 \cdot B \cdot Q_{1c}^I}{k'(T''_m - T'_{ne})} \lg \frac{T''_m - t_n}{T_{ne} - t_n} \quad (146_1)$$

Пример 18. Продолжая расчет парового котла по примерам 7, 8, 9 и 10, определить поверхность нагрева первого газохода, т. е. для данного случая вертикального водотрубного котла „Ганомар“ — первого пучка.

1. Определение полезно использованного тепла Q_n^p

В уравнении (145₁) по таблице 4:

$$V_{nc}^m = 7,45 \text{ нм}^3/\text{кг}$$

$$A^m = 0,3168$$

$$B^m = 0,0000379$$

по примеру 9

$$Q_5 = 105 \text{ кал/кг}$$

$$V_{nc}^{ne} = 7,601 \text{ нм}^3/\text{кг}$$

$$A'^{ne} = 0,3158$$

$$B'^{ne} = 0,0000375$$

по примеру 10

$$T''_m = 950^\circ \text{Ц.}$$

По таблице 16 задаемся $T'_{ne} = 750^\circ \text{Ц.}$

Следовательно:

$$Q_{1c}^I = 7,45 (0,3168 + 0,0000379 \cdot 950) \cdot 950 - 7,601 (0,3158 + 0,0000375 \cdot 750) \cdot 750 - 0,3 \cdot 109 = 2497 - 1960 - 33 = 504 \text{ кал/кг.}$$

2. Определение коэффициента теплопередачи K

Расположение труб в котле „Ганомар“ шахматное; газы текут в виду наклонного расположения труб первого пучка, сперва под острым углом к трубам, примерно около 30° , затем перпендикулярно к трубам.

На этом основании можно считать направление газов по отношению к трубам смешанным — параллельным и перпендикулярным — и определить коэффициент теплопередачи α_g от газов к стенкам как средний по номограммам 2 и 3

Средняя температура газов:

$$T_{cp}^I = \frac{950 + 750}{2} = 850^\circ \text{Ц.}$$

Температура стенок согласно примера 10 $t_{cm} \cong 400^\circ \text{Ц}$. Диаметр труб $d = 83$ мм; число рядов труб примем равным пяти.

Наивыгоднейшая скорость газов, согласно примера 25, для данного случая $W \cong 10$ м/сек. Однако, осуществление такой скорости газов в первом газоходе затруднительно по конструктивным соображениям. Поэтому примем среднюю скорость в первом газоходе $W = 8$ м/сек.

При этих данных коэффициент теплопередачи от газов к стенкам:

По номограмме 2 .	$\alpha'_g = 36,8$ кал/м ² °Ц час
По номограмме 3 .	$\alpha''_g = 14,8$ кал/м ² °Ц час
Среднее значение .	$\alpha_g = \frac{36,8 + 14,8}{2} =$
	$= 25,9$ кал/м ² °Ц час.

Парциальное давление углекислоты в дымовых газах, согласно таблицы 4 и уравнения (57а),

$$P_{\text{CO}_2} = \frac{1,01}{7,52^1) = 0,134 \text{ ата.}$$

Парциальное давление водяных паров в дымовых газах, согласно таблицы 4 и уравнения (57),

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,63}{7,52} = 0,084 \text{ ата.}$$

По данным таблицы XV, расстояние между трубами котла „Ганомаг“

$$S = 185 \text{ мм.}$$

Следовательно, толщина излучающего слоя газов:

$$\delta = 185 - \frac{83}{2} = 143,5 \text{ мм.}$$

Значения произведений $P\delta$: для углекислоты $P_{\text{CO}_2}\delta = 0,134 \cdot 143,5 = 19,2$. Для водяного пара $P_{\text{H}_2\text{O}}\delta = 0,084 \cdot 143,5 = 12,0$.

Тогда по номограмме 4 коэффициент теплопередачи от излучения газов:

для углекислоты	$\alpha_{s\text{CO}_2} = 11,4$ кал/м ² °Ц час,
для водяных паров	$\alpha_{s\text{H}_2\text{O}} = 6,0$ кал м ² °Ц час,
суммарный	$\alpha_s = 17,4$ кал/м ² °Ц час.

¹⁾ Объем продуктов сгорания взят средний для топки и перед перегревателем.

НБ
УДМУНТ
(ДИПТ)

Суммарный коэффициент теплопередачи от газов к стенке по формуле (124)

$$\alpha_1 = 25,9 + 17,4 = 43,3 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Принимая коэффициент теплопередачи от стенки к кипящей воде

$$\alpha_2 = 4000 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час,}$$

находим по номограмме 6 коэффициент теплопередачи первого пучка труб

$$K = 42 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

3. Определение поверхности нагрева первого газохода

Таким образом, значения всех величин в формуле (146₁) известны; подставляя их, получаем:

$$H'_c = \frac{2,303 \cdot 8172 \cdot 504}{42 \cdot (950 - 750)} \lg \frac{950 - 233}{750 - 233} = \frac{2,303 \cdot 8172 \cdot 504 \cdot 0,142}{42 \cdot 200} = 160 \text{ м}^2$$

§ 18. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ВТОРОГО ГАЗОХОДА (ПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ)

Для второго газохода — перегревателя уравнение (145) напишется так:

$$Q_1^{ne} = V'_{nc} (A'^{ne} + B'^{ne} T'_{ne}) - T'_{ne} - V''_{nc} (A''^{ne} + B''^{ne} T''_{ne}) T''_{ne} - Q_5^{nc} \quad . (145_{II})$$

где все обозначения индексов аналогичны обозначениям в уравнении (145_I), но относятся к состоянию газов до и после перегревателя, причем, согласно таблицы 8, примем:

$$Q_5^{nc} = (0,06 - 0,1) Q_5.$$

Сдругой стороны согласно уравнения (147)

$$Q_1^{ne} = u \cdot \Delta i_{ne}, \quad . (147)$$

где u — видимая испарительность топлива,

Δi_{ne} — тепло, переданное 1 кг пара в перегревателе, известное из теплового баланса.

Таким образом в формуле (145_{II}) только одно неизвестное T''_{nc} , которое находим, решая квадратное уравнение, легко получаемое из формулы (145_{II}).

$$V''_{nc} B''^{ne} T''_{nc}{}^2 + V''_{nc} A''^{ne} T''_{nc} + [Q^{ne} + Q_5^{nc} - V'_{nc} (A'^{ne} + B'^{ne} T'_{ne}) T'_{ne}] = 0,$$

откуда :

$$T''_{ne} = \frac{-V''_{nc} A''_{ne} \pm \sqrt{(V''_{nc} A''_{ne})^2 - 4[Q_1^{ne} + Q_5^{ne} - V_{nc}^{ne}(A^{ne} + B^{ne} T'_{ne}) T_{ne}] V''_{nc} B''_{ne}}}{2 \cdot V''_{nc} B''_{ne}} \quad (148)$$

Найдя по уравнению (148) температуру газов за перегревателем, определяем значение коэффициента теплопередачи для газохода перегревателя, пользуясь соответствующими диаграммами, а именно: для коэффициента α_s — 1, 2 или 3, в зависимости от расположения труб перегревателя и характера обтекания их газами

для коэффициента α_s	номограмма	4
α_2	"	5
k	"	6

Способ расположения труб и их диаметры указаны в таблице XV.

Таким образом все величины для уравнения (146) будут найдены и тогда это уравнение для газохода перегревателя примет вид:

для системы прямотока газов и пара:

$$H_{ne} = \frac{2,303 \cdot B \cdot Q_1^{ne}}{k(t'_{ne} - T''_{ne} + t_{ne} - t_n)} \lg \frac{T_{ne} - t_n}{T''_{ne} - t_{ne}}; \quad (146_{II})$$

для системы противотока

$$H_{ne} = \frac{2,303 \cdot B \cdot Q_1^{ne}}{k(T'_{ne} - T''_{ne} + t_n - t_{ne})} \cdot \lg \frac{T'_{ne} - t_{ne}}{T''_{ne} - t_n} \quad (146_{aII})$$

Пример 19. Для предыдущих примеров определим поверхность нагрева перегревателя для всего получающегося пара.

1. Определение температуры газов за перегревателем

В формуле (148)

$$V''_{nc} = 7,752,$$

$$A''_{ne} = 0,3161,$$

$$B''_{ne} = 0,0000373,$$

$$V_{nc}^{ne} (A^{ne} + B^{ne} T'_{ne}) T_{ne} = 1960 \text{ кал/кг.}$$

Значение Q_1^{ne} по формуле (147):

$$Q_{1ne} = 6,86 \cdot 117,2 = 805 \text{ кал/кг.}$$

Потери газохода перегревателя

$$Q_5^{ne} = 0,1 \cdot 109 = 11 \text{ кал/кг.}$$

Тогда по формуле (148) и таблице 4

$$T''_{ne} = \frac{-7,752 \cdot 0,3161 \pm \sqrt{(7,752 \cdot 0,3161)^2 - 4(805 + 11 - 1960) \cdot 7,752 \cdot 0,0000373}}{2 \cdot 7,752 \cdot 0,0000373} =$$

$$\frac{-2,45 \pm \sqrt{6,002 + 1,323}}{0,000579} = \frac{0,257}{0,000579} = 444^\circ\text{Ц.}$$

Тепло, содержащееся в дымовых газах после газохода перегревателя :

$$V''_{nc} (A''_{nc} + B''_{nc} T''_{ne}) T''_{ne} = 7,752(0,3161 + 0,0000373 \cdot 450)450 =$$

$$= 7,752 \cdot 0,33265 \cdot 444 = 1144 \text{ кал/кг,}$$

что совпадает с величиной, определенной вычитанием:

$$1960 - 805 - 11 = 1144 \text{ кал/кг.}$$

2. Определение коэффициента теплопередачи K

Расположение труб в перегревателе котла „Ганомаг“ параллельное.

Газы омывают трубы сперва в направлении, перпендикулярном, затем в направлении параллельном к трубам.

Поэтому коэффициент теплопередачи от газов к стенкам определяем как средний из номограммы 1 и 3.

$$\text{Средняя температура газов: } T''_{cp} = \frac{750 + 444}{2} = 597^\circ\text{Ц.}$$

Скорость газов по расчету $W = 10$ м/сек.

Температуру стенки примем превышающей среднюю температуру пара на величину порядка 30° , согласно данных Мюнцингера. Тогда округленно температура стенки:

$$t_{cm} = \frac{400 + 233}{2} + 33,5 = 350^\circ\text{Ц.}$$

Диаметр труб по выполненной конструкции $d = 38$ мм.

Число рядов труб принимаем между 5 и 10. Тогда коэффициент теплопередачи α_s :

$$\text{по номограмме 1} \quad \cdot \alpha_s = 42,5 \text{ кал/м}^2\text{ }^\circ\text{Ц час}$$

$$\text{по номограмме 3} \quad \cdot \alpha''_s = 23,1 \text{ кал/м}^2\text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

среднее значение:

$$\alpha_s = \frac{42,5 + 23,1}{2} = 32,8 \text{ кал/м}^2\text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Парциальное давление углекислоты в дымовых газах, согласно таблицы 4 и уравнения (57а),

$$P_{\text{CO}_2} = \frac{1,01}{7,676} = 0,132 \text{ ата.}$$

Парциальное давление водяных паров в дымовых газах согласно тех же данных:

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,63}{7,676} = 0,082 \text{ ата.}$$

По данным таблицы XV, расстояние между трубками перегревателя по фронту котла:

$$S_1 = 75 \text{ мм}; \quad S_2 = 150 \text{ мм.}$$

Следовательно, можем принять:

$$S = \frac{150 + 75}{2} = 112,5 \text{ мм.}$$

Толщина излучающего слоя газов:

$$\delta = 112,5 - \frac{38}{2} = 93,5 \text{ мм.}$$

Значение произведений $p \delta$:

для углекислоты .	$P_{\text{CO}_2} \delta = 0,132 \cdot 93,5 = 12,3,$
для водяных паров	$P_{\text{H}_2\text{O}} \delta = 0,082 \cdot 93,5 = 7,7.$

Тогда, по номограмме 4, коэффициент теплопередачи от излучения газов:

для углекислоты	$\alpha_{s_{\text{CO}_2}} = 6,5 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}$
для водяного пара	$\alpha_{s_{\text{H}_2\text{O}}} = 3,5 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час,}$
суммарный	$\alpha_s = 10,0 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$

Суммарный коэффициент теплопередачи от газов к стенкам, по уравнению 124:

$$\alpha_1 = 32,8 + 10 = 42,8 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час.}$$

Задаваясь далее ориентировочно длиной змеевика перегревателя $L = 50$ м, определяем максимально допустимую скорость пара в перегревателе по уравнению (129):

В нем:

$$P = 30 \text{ ата,}$$
$$d = 0,038 \text{ м.}$$

Удельный вес насыщенного пара при 30 ата по таблице XIII:

$$\gamma_n = 14,73 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес перегретого пара при 30 ата и 400°C по таблице XIV:

$$\gamma_{ne} = \frac{1}{0,1021} = 9,78 \text{ кг/м}^3.$$

Величина удельного веса, входящего в формулу (129):

$$\gamma = \frac{14,73 + 9,79}{2} = 12,26 \text{ кг/м}^3.$$

Итак:

$$W = 437 \sqrt{\frac{30 \cdot 0,038}{12,26 \cdot 50}} = 437 \cdot 0,0432 \cong 19 \text{ м/сек.}$$

Тогда по номограмме 5 для $P = 30$ ата; $t_{ne} = 400^\circ\text{C}$; $L = 50$ м; $d = 38$ мм и $W = 19$ м/сек; $\alpha_2 = 600$ кал/м²°C час. По номограмме для $\alpha_1 = 42,8$ кал/м²°C час и $\alpha_2 = 600$ кал/м²°C час. Общий коэффициент теплопередачи

$$K = 40 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{C час.}$$

3. Определение поверхности нагрева второго газохода (перегревателя)

Расположение перегревателя в котле „Ганомат“ — вертикальное.

Осуществляя перегреватель по системе противотока, получим необходимую поверхность по уравнению (147а_{II}).

$$\begin{aligned} H''_{ne} &= \frac{2,303 \cdot 8172 \cdot 805}{36(750 - 444 + 233 - 400)} \lg \frac{750 - 400}{444 - 233} = \\ &= \frac{2,303 \cdot 8172 \cdot 805 \cdot 0,22}{40 \cdot 139} = 600 \text{ м}^2 \end{aligned}$$

§ 19. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ ТРЕТЬЕГО ГАЗОХОДА

(в вертикально - водотрубных котлах второй пучок)

Для третьего газохода уравнение (145) напишется так:

$$\begin{aligned} Q_1^{III} &= V''_{nc}(A''_{ne} + B''_{ne}T''_{ne})T''_{ne} - V''_{nc}(A^k + \\ &+ B^kT_k)T_k - Q_5^{III}, \end{aligned} \quad (145_{III})$$

где все значения индексов аналогичны значениям таковых в уравнении (145_{II}), но относятся к состоянию газов до и после третьего газохода (за котлом), причем, согласно таблицы 8,

$$Q^{III} = 0,1Q_5$$

С другой стороны,

$$Q_1^{III} = Q_1^{kn} - Q_1^{ne} - Q_1^1 - Q_1^j, \quad (149)$$

где согласно принятых обозначений:

Q_1^{III} — полезно использованное тепло в третьем газоходе,

Q_1^{kn} — тепло, переданное воде в котле и перегревателе,

Q_1^{ne} — тепло, переданное пару в перегревателе,

Q_1^n — тепло, переданное воде лучеиспусканием топочного пространства,

Q_k^I — тепло, переданное в первом газоходе.

Все величины правой части уравнения (149) известны из предыдущего.

Таким образом, в уравнении (145) известны все величины, кроме T_k , для нахождения которого, аналогично § 17, составляем квадратное уравнение:

$$V_{nc}^k B^k T_k^2 + V_{nc}^k A^k T_k + [Q_1^{III} + Q_5^{III} - V_{nc}^{ne} (A^{ne} + B^{ne} T^{ne}) T^{ne}] = 0,$$

откуда:

$$T_k = \frac{-V_{nc}^k A^k \pm \sqrt{(V_{nc}^k A^k)^2 - 4[Q_1^{III} + Q_5^{III} - V_{nc}^{ne} (A^{ne} + B^{ne} T^{ne}) T^{ne}] V_{nc}^k B^k}}{2V_{nc}^k B^k}$$

Найдя по уравнению (150) температуру газов за котлом, определяем значение коэффициента теплопередачи для третьего газохода, пользуясь соответствующими диаграммами.

В уравнении (146) и (146а) принимаем далее: $t_1 = t_{num}$ (при наличии водяного экономайзера $t_1 = t''_{эк}$; $t_2 = t_n$).

Таким образом, поверхность нагрева, выражаемая этими уравнениями, может быть найдена по формуле: для системы прямотока газов и воды:

$$H_{III} = \frac{2,303 \cdot B \cdot Q_1^{III}}{k(T''_{ne} - T_k + t_n - t_n)} \lg \frac{T''_{ne} - t_n}{T_k - T_n}; \quad (146_{III})$$

для системы противотока газов и воды:

$$H_{III} = \frac{2,303 \cdot B \cdot Q_1^{III}}{k(T''_{ne} - T_k + t_n - t_n)} \lg \frac{T''_{ne} - t_n}{T_k - t_n} \quad (146a_{III})$$

При смешанной системе движения газов нужно брать поверхность нагрева как среднюю по уравнению (146_{III}) и (146а_{III}).

Пример 20. Продолжая тепловой расчет парового котла предыдущих примеров, определим для него поверхность нагрева третьего газохода, в данном случае второго пучка.

1. Определенне температуры газов за котлом T_k

По уравнениям (149) (147) (145_I) и (III) и по данным теплового баланса:

$$Q_1^{III} = 4807 - 805 - 3061 - 504 = 437 \text{ кал/кг}$$

$$Q_5^{III} = 0,1 \cdot 109 = 11 \text{ кал/кг.}$$

Тогда по уравнению (150) и на основании таблицы 4:

$$T_k = \frac{-7,903 \cdot 0,3158 \mp \sqrt{(7,903 \cdot 0,3158)^2 - 2(437 + 11 - 1144)7,903 \cdot 0,0000371}}{2 \cdot 7,903 \cdot 0,0000371} =$$

$$= \frac{-2,494 \mp 2,652}{0,000586} = 270^\circ\text{Ц.}$$

Тепло, содержащееся в газах за котлом:

$V_{nc}^k (A^k + B^k T_k) T_k = 7\,903(0,3158 + 0,0000371 \cdot 270) \cdot 270 = 696$ кал/кг, что соответствует величине, получающейся посредством вычитания из тепла газов, подошедших к газоходу тепла, израсходованного в нем (полезное тепло и потери газохода)

$$1144 - 437 - 11 = 696 \text{ кал/кг.}$$

2. Определение коэффициента теплопередачи K

Газы омывают трубы во втором пучке котла Ганомат параллельно трубам. Поэтому коэффициент теплопередачи от газов к стенкам определяем по номограмме 3, причем средняя температура газов:

$$T_{cp}^{III} = \frac{444 + 270}{2} = 357^\circ\text{Ц.}$$

Скорость газов принимаем $W = 10$ м/сек.

Температуру стенки примем превышающей на величину 100° среднюю температуру воды в пучке; последняя принимается нами как средняя между температурой питательной воды и температурой насыщенного пара, так как мы считаем, что вода нагревается в пучке до температуры насыщения, господствующей в нижнем барабане котла. Таким образом

$$t_{cm} = \frac{70 + 233}{2} + 100 = 250^\circ\text{Ц.}$$

Диаметр труб $d = 83$ мм.

Длина труб $l \cong 10$ м.

Тогда имеем:

$$\alpha_s = 23,0 \text{ кал/м}^2\text{°Ц час.}$$

Парциальное давление углекислоты в дымовых газах, согласно таблицы 4 и уравнения (57а),

$$P_{\text{CO}_2} = \frac{1,01}{7,827} = 0,129.$$

Парциальное давление водяных паров в дымовых газах по тем же данным:

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,63}{7,827} = 0,08.$$

Толщина получающего слоя газов, как в примере 18

$$\delta = 143,5 \text{ мм}$$

Значение произведений $P \cdot \delta$:

$$\text{для углекислоты } P_{\text{CO}_2} \cdot \delta = 0,129 \cdot 143,5 = 18,5,$$

$$\text{для водяного пара } P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \delta = 0,08 \cdot 143,5 = 11,5.$$

Тогда, по номограмме 4, коэффициент теплопередачи от излучения газов:

$$\text{для углекислоты } \alpha_{\text{CO}_2} = 4,6 \text{ кал/м}^2\text{°C час}$$

$$\text{для водяного пара } \alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 2,4 \text{ кал/м}^2\text{°C час}$$

$$\text{суммарный } \alpha_s = 7,0 \text{ кал/м}^2\text{°C час.}$$

Суммарный коэффициент теплопередачи от газов к стенке по уравнению (124):

$$\alpha_1 = 23,0 + 7,0 = 30 \text{ кал/м}^2\text{°C час,}$$

Тогда при величине $\alpha_2 = 5000 \text{ кал/м}^2\text{°C час.}$

Значение общего коэффициента теплопередачи по номограмме 6.

$$K = 29,2 \text{ кал/м}^2\text{°C час.}$$

3. Определение поверхности нагрева

При системе прямотока поверхность нагрева:

$$\begin{aligned} N_{\text{III}} &= \frac{8172 \cdot 437 \cdot 2,303}{29,2(444 - 270 + 233 - 70)} \lg \frac{444 - 70}{270 - 233} = \\ &= \frac{8172 \cdot 437 \cdot 2,303 \cdot 1,004}{29,2 \cdot 337} = 840 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

По системе противотока:

$$\begin{aligned} N_{\text{III}} &= \frac{8172 \cdot 437 \cdot 2,303}{29,2(444 - 270 + 70 - 233)} \lg \frac{444 - 233}{270 - 70} = \\ &= \frac{8172 \cdot 437 \cdot 2,303 \cdot 0,023}{29,2 \cdot 11} = 600 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Окончательный выбор направления газов может быть сделан только после расчета циркуляции котла и его общей конструктивной компоновки, причем, имея в виду экономию металла, мы должны стремиться к осуществлению системы противотока в этом газоходе.

В этом последнем случае конвекционная поверхность нагрева котла:

$$N_k = 160 + 600 = 760 \text{ м}^2$$

Поверхность нагрева котла и экрана:

$$N_{\text{кэк}} = 760 + 148,5 = 908,5 \text{ м}^2.$$

Следовательно, напряжение поверхности нагрева:

$$\text{По } H_k = \frac{D}{H_k} = \frac{56000}{760} = 73,7 \text{ кг м}^2 \text{ час.}$$

$$\text{По } H_{кэк} = \frac{D}{H_{кэк}} = \frac{56000}{808,5} = 69,3 \text{ кг/м}^2 \text{ час,}$$

в то время как котел подобной же производительности, установленный на ГЭС № 2 Харькова, имеет напряженность по гарантиям:

$$\text{По } H_k = \frac{D}{H_k} = \frac{56000}{1250} = 44,8 \text{ кг/м}^2 \text{ час.}$$

$$\text{По } H_{кэк} = \frac{D}{H_{кэк}} = \frac{560000}{1378} = 40,6 \text{ кг/м}^2 \text{ час,}$$

что объясняется неправильным выбором скоростей движения газов, недостаточным использованием лучистой теплоты и неправильным распределением поверхностей нагрева в упомянуто котле (там $W = 6$ м/сек, экран — только 128 м^2 , $H_1 = 375 \text{ м}^2$).

Этот пример показывает, насколько правильный выбор всех элементов теплового расчета позволяет повысить напряженность поверхности нагрева котла, даже не предпринимая специальных конструктивных мер для достижения ее технически возможного и экономически выгодного максимума.

§ 20. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА ЧЕТВЕРТОГО ГАЗОХОДА

(водяного или воздушного экономайзера)

Для четвертого газохода — экономайзера уравнение (45) переписывается так:

$$Q_1^{эк} = V_{пс}^к (A^к + B^к T_k) T_k - V_{y2} (A_{y2} + B_{y2} T_{y2}) T_{y2} \quad (145)$$

В этой формуле:

для воздушного экономайзера $Q_1^{эк} = B \cdot \alpha V_o C_v (t_v - t_k)$,

для водяного экономайзера $Q_1^э = B \cdot D(t''_{эк} - t'_{эк})$

известны из теплового баланса:

1-й член правой части известен из расчета третьего газохода,

2-й член правой части известен как потеря с уходящими газами.

Таким образом, баланс четвертого газохода служит нам для проверки всего расчета поверхностей нагрева.

Коэффициент теплопередачи K для воздушного экономайзера пластинчатого и трубчатого при параллельном течении воздуха относительно труб определяется по номограмме 7; при трубча-

¹⁾ Потерей на излучение экономайзера в окружающее пространство пренебрегаем в виду его крайней незначительности в общем балансе парового котла.

том, при перпендикулярном движении воздуха относительно труб по номограмме 1 или 2 и 7.

Коэффициент теплопередачи K для водяного экономайзера определяется по тем же номограммам, что и для парового котла.

В уравнение (146) и (146а)

$$\begin{array}{l} t_1 = t_k \text{ — температура котельного помещения} \\ t_2 = t_b \text{ — температура горячего воздуха} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} t_1 = t_k \\ t_2 = t_b \end{array}} \right\} \text{ для воздушного} \\ \text{экономайзера} \\ t_1 = t_n \text{ — температура питательной воды} \\ t_2 = t'_э \text{ — температура воды после экономайзера} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} t_1 = t_n \\ t_2 = t'_э \end{array}} \right\} \text{ для водяного} \\ \text{экономайзера}$$

Таким образом, уравнение для определения поверхности нагрева (146) и (146а) приобретает вид:

При системе прямотока газов и воздуха:

$$H_{эк} = \frac{2,303 Q_1^{эк} B}{\kappa(T_k - T_{y2} + t_b - t_n)} \lg \frac{T_k - t_k}{T_{y2} - t_b} \quad (146IV \text{ вэ})$$

При системе противотока газов и воздуха:

$$H_{эк} = \frac{2,303 \cdot Q_1^{эк} \cdot B}{\kappa(T_k - T_{y2} + t_k - t_b)} \lg \frac{T_k - t_b}{T_{y2} - t_k} \quad (146aIV \text{ вэ})$$

Для водяного экономайзера:

При системе прямотока газов и воды:

$$H_э = \frac{2,303 \cdot Q_1^e B}{\kappa(T_k - T_{y2} + t''_э - t_n)} \lg \frac{T_k - t_n}{T_{y2} - t''_э} \quad (146 IV \text{ вод})$$

При системе противотока газов и воды:

$$H_э = \frac{2,303 \cdot Q_{1в} \cdot B}{\kappa(T_k - T_{y2} + t_n - t''_э)} \lg \frac{T_k - t''_э}{T_{y2} - t''_э} \quad (146a IV \text{ вод})$$

При смешанной системе движения газов нужно брать поверхность нагрева экономайзера как среднюю по уравнениям прямотока и противотока.

Пример 21. Расчитать пластинчатый воздушный экономайзер для парового котла, рассчитанного в предыдущих примерах.

Из теплового баланса (см. пример 9) тепло, отданное воздушному экономайзеру на 1 кг топлива

$$Q_1^{эк} = 336 \text{ кал/кг.}$$

По балансу газов, согласно формулы (145 IV), имеем

$$Q_1^{эк} = 696 - 360 = 336 \text{ кал/кг,}$$

т. е. имеем совпадение; следовательно, арифметически расчет произведен правильно.

НБ
УДМУНТ
(ДПТ)

Для определения коэффициента теплопередачи примем:

средняя температура газов $T_{cp}^{гк} = \frac{270 + 160}{2} = 215^\circ \text{Ц}.$

средняя температура воздуха $t_{cp}^в = \frac{180 + 20}{2} = 100^\circ \text{Ц}.$

Следовательно, температура стенки $t_{cm} = \frac{215 + 100}{2} = 157,5^\circ \text{Ц}.$

На основании выполненных конструкций:

длина кармана:	$l = 5 \text{ м},$
расстояние между стенками для газа	$l_2 = 40 \text{ мм},$
тоже воздуха	$l_3 = 20 \text{ мм}.$
Скорость газов согласно расчета	$W = 10 \text{ м/сек}.$

Тогда по номограмме 7, пренебрегая весьма незначительным изучением газов получаем:

Коэффициент теплопередачи от газов к стенкам:

$$\alpha_1 = 28 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}.$$

Коэффициент теплопередачи от стенок к воздуху

$$\alpha_2 = 32,6 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}.$$

По номограмме 6 для этих значений α_1 и α_2 , находим общий коэффициент теплопередачи

$$K = 15,0 \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}.$$

Следовательно, при системе противотока поверхность нагрева воздушного экономайзера:

$$\begin{aligned} N_{гк} &= \frac{2,303 \cdot 336 \cdot 8172}{15 (270 - 160 + 20 - 180)} \lg \frac{270 - 180}{160 - 20} = \\ &= \frac{2,303 \cdot 336 \cdot 8172}{150 (-50)} \lg 0,5 = -8430 - 0,3 = 2500 \text{ м}^2. \end{aligned}$$

§ 21. СВОДНАЯ ТАБЛИЦА РАСЧЕТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Во время расчета теплопередачи в целях одновременной проверки его правильности, необходимо вести сводную таблицу, которую закончить и подытожить по окончании расчета.

Сводная таблица составляется по нижеследующей форме.

Таблица 17

Сводная таблица расчета теплопередачи котла на 1 кг топлива

Показатели	Топка	1-й га- зоход	2-й га- зоход	3-й га- зоход	4-й га- зоход	По всему котлу
Температура газов до газохода (°Ц)	T_2	T''_m	T'_{ne}	T''_{ne}	T_k	T_2
То же после газохода (°Ц)	T''_m	T''_{ne}	T''_{ne}	T_k	$T_{уз}$	$T_{уз}$
Тепло газов до газохода (кал/кг)	Q	Q_m	Q^I	Q^{ne}	Q^{III}	Q
Полезное тепло, израсходованное в газоходе (кал/кг)	$Q'_л$	Q_1	Q_1^{ne}	Q_1^{III}	$Q_1^{эк}$	Q_1
Потерянное тепло в газоходе (кал/кг)	$Q_3 + Q_4 + Q_5^m$	Q_5^I	Q_5^{ne}	Q_5^{III}	—	$Q_2 + Q_4 + Q_5$
Тепло после газохода (кал/кг)	Q^m	Q^I	Q^{II}	Q^{III}	Q_2	Q_2
Коэффициент теплопередачи (кал/м ² °Ц)	—	K_1	K_{ne}	K_3	$K_{эк}$	—
Поверхность нагрева газохода (м ²)	$H_{эл}$	H_1	H_{ne}	H_{III}	$H_{эк}$	—

Для расчета, произведенного нами в предыдущих примерах, таблица 14 приобретает такое конкретное выражение:

Таблица 17а.

Сводная таблица расчета теплопередачи котла на 1 кг топлива

Показатели	Топка	1-й газоход	2-й газоход	3-й газоход	4-й газоход	По всему котлу
Температура газов до газохода (° Ц)	1920	950	750	444	270	1920
То же после газоотхода (° Ц)	950	750	444	270	160	160
Тепло газов до газохода (кал/кг)	5830	2497	1960	1144	696	5830
Полезное тепло, израсходованное в газоходе (кал/кг)	3061	504	805	437	336	5143
Потерянное в газоходе тепло (кал/кг)	272	33	11	11	—	327
Тепло газов после газохода (кал/кг)	2497	1960	1144	696	360	360
Коэффициент теплопередачи (кал/м ² °Ц) час	—	42,0	42,8	29,2	15,0	—
Поверхность нагрева газохода (м ²)	148,5	160,0	600,0	600,0	2500,0	—

УДМУНТ
(ДИТ)

ВЫБОР ТЕМПЕРАТУРЫ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ И СКОРОСТИ ГАЗОВ В ГАЗОХОДАХ

§ 22. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Как указано в § 7, понижение температуры уходящих газов уменьшает потери с уходящими газами. Q_2 увеличивает к.п.д. котла и снижает при той же самой паропроизводительности расходы на топливо. Там же были названы технически допустимые нижние пределы для температуры уходящих газов, а именно: по условиям удаления газов из котла при естественной тяге температура уходящих газов не должна быть ниже 150°C , при искусственной тяге — не ниже 100°C . Можно добавить, что в целях обеспечения необходимого температурного напора, для достижения теплопередачи, температура уходящих газов должна быть не менее чем на 50°C выше температуры воздуха и воды, входящих в экономайзер, т. е.

$$T_{yz} \geq t + 50.$$

Кроме того, в водяном экономайзере, в котором температура стенок равна, примерно температуре воды, температура уходящих газов должна быть не менее чем на 10°C выше температуры точки росы, способ нахождения которой указан в § 9, т. е.

$$T_{yz} \geq t_p + 10.$$

При расчете следует определить прежде всего эти два нижних предела и иметь в виду, что температура уходящих газов должна быть не ниже высшего значения из указанных пределов.

Однако, технический нижний предел температуры уходящих газов не всегда совпадает с экономически наиболее выгодным ее значением.

Как указано в § 8, снижение температуры уходящих газов возможно путем увеличения поверхности нагрева экономайзера и путем увеличения коэффициента теплопередачи; но при увеличении поверхности нагрева растут эксплуатационные расходы, а при увеличении коэффициента теплопередачи, достигаемом, при прочих равных условиях, за счет увеличения скорости газов, увеличивается сопротивление экономайзера и, следовательно расход на тягу. Оптимальное значение температуры уходящих газов будет

лежать, очевидно, там, где суммарные годовые расходы на топливо, эксплуатацию поверхности нагрева экономайзера и дымо-сосную и вентиляционную установки будут наименьшими. При проектировании целой котельной установки необходимо, задаваясь различными значениями скорости и температуры уходящих газов, провести параллельные расчеты этих годовых расходов. Температура уходящих газов и скорость их должны быть при этом выбраны такими, при которых суммарные годовые расходы получаются наименьшими. Поскольку в настоящем курсе речь идет о расчете отдельных агрегатов (а не котельной установки в целом) мы не будем излагать методов этих расчетов, отсылая интересующихся к соответствующим курсам теплосиловых установок.

При расчете отдельного котельного агрегата является достаточным аналитически связать годовые расходы со значением температуры уходящих газов и их скорости и, найдя минимум функции, определить при этом значение всех искомых величин

$$T_{yz}, V_z \text{ и } k.$$

Такой метод, в виду неминуемого вхождения в формулу аналитической зависимости ряда опытных коэффициентов, будет разумеется, менее точным, чем метод непосредственных параллельных подсчетов, но вполне достаточен для первого приближения.

Увеличивая поверхность нагрева воздушного экономайзера на 1 м^2 , получим дополнительно полезного тепла $k(T_{yz} - t')$,

где k — коэффициент теплопередачи,

T_{yz} — температура уходящих газов,

t' — температура тела (воздуха или воды), входящего в экономайзер.

Обозначая через b_m (в копейках) стоимость 1000 кал. тепла в топливе¹⁾, через n — число часов работы котла в году и, пренебрегая потерями в окружающую среду (q_5), получим годовую экономию на топливе в рублях:

$$\frac{k(T_{yz} - t') b_m}{10 \cdot 100} \cdot n = 10^{-5} k b_m n (T_{yz} - t'). \quad (151)$$

Дополнительные годовые расходы на эксплуатацию добавочного 1 м^2 поверхности нагрева экономайзера составит в рублях:

$$\frac{\rho \cdot a_g}{100} = 10^{-2} \cdot \rho \cdot a_g, \quad (153)$$

¹⁾ При цене топлива франко топка, т. е. с доставкой в котельную S_m руб. за тонну, стоимость 1000 кал. в копейках выражается формулой:

$$b_m = 100 \frac{S_m}{Q_{\kappa}^p}. \quad (152)$$

НБ
УДМУТ
(ДИТ)

где ρ — проценты, отчисляемые ежегодно со стоимости экономайзера на капитализацию, амортизацию и ремонт.

a_0 — стоимость 1 м² поверхности нагрева экономайзера в руб.

Очевидно, что при равенстве уравнений (151) и (153), т. е. при равенстве полученной экономии топлива и расходов на эксплуатацию добавочной поверхности нагрева, мы получим наиболее выгодную по экономичности температуру уходящих газов, т. е.

$$10^{-5} \cdot k \cdot b_m \cdot n (T_{yz} - t') = 10^{-2} \cdot \rho \cdot a_0 \quad (154)$$

откуда

$$T_{yz} = \frac{10^3 \rho \cdot a_0}{k b_m \cdot n} + t' \quad (155)$$

Следует иметь в виду, что в этом уравнении ρ выражено в процентах, b_m в копейках, a_0 в рублях, k в кал/м² °Ц час, n в часах, а T_{yz} и t' в °Ц.

Температура уходящих газов, при прочих равных условиях, есть функция поверхности нагрева экономайзера.

Поверхность нагрева, при прочих равных условиях, есть функция коэффициента теплопередачи.

При прочих равных условиях, коэффициент теплопередачи зависит от скорости газов и обогреваемой среды, причем он пропорционален по различным авторам от 0,6 до 0,8 степени скорости. С другой стороны, с увеличением скорости газов увеличивается сопротивление котла, пропорциональное квадрату скорости. Таким образом, с увеличением скорости газов при неизменной поверхности нагрева мы, с одной стороны, имеем уменьшение температуры газов и соответствующую экономию топлива, с другой стороны имеем увеличение сопротивления экономайзера и увеличение расходов на тягу. Это обстоятельство и находит свое выражение в уравнениях (1) и (2), в знаменатель которых входит коэффициент теплопередачи K , зависящий от скорости газов. Данная наиболее выгодная температура уходящих газов может быть достигнута, как выше было указано, за счет увеличения поверхности нагрева, что вызывает увеличение расходов на ее эксплуатацию за счет увеличения в скорости газов, что дает увеличение расходов на тягу. Для данной наиболее выгодной температуры уходящих газов, очевидно, наиболее выгодная скорость будет тогда, когда мы будем иметь минимум суммарных годовых расходов на эксплуатацию поверхности нагрева экономайзера и тяговое устройство. Задача, следовательно, сводится к тому, чтобы найти зависимость суммарных годовых расходов на эксплуатацию и тягу от скорости; определить по минимуму функции наиболее выгодное значение скорости газов; найти по скорости соответствующий коэффициент теплопередачи и, поставив его в формулу (155), найти наиболее выгодную температуру уходящих газов.

§ 23. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИВЫГОДНЕЙШЕГО ЗНАЧЕНИЯ T_{y2} ДЛЯ СЛУЧАЯ ВОЗДУШНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА

По Греберу, коэффициент теплопередачи воздушного экономайзера выражается формулой:

$$k = 22,5 \left(\frac{d}{l} \right)^{0,05} \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\gamma \cdot C_p d}{\lambda} \right)^{0,79} W^{0,79}, \quad (156)$$

где d — диаметр трубы трубчатого экономайзера или двойное расстояние между газовыми стенками для пластинчатого подогревателя в м,

l — длина трубы или длина кармана воздухоподогревателя в м,

γ — теплопроводность газов, находимая по формуле:

$$\lambda = 0,00167 \frac{(1 + 0,000194 T \cdot \sqrt{T})}{1 + \frac{117}{T}} \quad (157)$$

T — средняя абсолютная температура газов,

γ — удельный вес газа в кг м^3 ,

C_p — весовая его теплоемкость при постоянном давлении,

W — скорость газов в экономайзере.

Для обычных условий воздушного экономайзера можно принять

$$d = 57 \text{ мм},$$

$$l = 5,0 \text{ м},$$

$$T = 473^\circ \text{Ц},$$

$$\gamma = 0,75 \text{ кг/м}^3$$

$$C_p = 0,25.$$

Тогда получим эмпирическую приближенную формулу зависимости коэффициента теплопередачи от скорости газов

$$K = 2,26 \cdot W^{0,79}. \quad (158)$$

Многочкратная проверка этой формулы по таблицам Мюнцингера для определения коэффициентов теплопередачи воздушного экономайзера показала, что результаты подсчета по ней в обычных случаях воздушного экономайзера отклоняются от данных таблиц Мюнцингера не более чем на 10%, что должно быть признано вполне допустимым пределом точности для наших первоначальных подсчетов температуры уходящих газов, которые (подсчеты) вообще говоря, носят ориентировочный характер.

Поверхность нагрева воздушного экономайзера выражается формулой:

$$H_s = \frac{B \cdot \alpha V_o C_s (t_s - t_k)}{k \left(\frac{T + T'_s}{2} - \frac{t_s + t_k}{2} \right)}, \quad (159)$$

где

- B — количество топлива сжигаемого (кг/час),
 αU_0 — количество действительно необходимого воздуха для 1 кг топлива ($\text{м}^3/\text{кг}$),
 C_θ — средняя теплоемкость воздуха в пределах t_θ и t_k ,
 t_θ — температура воздуха после воздушного экономайзера,
 t_k — температура воздуха в котельной,

$K = 2,26 W^{0,19}$ — коэффициент теплопередачи.

$\frac{T'_\theta + T''_\theta}{2} \frac{t_\theta + t_k}{2}$ — температурный напор в воздушном экономайзере, который с достаточной степенью точности можно принять равным 100° .

Подставив значение K и температурного напора в формулу (159), получаем выражение для поверхности нагрева воздушного экономайзера, в зависимости от скорости газов:

$$H_\theta = 0,00443 \cdot B \alpha_m V_0 C_\theta (t_\theta - t_k) \cdot W^{-0,79} \quad (160)$$

В дальнейшем согласно указания Р. Грановского (см. Р. Грановский „Котельные установки“ ГНТИ. 1930 г., стр. 259), принимаем скорость воздуха в воздушном экономайзере равной скорости газов.

Сопротивление воздушного экономайзера пропорционально квадрату скорости:

$$S_{\text{эк}} = \xi_{\text{эк}} \frac{W^2}{2g}, \quad (161)$$

где, по подсчетам и опыту, можно принять для расчетов:

$$\begin{aligned} \text{для газовой стороны,} & \quad \xi_{\text{эк}}^g = 3,92 \\ \text{для воздушной} & \quad \xi_{\text{эк}}^e = 9,4. \end{aligned}$$

Тогда значение формулы (161):

$$\text{для газовой стороны} \quad \cdot S_{\text{эк}}^g = 0,2 W^2 \quad (161a)$$

$$\text{для воздушной стороны} \quad \cdot S_{\text{эк}}^e = 0,48 W^2 \quad (161b)$$

Потребная мощность дымососа для просасывания газов через воздушный экономайзер:

$$N_\theta = \frac{V_{\text{газ}}^{\text{час}} S_{\text{эк}}^g 0,736}{3600 75 \eta_\theta} \text{ кВт} \quad (162)$$

где $V_{\text{газ}}^{\text{час}} = \frac{B V_{y2} (T_{y2} + 273)}{273}$ — часовой расход газа в $\text{м}^3/\text{час}$.

$S_{\text{эк}}^g = 0,2 \cdot W^2$ мм в. с. — сопротивление газовой стороны экономайзера,

$\eta_\theta = 0,5$ — к. п. д. дымососной установки.

Подставляя эти значения в уравнение (161), получаем:

$$N_{\theta} = \frac{0,736}{3600} \frac{0,2}{75} \frac{0,5}{0,5} \frac{1}{273} \cdot B V_{y_2} (T_{y_2} + 273) W^2 =$$

$$= 0,000000004 \cdot B \cdot V_{y_2} \cdot (T_{y_2} + 273) W^2 =$$

$$= (0,000000004 \cdot B \cdot V_{y_2} T_{y_2} + 0,000001092 B V_{y_2}) W^2 \quad (163)$$

С другой стороны, по уравнению (155)

$$T_{y_2} = \frac{10^3}{k \cdot s_m \cdot n} \rho a_3 + t \quad (155)$$

Заменяя в формуле (155) k его значением по формуле (158) и заменяя t через t_{κ} , подставляем значение T_{y_2} в формулу (163); после преобразования получаем:

$$N_{\theta} = (0,00000177 B \cdot V_{y_2} \cdot \rho \cdot a_3 b_m^{-1} n^{-1} \cdot W^{-0,79} +$$

$$+ 0,000000004 \cdot B V_{y_2} \cdot t_{\kappa} + 0,00000109 B V_{y_2}) W^2 \quad (164)$$

Потребная мощность вентилятора для просасывания воздуха через воздушный экономайзер

$$N_{\theta} = \frac{V_{\theta}^{час} \cdot h_{\theta}^{\theta} \cdot 0,736}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_{\theta}}, \quad (165)$$

где $V_{\theta}^{час} = B \cdot \alpha_m V_o \frac{t_{\theta} + 273}{273}$ — часовое количество воздуха в м³/ч.

$S_{\theta}^{\theta} = 0,48 W^2$ — сопротивление воздушной стороны экономайзера в мм в. с.

$\eta_{\theta} = 0,5$ к. п. д. вентилятора.

Подставляя эти значения в уравнение (165), получаем:

$$N_{\theta} = \frac{0,736}{3600 \cdot 75} \frac{0,48}{0,5} \frac{1}{273} \cdot B \alpha_m V_o (t_{\theta} + 273) W^2 =$$

$$= 0,0000000096 B \alpha_m V_o (t_{\theta} + 273) \cdot W^2 \quad (166)$$

При принятой стоимости 1 м² экономайзера в a_3 руб. и годовых отчислениях ρ % годовые расходы на эксплуатацию поверхности нагрева воздушного экономайзера из формулы (160) будут:

$$S_{200}^{эк} = 0,0000443 \cdot B \cdot \alpha_m V_o C_{\theta} (t_{\theta} - t_{\kappa}) a_3 \rho \cdot W^{-0,79} \quad (167)$$

При принятом числе часов работы агрегата в году n и себестоимости квт/ч s коп., годовая стоимость энергии, потребной для просасывания через воздушный экономайзер газов из формулы (164):

$$S_{200}^{\theta} = 0,000000077 B \cdot V_{y_2} \rho \cdot a_3 \cdot b^{-1} \cdot s \cdot W^{0,21} +$$

$$+ (0,00000000004 B V_{y_2} t_{\kappa} + 0,0000000109 \cdot B V_{y_2}) n \cdot S \cdot W^2 \quad (168)$$

При тех же значениях n и s годовая стоимость энергии, потребной для просасывания через воздушный экономайзер воздуха из формулы (166):

$$S_{200}^g = 0,000000000096 \cdot B Q_m V_o \cdot (t_g + 273/n \cdot S \cdot W^2) \quad (169)$$

Искомые суммарные годовые расходы:

$$S_{200} = S_{од}^{ек} + S_{200}^d + S_{200}^g = 0,000226 B \cdot \alpha_m V \cdot C_g (t_g - t_k) \cdot a_g \rho \cdot W^{-0,79} + \\ + 0,0000000177 B V_{yz} \rho \cdot a_g b^{-1} S W^{-1,21} + 0,00000000004 B \cdot V_{yz} t_k + \\ + 0,0000000109 B \cdot V_{yz} + 0,000000000096 \cdot B \cdot \alpha_m \cdot V_o (t_g + \\ + 273) n \cdot s \cdot W^2 \quad (170)$$

Принимая обозначения:

$$0,0000443 \alpha_m V_o C_g (t_g - t_k) a_g \rho = \gamma, \quad (171)$$

$$0,0000000177 V_{yz} \rho \cdot a_g b^{-1} s = \delta, \quad (172)$$

$$[0,00000000004 \cdot V_{yz} t_k + 0,0000000109 V_{yz} + \\ + 0,000000000096 \alpha_m V_o (t_g + 273)] n \cdot s = \epsilon, \quad (173)$$

уравнение (170) перепишем так:

$$S_{од} = \gamma \cdot B \cdot W^{-0,79} + \delta B W^{1,21} + \epsilon B W^2 \quad (174)$$

Для получения значения W при минимуме годовых расходов берем производную от s по W и приравниваем ее нулю, одновременно сокращая на B :

$$\frac{ds}{dW} = -0,79 \gamma W^{-1,79} + 1,21 \delta \cdot W^{0,21} + 2\epsilon W = 0.$$

Аналитическое решение этого уравнения невозможно. Умножаем поэтому обе части уравнения на $W^{1,79}$ и первые два члена левой части переносим с обратным знаком в правую часть:

$$2\epsilon W^{2,79} = 0,79 \gamma - 1,21 \delta W^2 \quad (176)$$

Уравнение (176) представляет собой уравнение двух кривых: одна вида $y_1 = 2\epsilon W^{0,79}$, другая вида $y_2 = 0,79 \gamma - 1,21 \delta W^2$.

Точка пересечения этих двух кривых и дает значение скорости W , при котором суммарные годовые расходы получаются наименьшими. Задаваясь различными значениями W , нетрудно графически определить эту скорость.

Таким образом ход расчета наивыгоднейшей температуры уходящих газов сводится к следующему.

По уравнениям (171), (172) и (173) находят коэффициенты γ , δ и ϵ . решают графически уравнение (176), находя W ; по уравнению (158) определяют K и s помощью формулы (155) находят температуру уходящих газов:

Пример 22. Пусть требуется определить температуру уходящих газов после воздушного экономайзера при следующих данных:

$$\alpha_m V_o = 6,95 \text{ м/сек}, t_g = 180^\circ\text{Ц}, t_k = 20^\circ\text{Ц}, V_{yz} = 8,05 \text{ нм}^3/\text{кг},$$

Для расчета примем:

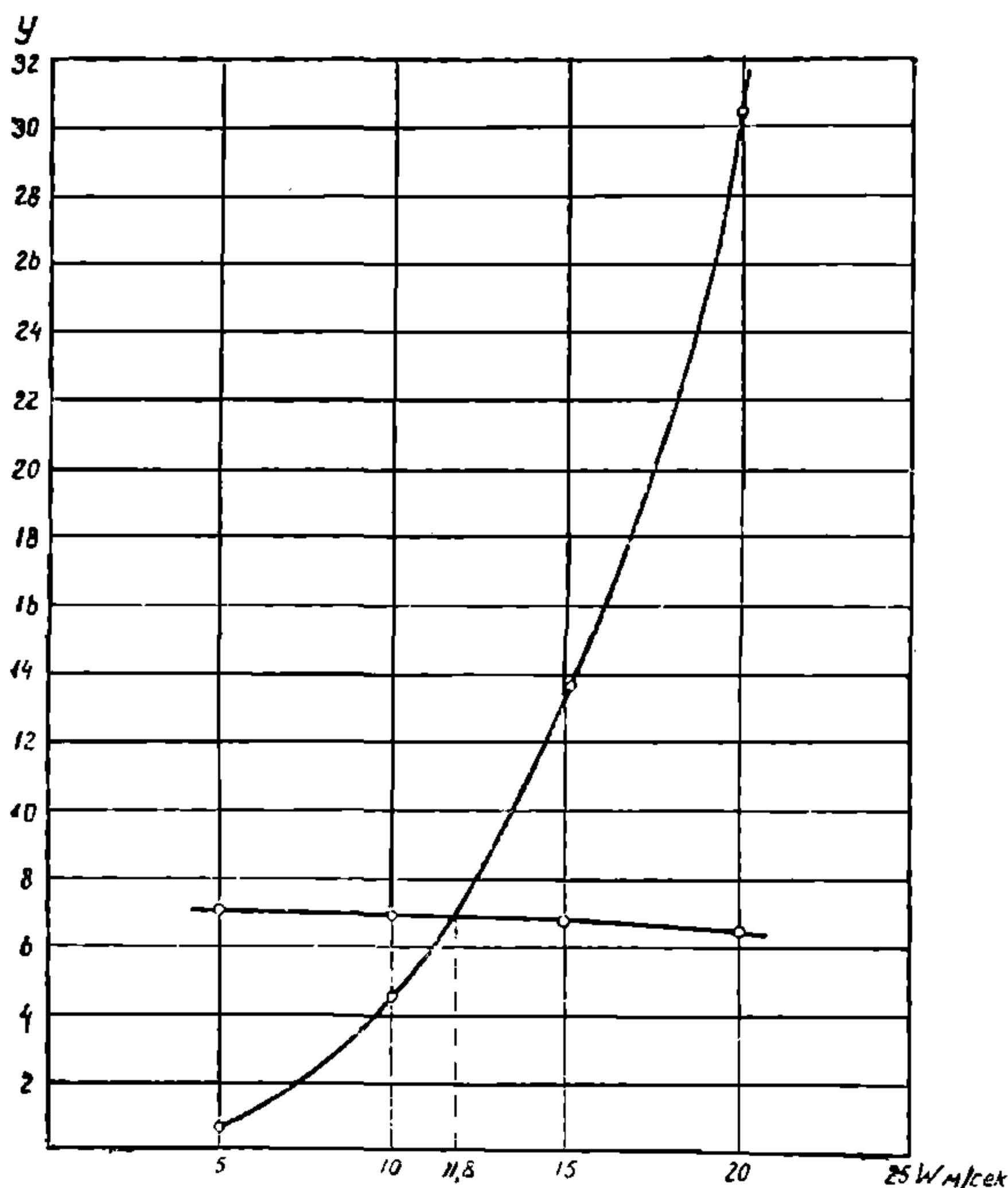
$$a_s = 30 \text{ руб/м}^2, \rho_i = 20\%, n = 3000 \text{ час/год}, s = 3 \text{ коп./квт-ч}, v_m = 0,2 \text{ коп/кал}.$$

Тогда значения коэффициентов:

$$\begin{aligned} \gamma &= 0,0000443 \cdot 6,95 \left(0,3 + 0,0000201 \frac{180 + 20}{2} \right) (180 - 20) \cdot 30 \cdot 20 = \\ &= 0,0000443 \cdot 3,36 \cdot 30 \cdot 20 = 8,92, \end{aligned}$$

$$\delta = 0,0000000177 \cdot 8,05 \cdot 20 \cdot 30 \cdot 0,2^{-1} \cdot 3 = 0,00128,$$

$$\begin{aligned} \epsilon &= (0,00000000004 \cdot 8,05 \cdot 20 + 0,0000000109 \cdot 8,05 + \\ &+ 0,000000000096 \cdot 6,95 \cdot 453) \cdot 3000 \cdot 3 = 0,003564. \end{aligned}$$



Фиг. 15. Графическое нахождение наивыгоднейшей скорости газов в воздушном экономайзере

Значение коэффициента теплопередачи при этом по формуле (158)

$$K = 2,26 \cdot 11,8^{0,79} = 16 \text{ кал/м}^2\text{°Ц час}.$$

Тогда уравнение (23) приобретает вид:

$$\begin{aligned} 0,007128 W^{2,79} &= \\ &= 7,05 - 0,00155 W^2. \end{aligned}$$

Строим по точкам кривые:

$$\begin{aligned} y_1 &= 0,007128 W^{2,79}, \\ y_2 &= 7,05 - 0,00155 \cdot W^2. \end{aligned}$$

Точка пересечения этих кривых (см. фиг. 15) дает значение наивыгоднейшей скорости газов и воздуха в экономайзере:

$$W = 11,8 \text{ м/сек}.$$

Пример этот показывает, в частности, что обычно выбираемые значения скорости газов и воздуха в экономайзерах в пределах 10 м/сек явно недостаточны и экономически невыгодны.

Наивыгоднейшая температура уходящих газов по формуле (155):

$$T_{yz} = \frac{10^3 \cdot 20 \cdot 30}{16 \cdot 0,2 \cdot 3000} + 20 = 83^\circ\text{Ц}$$

(точка росы = 72°Ц).

Таким образом, наивыгоднейшая температура получается немного ниже технически допустимого предела — 100°Ц ; в этом случае температуру уходящих газов следует выбирать по технически нижнему пределу уходящих газов; это показывает, насколько важную роль при выборе температуры уходящих газов играет выбор скорости их движения и соответственно коэффициента теплопередачи.

Сопротивление воздушного экономайзера при этом получается

$$\begin{aligned} \text{с газовой стороны} & \quad s_g^2 = 0,2 \cdot 11,8^2 = 28 \text{ мм в. с.} \\ \text{с воздушной стороны} & \quad s_g^2 = 0,48 \cdot 11,8^2 = 67 \text{ мм в. с.} \end{aligned}$$

§ 24. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИВЫГОДНЕЙШЕГО ЗНАЧЕНИЯ T_{yz} ДЛЯ СЛУЧАЯ ВОДЯНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА

Изложенный принцип определения наивыгоднейшей температуры уходящих газов нетрудно приложить для случая водяного экономайзера.

Коэффициент теплопередачи для водяных гладких труб, по исследованиям Тома, может быть выражен формулой:

$$K = 3,65 \frac{W^{0,6}}{d^{0,4}}, \quad (177)$$

где W — скорость газов в экономайзере в м/сек,
 d — диаметр труб в м,

Поверхность нагрева водяного экономайзера, считая и для данного случая температурный напор равным 100°Ц

$$H_g = \frac{D(t''_g - t'_g)}{K \cdot 100} \quad (178)$$

где D — паропроизводительность котла в кг/час,
 t'_g — температура воды до экономайзера,
 t''_g — температура воды после экономайзера,
 K — коэффициент теплопередачи.

Подставляя K из формулы (177), получаем:

$$H_g = 0,00274 \cdot D (t''_g - t'_g) d^{0,4} W^{-0,6} \quad (179)$$

Сопротивление гладкотрубного водяного экономайзера может быть выражено формулой:

$$h_{эж} = \frac{n}{10} \left(\frac{W}{4} \right)^2 = 0,00625 n W^2, 1) \quad (180)$$

1) См. Грановский. „Котельные установки“, 1930 г., стр. 340.

где n — число труб экономайзера,
 W — скорость газов в м/сек.

Обычные гладкотрубные водяные экономайзеры строятся так, что поверхность нагрева одной трубы равна 1 м^2 ; тогда число труб экономайзера равно числу м^2 поверхности нагрева, т. е.

$$n = 0,00274 D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) d^{0,4} W^{-0,6}.$$

Тогда :

$$S_{\text{эк}} = 0,0000171 \cdot D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) d^{0,4} \cdot W^{1,4}. \quad (180a)$$

Мощность дымососа для просасывания газов через водяной экономайзер

$$\begin{aligned} N_{\partial} &= \frac{V_{\text{гас}} h_{\text{эк}} 0,736}{3600 \cdot 75 \cdot 0,5} = \\ &= \frac{B \cdot V_{y_2} (T_{y_2} + 273) \cdot 0,0000171 \cdot D \cdot (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) d^{0,4} \cdot 0,736 \cdot W^{1,4}}{273 \cdot 3600 \cdot 75 \cdot 0,5} = \\ &= 0,000000000000342 B \cdot V_{y_2} (T_{y_2} + 273) \cdot D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) d^{0,4} \cdot W^{1,4}. \quad (181) \end{aligned}$$

Подставляя в уравнение (181) значение T_{y_2} из уравнения (155) и заменяя в нем K его значением из уравнения (177), после преобразования получаем :

$$\begin{aligned} N_{\partial} &= 0,000000000094 \cdot B \cdot V_{y_2} \cdot D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) \cdot d^{0,4} \frac{a_{\text{э}} \rho d^{0,4}}{v_m n} W^{0,8} + \\ &+ 0,000000000000342 \cdot B V_{y_2} \cdot D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) d^{0,4} \cdot (t'_{\text{э}} + 273) W^{1,4} \quad (181a) \end{aligned}$$

Стоимость эксплуатации поверхности нагрева экономайзера при стоимости 1 м^2 руб и при ежегодных отчислениях ρ % будет из уравнения (179)

$$S_{\text{экс}} = 0,0000274 D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) \cdot d^{0,4} \cdot a_{\text{э}} \cdot \rho \cdot W^{-0,6}. \quad (182)$$

При стоимости 1 квт-ч s коп и числе часов работы агрегата в году n , стоимость энергии для просасывания газов через водяной экономайзер будет :

$$\begin{aligned} S_{\partial} &= 0,000000000000094 \cdot B \cdot V_{y_2} D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) \cdot d^{0,4} \cdot a_{\text{э}} \cdot \rho \cdot d^{0,4} \cdot v_m^{-1} s \cdot W^{0,8} + \\ &+ 0,00000000000000342 B \cdot V_{y_2} D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) d^{0,4} (t'_{\text{э}} + 273) \cdot n \cdot s \cdot W^{1,4} \quad (183) \end{aligned}$$

Обозначив :

$$0,0000274 \cdot a_{\text{э}} \rho = \gamma$$

$$0,000000000000094 B V_{y_2} a_{\text{э}} \cdot \rho \cdot d^{0,4} v_m^{-1} \cdot s = \delta$$

$$0,00000000000000342 \cdot B V_{y_2} (t'_{\text{э}} + 273) \cdot n \cdot s = \epsilon,$$

получаем значение годовых расходов на эксплуатацию и тягу водяного экономайзера :

$$\begin{aligned} S_{\text{год}} &= \gamma \cdot D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) \cdot d^{0,4} \cdot W^{-0,6} + \delta \cdot D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) d^{0,4} W^{0,8} + \\ &+ \epsilon D (t''_{\text{э}} - t'_{\text{э}}) d^{0,4} W^{1,4} \quad (184) \end{aligned}$$

Для нахождения W , при котором получается наименьшее значение годовых расходов, берем производную от S по W , при-

равниваем ее нулю и, сокращая одновременно на $D(t'_s - t_s)d^{0,4}$, получаем:

$$\frac{ds}{dW} = -0,6 \gamma W^{-1,6} + 0,8 \delta W^{-2} 1,4 \varepsilon W^{0,4} = 0 \quad (185)$$

Умножаем обе части уравнения (185) на $W^{1,6}$ и переносим первые два члена левой части направо:

$$1,4 \varepsilon W^2 = 0,6 \gamma - 0,8 \delta W^{1,4} \quad (186)$$

Уравнение (186) подобно (176) может быть решено только графически, для чего необходимо выстроить две кривые: одну в виде $y_1 = 1,4 \varepsilon W^2$, другую $y_2 = 0,6 \gamma - 0,8 \delta W^{1,4}$, точка пересечения которых и дает наивыгоднейшее значение скорости газов; придавая различные значения W , выстраиваем кривые, находим наивыгоднейшее значение W ; по формуле (177) определяем коэффициент теплопередачи K и затем по формуле (155) отыскиваем наивыгоднейшее значение температуры уходящих газов.

Пример 23. Пусть требуется определить температуру уходящих газов после водяного экономайзера при следующих условиях:

$$B = 8172 \text{ кг/час,} \\ V_{y_2} = 8,05 \text{ нм}^3/\text{кг.}, \quad t'_s = 70^\circ\text{Ц.}$$

Для расчета примем:

$$a_s = 62 \text{ руб/м}^2, \quad \theta_m = 0,2 \text{ коп/кал,} \\ \rho = 20\%, \quad n = 3000 \text{ час/год,} \\ d = 100 \text{ мм,} \quad s = 3 \text{ коп/квт}\cdot\text{ч.}$$

Тогда значения коэффициентов:

$$\gamma = 0,0000274 \cdot 64 \cdot 20 = 0,034, \\ \delta = 0,000000000000094 \cdot 8172 \cdot 8,05 \cdot 62 \cdot 20 \cdot 0,4 \cdot 0,2^{-1} \cdot 3 = 0,00046, \\ \varepsilon = 0,00000000000000342 \cdot 8172 \cdot 8,05 \cdot 343 \cdot 3 = 0,000693$$

и уравнение (34) принимает вид:

$$0,00097 W^2 = 0,0204 - 0,000368 \cdot W^{1,4}.$$

Строим по точкам кривые:

$$y_1 = 0,00097 W^2, \\ y_2 = 0,0204 - 0,000368 \cdot W^{1,4}$$

Точка пересечения этих кривых (см. фиг. 16) дает значение наивыгоднейшей скорости газов в экономайзере: $W = 4,2$ м/сек, т. е. значительно меньше, чем в воздушном экономайзере.

Значение коэффициента теплопередачи при этом по формуле (24)

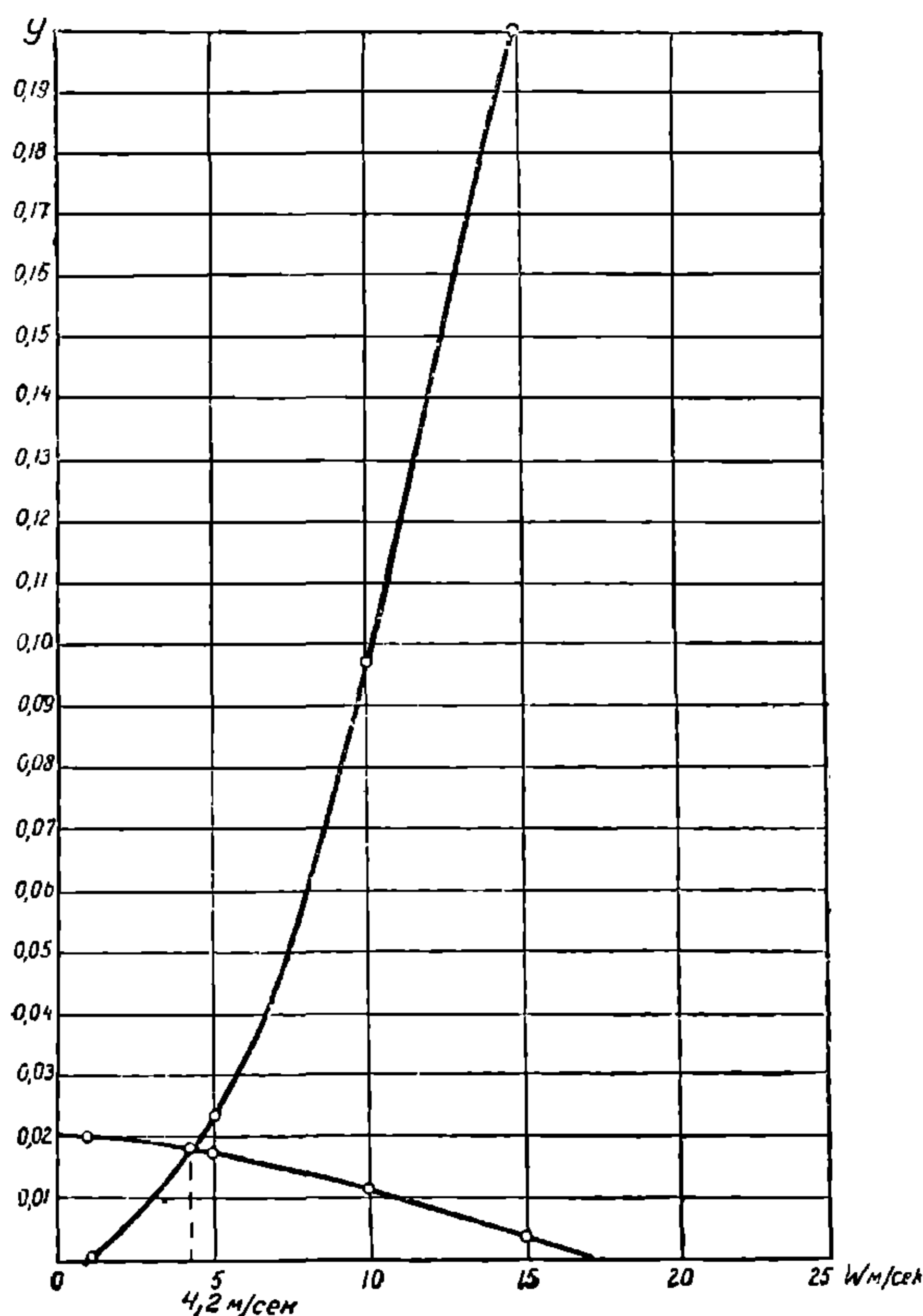
$$K = 3,65 \cdot \frac{4,2^{0,6}}{0,4} = 21,6 \text{ кал/м}^2 \cdot ^\circ\text{Ц час,}$$

т. е. выше обычного принимаемых значений.

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Наивыгоднейшая температура уходящих газов по формуле (55), принимая $W = 3$,

$$T_{yg} = \frac{10^3 \cdot 62 \cdot 20}{21,6 \cdot 0,2 \cdot 3000} + 70 = 165 \text{ } ^\circ\text{C}.$$



Фиг. 16 Графическое нахождение наивыгоднейшей скорости газов в водяном экономайзере

Правильный выбор скорости газов в экономайзере имеет огромное влияние на температуру уходящих газов и, следовательно, обуславливает наиболее экономичную работу котельной установки с учетом всех факторов, связанных с этой температурой.

При применении на-тентованных водяных экономайзеров наивыгоднейшую температуру уходящих газов можно определить проще так как скорость газов есть величина наперед данная, ибо она зависит от самой конструкции экономайзера.

Обычно в гладкотрубных экономайзерах типа Грина скорость газов $W = 4 - 6$ м/сек, чему соответствуют коэффициенты теплопередачи, представленные в таблице 18 в кал/м² °C час:

Таблица 18

W	3 м/сек	4 м/сек	5 м/сек	6 м/сек
При параллельном протекании к трубам	16,5	18,5	20,5	22,5
При перпендикулярном протекании к трубам	14,0	16,0*	17,0	18,0

В ребристых экономайзерах системы „Каблица“ скорости берутся обычно в пределах 2,5 — 3,5 м/сек, что по опытам проф. К. В. Кирша соответствует коэффициенту теплопередачи

$$K = 14,0 - 14,8 \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ час.}$$

Стоимости экономайзера франко-завод с упаковкой представлены в таблице 19.

Таблица 19

Тип экономайзера	Характеристика экономайзера	Стоимость 1 м ² (руб.)
Грина, завод „Экономайзер“	Чугунный, гладкотрубный при трубах поверхности нагрева 1,4 м ² каждая	52
То же	При трубах 1,0 м ² каждая	62
Ступенчатый чугунный	—	58
Железный завода ЛМЗ	Противопоточного типа	165
Чугунный ребристый „Каблица“	На давление 22 ата	40 и 43
То же	На давление от 22 и до 35 ата	55

Пользуясь этими данными, по формуле (155) можно определить наиболее выгодную температуру газов после экономайзера, причем: величину a , надо брать из таблицы 19 с прибавкой 25% на монтаж, обмуровку и транспорт экономайзера; величина отчисления годовых процентов должна быть взята $\rho = 10 - 15\%$; $t' - t_0$ — температура воды при входе в экономайзер.

В заключение несколько сравнительных замечаний о воздушном и водяном экономайзерах.

В теплоэкономическом отношении воздушный экономайзер является более выгодным по сравнению с водяным для улучшения работы котельного агрегата по следующим причинам:

1. Водяной экономайзер улучшает к. п. д. котла только за счет использования теплоты уходящих газов, в то время как воздушный экономайзер не только снижает температуру уходящих газов, но и повышает к. п. д. топки за счет уменьшения потерь на химическую и механическую неполноту горения.

2. 1 м² поверхности нагрева воздушного экономайзера не менее чем в два раза дешевле 1 м² поверхности нагрева водяного экономайзера в то время как коэффициент теплопередачи при правильно выбранных скоростях у воздушного экономайзера выше, так как конструкции водяных экономайзеров не позволяют значительно повышать скорости газов; это обстоятельство влечет за собой более высокий экономический предел температуры уходящих газов.

Против водяного экономайзера в сравнении с воздушным в современных теплосиловых установках говорят еще следующие обстоятельства:

1. Применение регенеративного цикла в паровых турбинах и современные методы водоприготовления для паровых котлов обеспечивают подогрев воды в испарительно-подогревательных устройствах до 100 — 150°C, что вовсе устраняет необходимость

в водяном экономайзере, в виду довольно близкого состояния питательной воды к температуре кипения.

2. Сильное развитие экранных поверхностей нагрева с максимальным использованием лучеиспускания переносит всю работу котла по парообразованию на экран и первый газоход; таким образом третий газоход (задний пучок труб в вертикальных водотрубных котлах) превращается по существу дела в водяной подогреватель.

Резюмируя вышеизложенное, можно заключить, что:

1. Как общее правило, установку воздушного экономайзера следует предпочесть установке водяного экономайзера.

2. При наличии воздушного экономайзера водяной экономайзер следует устанавливать только в том случае, если температура питательной воды ниже или равна точке росы. В этом случае надо предохранить поверхность котла от ржавления, подвергнув ржавлению более дешевую поверхность водяного экономайзера.

3. При отсутствии воздушного экономайзера по каким-либо причинам необходимо устанавливать как в новых, так и рационализируемых котельных водяные экономайзеры.

Пример 24. Пусть температура питательной воды $t'_{эк} = 60^\circ\text{C}$. Требуется определить наивыгоднейшую температуру уходящих газов для экономайзера Грина с длинными трубами.

При скорости $W = 6$ м/сек, коэффициент теплопередачи в формуле (155) будет:

$$K = 22,5 \text{ м/сек.}$$

По таблице 19 $a_s = 1,25 \cdot 52 = 65$ руб.

Примем $\rho = 15\%$ и, согласно предыдущего примера,

$$v_m = 0,2 \text{ коп/кал, } n = 3000 \text{ час/год.}$$

Тогда наивыгоднейшая температура уходящих газов будет:

$$T_{yz} = \frac{10^3 \cdot 65 \cdot 15}{22,5 \cdot 0,2 \cdot 3000} + 60 = 132^\circ\text{C}.$$

§ 25. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИВЫГОДНЕЙШЕЙ СКОРОСТИ В ГАЗОХОДАХ КОТЛА

По Dr.-Ing D. Thoma коэффициент теплопередачи для водотрубных котлов в зависимости от скорости выражается ранее приведенной формулой:

$$K = 3,65 \frac{W^{0,6}}{d^{0,4}}, \quad (177)$$

где W — скорость газов в м/сек,

d — диаметр труб в м.

Эта формула дает довольно близкие результаты по сравнению с данными, получающимися по номограммам Мюнцингера для прямого расположения труб.

Повышая таким образом скорость газов, мы увеличиваем пропорционально 0,6 степени коэффициент теплопередачи. Но с увеличением скорости газов растут сопротивления котла — пропорционально квадрату скорости. Поэтому при увеличении скорости газов, с одной стороны, увеличивается коэффициент теплопередачи и следовательно, уменьшается поверхность нагрева и расходы на нее, с другой же — увеличивается необходимая сила тяги и расходы на производство этой тяги.

В силу этого в паровых котлах обычно ограничиваются скоростями газов в пределах 4—6 м/сек, достигая при этом по формуле (177) при $d = 0,083$ м значений коэффициентов теплопередачи по котлу в среднем:

$$K = 23 — 29 \text{ кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C час.}$$

Но никакого теоретического и практического доказательства того, что наивыгоднейшая скорость газов в паровых котлах лежит именно в названных пределах, нам встречать не приходилось. Между тем есть все основания полагать, что при значительном снижении себестоимости электрической энергии на современных электрических станциях, которая еще больше должна снизиться при увеличении коэффициента теплопередачи, значение оптимальной скорости газов в газоходах котла лежит значительно выше названных пределов.

За счет увеличения коэффициента теплопередачи, уменьшая поверхность нагрева котла при той же паропроизводительности мы экономим столь ценный и дефицитный материал, как металл.

Воспользовавшись методом, предложенным автором выше, для определения наивыгоднейшей скорости газов в экономайзерах при определении температуры уходящих газов, нетрудно определить наивыгоднейшую скорость газов и в котле по минимуму годовых расходов на эксплуатацию поверхности нагрева котла и на расход энергии для просасывания газов через газоходы котла.

Поверхность нагрева только парового котла, работающая соприкосновением, может быть выражена следующей формулой:

$$H_k = \frac{(1 - \mu) \cdot D \cdot \Delta i}{k \left[\frac{T_m'' + T_{ne}' + T_k}{4} - \frac{t_n + t_n}{2} \right]}, \quad (187)$$

где μ — доля тепла, переданная только котлу лучеиспусканием,

Δi_k — количество тепла, переданного 1 кг воды в котле,

D — паропроизводительность котла в кг/час

T_m'' , T_{ne}' , T_{ne}'' , T_k — температуры газов, соответственно перед первым пучком, перед перегревателем, за перегревателем и за котлом,

t_n — температура насыщенного пара,

t_n — температура питательной воды,

k — коэффициент теплопередачи соприкосновением.

Как показывает ряд практических данных и расчетов, температурный напор в котле с достаточной точностью определяется формулой:

$$\frac{T_m'' + T_{ne}' + T_{ne}'' + T_k}{4} - \frac{t_n + t_n}{2} = 450^\circ.$$

Подставляя принятое значение этой величины и значение K из уравнения (177), уравнение (187), после преобразования, перепишем так:

$$H_k = 0,00061 (1 - \mu) D \cdot \Delta i_k \cdot d^{0,4} \cdot W^{-0,6}, \quad (188)$$

При стоимости 1 м² поверхности нагрева котла с обмуровкой и оборудованием a_k руб. и ежегодных отчислениях на амортизацию, ремонт и капитализацию $q^0/0$, годовые расходы на эксплуатацию поверхности нагрева котла выразятся так:

$$S_{20d}^k = 0,0000061 (1 - \mu) D \Delta i_k \cdot d^{0,4} \cdot a_k q \cdot W^{-0,6} \quad (189)$$

Сопротивление газопроводов котла определяется обычно по эмпирической формуле:

$$S_k = A \left(\frac{D}{H_k} \right)^2 \cdot \alpha_k^2, \quad (190)$$

где $A = 0,006$ для жаротрубных и горизонтально-водотрубных котлов,

$A = 0,009$ для комбинированных котлов,

$A = 0,004$ для вертикально-водотрубных котлов,

$\frac{D}{H_k}$ — напряженность поверхности нагрева котла в кг/м²час,

α_k — коэффициент избытка воздуха за котлом.

Подставляя в уравнение (190) значение H_k по уравнению (188), получаем после преобразования:

$$S_k = A \left[\frac{1640 \alpha_k}{(1 - \mu) \cdot \Delta i_k d^{0,4}} \right]^2 W^{1,2} \quad (191)$$

Потребная мощность дымососа для эвакуации газов:

$$N_d = \frac{V_{час} \cdot h_k 0,736}{3600 75 \cdot \eta_b} \text{ кВт}, \quad (192)$$

где

$$V_{час} = \frac{B \cdot V_{y2} (T_{y2} + 273)}{273} \text{ — часовой объем уходящих газов в м}^3/\text{час.}$$

S_k — сопротивление котла в мм в. с, выраженное формулой (191),

$\eta_b = 0,5$ — к. п. д. дымососа.

Подставляя эти значения в уравнение (192) и производя подсчет, получаем:

$$N_d = 0,0538 B \cdot V_{y2} (T_{y2} + 273) \cdot A \left[\frac{\alpha_k}{(1 - \mu) \Delta i_k \cdot d^{0,4}} \right]^2 W^{1,2} \quad (193)$$

При числе часов работы агрегата в году n и себестоимости квтч s коп/квтч, годовые расходы на просасывание газов через котел составят:

$$S_{200}^{\partial} = 0,000538 \cdot B \cdot V_{y2} (T_{y2} + 273) n \cdot s \cdot A \left[\frac{\alpha_{\kappa}}{(1-\mu) \Delta i_{\kappa} \cdot d^{0,4}} \right]^2 W^{1,2} \quad (195)$$

Заменяв в уравнении (189) D через $u \cdot B$ и, обозначив:

$$0,0000061 (1 - \mu) \cdot u \cdot \Delta i_{\kappa} \cdot d^{0,4} \cdot \alpha_{\kappa} q = \gamma,$$

$$0,000538 V_{y2} (T_{y2} + 273) \cdot n \cdot s \cdot A \left[\frac{\alpha_{\kappa}}{(1-\mu) \Delta i_{\kappa} \cdot d^{0,4}} \right]^2 = \delta,$$

получим суммарные годовые расходы на эксплуатацию поверхности нагрева и тягу в зависимости от скорости газов:

$$S_{200} = \gamma \cdot B \cdot W^{-0,4} + \delta \cdot B \cdot W^{1,2} \quad (196)$$

Наивыгоднейшее значение скорости газов будет то, при котором суммарные годовые расходы будут наименьшими. Это значение мы получим, взяв производную от S_{200} по W , приравняв ее нулю (кривая расходов должна иметь изгиб книзу, если рассматривать $s = f(\omega)$ в прямоугольной системе координат).

Берем производную, приравниваем ее нулю и сокращаем обе части на B ; получаем:

$$\frac{ds}{d\omega} = -0,6\gamma^{-1,6} + 1,2 \delta \omega^{0,2} = 0,$$

откуда

$$W^{1,8} = \frac{\gamma}{2\delta} \quad (197)$$

Так как определение наивыгоднейшей скорости газов необходимо производить при проектировании котла после расчета процесса горения и после расчета теплового баланса, то все величины, входящие в γ и δ , известны и определение наивыгоднейшей скорости газов по формуле (197) не составит труда.

Стоимость 1 м² поверхности нагрева котла приведена в таблице XVI в конце книги. При пользовании этой таблицей следует стоимость импортных котлов увеличить в три — четыре раза, включая расходы на транспорт, пошлины, монтаж, обмуровку и пр. При исчислении стоимости 1 м² котлов, изготовляемых в СССР, надо делать соответствующую накидку в 20 — 25%. Ежегодно отчисление на амортизацию и ремонт паровых котлов, согласно существующих норм, следует брать $q = 15,4\%$; диаметр труб берется по таблице XV; величины n и s квтч — так же, как в § 23 и 22; все остальные величины, входящие в значения γ и δ , известны из теплового баланса.

Пример 25. Поясним это примером и посмотрим, какие получаются скорости газов при пользовании формулой (197).

При расчете парового котла $D = 56$ т/час предыдущих примеров получились следующие данные:

$$\begin{aligned} V_{y2} &= 8,05 \text{ м}^3/\text{кг}, & \mu &= 0,765, \\ T_{y2} &= 160^\circ\text{Ц}, & \Delta i_k &= 584 \text{ кал/кг}, \\ \alpha_k &= 1,225, & u &= 6,86 \text{ кг/кг}. \end{aligned}$$

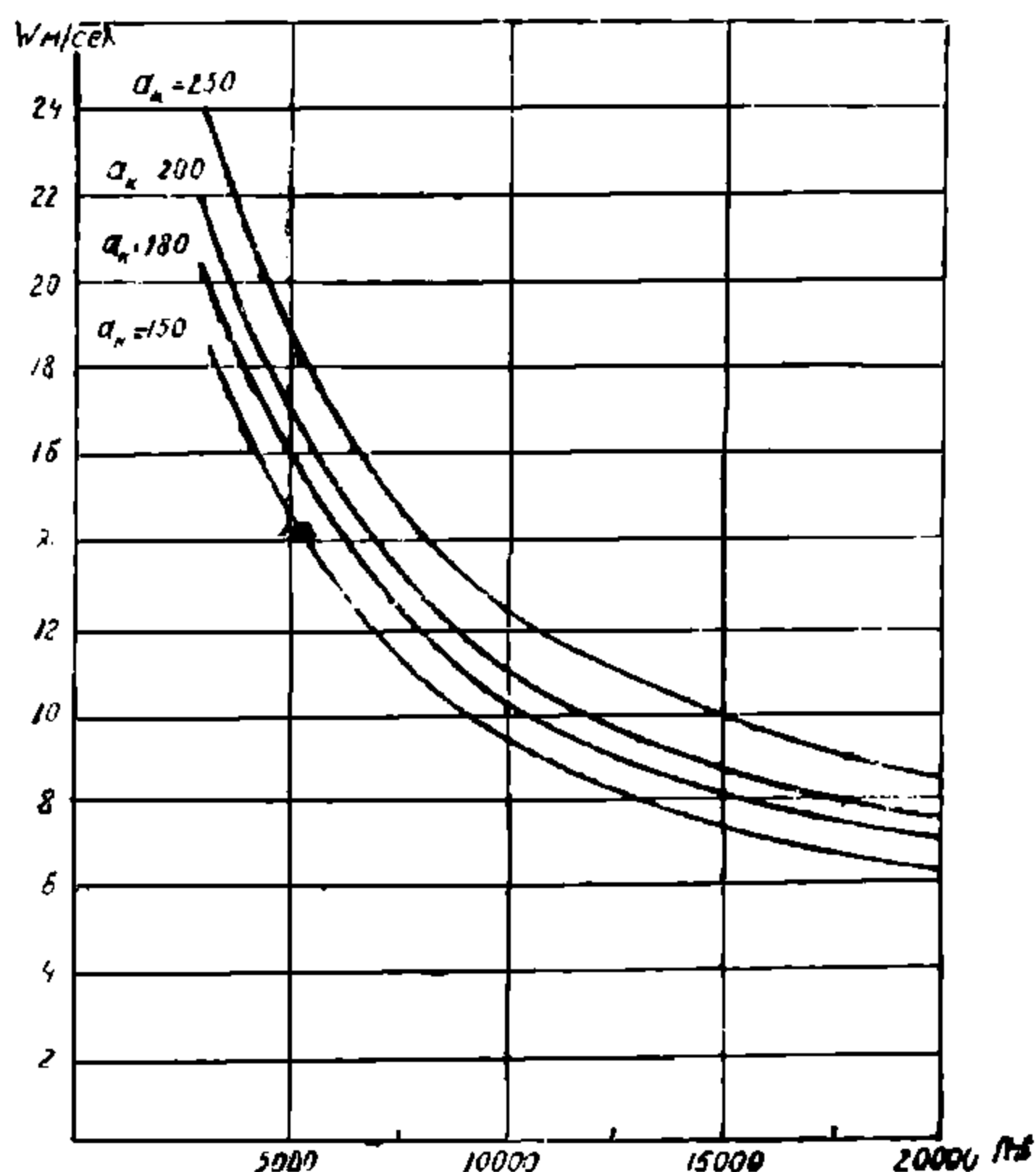
Для расчета примем далее

$$\begin{aligned} d &= 0,083 \text{ м}, & A &= 0,004, \\ a_k &= 180 \text{ руб/м}^2, & s &= 3 \text{ кг/квтч}, \\ q &= 15,4\%, & n &= 3000 \text{ час/год}. \end{aligned}$$

Тогда значения коэффициентов

$$\gamma = 0,0000061 \cdot 0,235 \cdot 6,86 \cdot 584 \cdot 0,083^{0,4} \cdot 180 \cdot 15,4 = 5,88.$$

$$\delta = 0,000538 \cdot 8,05 \cdot 443 \cdot 3000 \cdot 3 \cdot 0,004 \left[\frac{1,225}{0,235 \cdot 584 \cdot 0,083^{0,4}} \right]^2 = 0,04.$$



Фиг. 17. Наивыгоднейшая скорость газов в газоходах котла в зависимости от стоимости 1 м² и произведения числа часов использования на стоимость квтч.

Наивыгоднейшая скорость при этом определится из выражения (197)

$$W^{1,8} = \frac{5,88}{2 \cdot 0,04} = 73,4.$$

Откуда $W = 11$ м/сек, т. е. скорость получается значительно выше применяемых значений в паровых котлах.

При этом коэффициент теплопередачи:

$$\begin{aligned} k &= 3,65 \frac{11^{0,6}}{0,083^{0,4}} = \\ &= 41,7 \text{ кал/м}^2\text{°Ц час} \end{aligned}$$

Суммарные годовые расходы по формуле (196)

$$\begin{aligned} S^{год} &= 5,88 \frac{56000}{6,86 \cdot 11^{0,6}} + \\ &+ 0,04 \frac{56000}{6,86} 11^{1,2} = 17160 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Подставив значение скорости $W = 10$ м/сек, получаем годовые расходы:

$$S^{год} = 17200 \text{ руб.}$$

Подставив значение скорости $W = 12$ м/сек, получаем годовые расходы $S^{год} = 17350$ руб., т. е. при $W = 11$ м/сек мы имеем действительно минимум функции, а не максимум.

Вообще же для данного случая для различных значений a_k и произведения $n \cdot s$ наивыгоднейшие значения скоростей представлены на таблице 20 и на фиг. 17.

Т а б л и ц а 20

a_k руб/м ²	Скорость W (м/сек.) при					
	$n \cdot s=3000$	$n \cdot s=9000$	$n \cdot s=12000$	$n \cdot s=15000$	$n \cdot s=18000$	$n \cdot s=21000$
250	24,0	13,0	11,2	9,8	8,9	8,2
200	21,3	11,5	9,9	8,7	7,9	7,2
180	20,0	11,0	9,1	8,1	7,4	6,8
150	18,4	9,8	8,4	7,4	6,7	6,1

Цифровые данные этой таблицы показывают, что предположенный метод выбора скорости дымовых газов в газоходах котла может внести решительные изменения в работу конвекционной части поверхности нагрева котла в сторону значительного увеличения ее удельной паропроизводительности.

ГЛАВА VII

РАСЧЕТ ТОПОЧНОГО УСТРОЙСТВА

§ 26. ПРЕДМЕТ РАСЧЕТА

Топочное устройство в работе парового котла играет огромную роль, так как оно служит:

- 1) для подачи под котел топлива,
- 2) для подведения необходимого для горения воздуха,
- 3) для процесса сжигания топлива,
- 4) для теплопередачи части тепла топлива посредством лучеиспускания поверхности нагрева.

Если при этом заметить, что важнейшие статьи потерь, исключая потери с отходящими газами, на размер которых, впрочем, работа топочного устройства оказывает серьезное влияние, а именно: потеря на химическую и механическую неполноту горения целиком зависят от работы топки, то станет совершенно ясным, какое внимание конструктор должен обратить на:

1. Выбор топки, соответствующей данному топливу и экономически наиболее выгодной.

2. Правильный теплотехнический расчет топочного устройства, который должен быть сделан с полным пониманием дела и в полном соответствии с тем процессом, который происходит в топке.

Поскольку выбор топочного устройства относится, собственно, не к тепловому расчету котла, а к проектированию котельных установок, мы здесь на этом вопросе не останавливаемся, а ограничиваемся лишь перечислением типов топочных устройств, отвечающих всем условиям для сжигания в них топлив СССР¹⁾ в соответствии с требованиями, предъявляемыми каждым типом топочного устройства к влажности, зольности, температуре размягчения золы, количеству летучих и характеру коксового остатка топлива.

Указанное перечисление представлено в таблице 21. Из этой таблицы видно, что для топлив СССР применимы все существующие топочные устройства. Однако, по соображениям народно-хозяйственного порядка, в условиях СССР, для крупных совре-

¹⁾ См. работу автора «Выбор топочных устройств для электростанций Украины». Журн «Энергетика» № 6 — 1933 г.

менных котельных установок следует отдать безусловное преимущество пылеугольным топкам, топкам для газообразного топлива, взвешенному сжиганию, затем механическим решеткам и топкам с нижней подачей; что касается ручных решеток, то они применимы для котлов не выше 200—300 м².

Таблица 21

Топливо	Котлы 300—500 м ²	Котлы 500—800 м ²	Котлы 800—1200 м ²	Котлы больше 1200 м ²
1. Антрациты:				
АШ		Пылевидное сжигание		
АС ¹⁾		Цепные решетки		
2. Каменные угли:				
Т ¹⁾		Пылевидное сжигание		
Г ¹⁾	Пылевидное сжигание		Цепные решетки	
Д	То же		То же	
ПЖ и ПС ¹⁾	Пылевидное сжигание, цепные решетки, топки с нижней подачей			
3. Бурые угли:				
Подмосковные		Пылевидное сжигание		
Челябинские		Наклонно - переталкивающие топки		
Украинские		Пылевидное сжигание Цепные решетки		
4. Торф:				
Фрезерный		Сжигание во взвешенном состоянии		
Кусковой		Цепные решетки с шахтой		
5. Продукты переработки хим. промышленности:				
Полукокс		Пылевидное сжигание. Цепные решетки		
6. Мазут		Свободное сжигание в камере		
7. Газ		То же		
8. Сланец		Пылевидное сжигание, сжигание во взвешенном состоянии		

¹⁾ Сжигание этих топлив под паровыми котлами нецелесообразно, поскольку они могут быть применены как ценное сырье для химической и коксовой промышленности.

В дальнейшем мы остановимся на тепловом расчете ручной решетки, цепной решетки и топки для сжигания пылевидного топлива.

Тепловой расчет топочного устройства состоит из:

1. Определения размеров колосниковой решетки в тех случаях, когда она имеется.
2. Определения объема топочного пространства (особенно важно для топок без решеток).
3. Определения сечения для подвода воздуха, способов и мест его подачи.

§ 27. РАСЧЕТ ТОПКИ С РУЧНОЙ КОЛОСНИКОВОЙ РЕШЕТКОЙ

Размер ручной колосниковой решетки зависит от двух факторов: 1) сорта сжигаемого топлива и 2) его количества, являющегося функцией заданной паропроизводительности котла.

Условия горения каждого вида топлива, получающиеся сопротивлением слоя топлива, условия чистки топки от шлаков определяют собой предельное весовое количество топлива, которое можно сжигать на 1 м² площади колосниковой решетки. Это количество носит, как известно, название „весового напряжения зеркала горения колосниковой решетки“ и выражается величиной

$$\frac{B}{R},$$

где B — весовое количество топлива, сжигаемое в час, т.е. выраженное в кг/час,

R — площадь колосниковой решетки в м².

Практика установила, что $\frac{B}{R}$ тем больше, чем моложе топливо, чем крупнее его куски, чем больше в топливе летучих частей и чем больше в нем влаги.

В соответствии с данными практики для определения размеров колосниковой решетки надлежит руководствоваться величинами весовых напряжений зеркала горения, проведенных для различных топлив на таблице 22.

Зная количество топлива B , сжигаемого в час по тепловому расчету котла, прибавляя к нему для надежности при перегрузке 25 — 30% и выбрав по таблице 22 весовое напряжение зеркала горения, определяем площадь колосниковой решетки в м²:

$$R = \frac{B}{\overline{R}} \quad (198)$$

Ширина колосниковой решетки „а“ определится в зависимости от расположения поверхности нагрева котла по фронту котла, т. е. в зависимости от количества труб котла по фронту.

Таблица 22

Топливо	Тип ручной решетки	Допускаемое напряжение зеркала горения (кг/м ²)
Каменный уголь	Без дутья	90—120
Антрацит кусковой	С дутьем	130—150
Антрацит кусковой	В паровозной топке	500—600
Антрацит штыб	С дутьем	100—120
Торф	Без дутья	300—400
Бурый уголь	Ступ. топка	180—300
Дрова $W_p = 35\%$	Тоже	350—450
Дрова $W_p = 45\%$	Наклонная решетка	500—600
Дрова $W = 55\%$	Тоже	до 1000
Городской мусор	Мусоросожигательная печь	до 1500

Тогда длина колосниковой решетки будет:

$$b = \frac{R}{a} \quad (199)$$

Исходя из условий обслуживания колосниковой решетки, делают ее не более 2,4 м. Если же по приведенному расчету длина решетки получится больше, чем 2,4 м, то надлежит либо перепроектировать расположение поверхности нагрева котла так, чтобы ширина фронта его a увеличилась до величины:

$$a = \frac{R}{2,4};$$

либо, если это невозможно, заменить ручную решетку соответствующей механической топкой.

В ручных топках (точно так же, как и в механических) объем топочного пространства не играет решающей роли, так как горение большей части топлива происходит в слое, на решетке, и только горение газообразных летучих, выделяющихся при средней фазе горения топлива, происходит в объеме топочного пространства.

Так как процесс горения летучих частей происходит сравнительно легко, вследствие низкой температуры их воспламенения и хорошего перемешивания с воздухом, то большой величины топочного пространства для сгорания летучих частей топлива при сжигании его на ручной решетке не нужно.

Тем не менее объем топочного пространства должен быть тем больше, чем большее количество летучих содержится в сжигаемом топливе.

Так как поперечное сечение топочного пространства определяется размерами колосниковой решетки и, следовательно, для данной решетки есть величина постоянная, то можно сказать, что объем топочного пространства есть функция его высоты.

Высота же топочного пространства значительно влияет на величину потерь от механической неполноты сгорания при применении мелкозернистого топлива. Таким образом, чем мельче зерна топлива, тем большая высота и, следовательно, больший объем должен быть у топочного пространства.

Для определения высоты топочного пространства можно пользоваться формулой проф. Н. А. Доллежалъ (см. Грановский „Котельные установки“, 1930, стр. 63).

$$h = \frac{Q_n^p}{Q} \frac{B}{R} \eta_m \quad (200)$$

где h — высота топочного пространства в м,

$\frac{Q}{V}$ — тепловое напряжение топочного пространства в кал/м³час,

т.е. количество тепла, выделяющееся в топке в час на 1 м³ топочного пространства.

$\frac{B}{R}$ — весовое напряжение зеркала горения в кг/м²час,

η_m — к.п.д. топки.

Все величины в формуле (200) известны из предыдущих расчетов, кроме $\frac{Q}{V}$; для определения этой величины можно воспользо-

зоваться опытными данными, полученными в результате исследований Всесоюзного Теплотехнического Института. Эти данные приведены на таблице 23.

Т а б л и ц а 23

Т о п л и в о	Допускаемое напряжение топочного пространства кал/м ³ час	
Торф, дрова .	300—400	
Бурые угли	220—250	
Каменные угли не спекающиеся при $L = 40—5\%$	$L = 40\%$.	230
	$L = 40\%$.	330
	$L = 30\%$	420
	$L = 20\%$.	450
Антрациты и тощие угли	350	

Пользуясь данными таблицы 23 и формулой (200), определяем высоту топочного пространства при ручной решетке.

Далее необходимо еще определить сечение в решетке для прохода воздуха, так называемое „живое сечение“ решетки.

Величина сечения может быть выражена формулой:

$$R_m = \frac{V_{сек}}{W} \quad . (201)$$

где

$$V_{сек} = \frac{\alpha_m V_0 (t_0 + 273) B}{273 \cdot 3600}$$

— секундный объем проходящего воздуха, необходимого для горения в м³,

W — скорость воздуха в м/сек.

Секундный объем воздуха известен из расчета процесса горения и теплового баланса.

Скорость прохождения воздуха через прозоры колосниковой решетки выбирается в пределах: при естественной тяге $W = 0,75—2$ м/сек, при искусственной тяге $W = 2—4$ м/сек, причем верхний предел относится к топливу, бедному летучими, а нижний — к топливу, богатому летучими.

Практика установила размеры живого сечения колосниковой решетки в процентах от полной ее площади, представленные на таблице 24.

Т а б л и ц а 24

Топливо	Размеры $R_{ж}$ в % от R
Торф и дрова	28—30
Бурый уголь	28—30
Каменные угли	20—50
Антрацит	8—15

В целях лучшего охлаждения решеток следует по возможности увеличивать скорость прохода воздуха, т. е. стремиться к меньшему живому сечению; но уменьшение размера живого сечения, увеличивая скорость прохождения воздуха, увеличивает сопротивление прохождению воздуха сквозь прозоры колосниковой решетки; этим увеличивается необходимая тяга за котлом и, следовательно, удорожаются расходы на производство тяги. Нетрудно было бы, установив математическую зависимость между сопротивлением решетки, тягой и скоростью воздуха, определить аналитически наивыгоднейшую скорость прохождения через решетку воздуха. Но практически необходимости в этом нет, так как практика с достаточной для расчета точностью определила размеры живого сечения ручных решеток для различных топлив. Поэтому расчеты, основанные на данных таблицы 24, можно считать достаточно надежными.

К расчету устройства для подачи воздуха в топку можно отнести собственно и расчет вентиляторного дутья и воздухопроводов, так как ряд ручных топок, особенно для низкосортных

топлив, имеет воздушное дутье. Но так как воздушное дутье применяется для всех видов топок, мы здесь этот вопрос опускаем вообще, относя расчет воздушного дутья в отдельную главу.

Что касается выбора места подвода воздуха при искусственном дутье для ручной вешетки, то в этом случае имеется только одно решение: воздух подводится в поддувало — под колосники. В жаротрубных котлах выгодно подводить вторичный воздух через топочный порог.

§ 28. РАСЧЕТ ТОПКИ С МЕХАНИЧЕСКОЙ ЦЕПНОЙ РЕШЕТКОЙ

Механические цепные решетки приспособлены обычно для сжигания больших количеств топлива под крупными паровыми котлами в ответственных установках.

Поэтому правильный и научно обоснованный подход к тепловому расчету этого вида топок особенно необходим.

Этот правильный подход может быть сделан в том случае, если проектирующим лицом будет совершенно точно усвоен и осознан процесс горения топлива на механической цепной решетке. Имея в виду это обстоятельство, мы позволим себе вкратце до приступа к расчету привести основные положения теории горения топлива на цепной решетке.

Горение всякого твердого топлива на решетке разделяется на три стадии.

Первая стадия — это выделение гигроскопической влаги, содержащейся в топливе, вследствие его подогрева, в виде водяных паров.

Этот процесс подсушки топлива начинается при температурах порядка $100 - 150^{\circ}\text{C}$ и происходит, естественно, с самого начала поступления топлива на решетку.

Вторая стадия — это выделение легких и тяжелых углеводородов CH_4 , C_2H_4 и других так называемых летучих частей. Этот процесс выделения летучих начинается при температурах порядка $500 - 600^{\circ}\text{C}$ и происходит вслед за выпариванием из топлива воды.

Третья стадия — это догорание твердого коксового остатка чистого углерода и выжиг шлаков. Этот процесс горения коксового остатка начинается при температурах порядка $900 - 1000^{\circ}\text{C}$ и происходит вслед за выделением летучих частей.

Принцип действия механической цепной решетки — движение решетки вместе с топливом в камере горения — и основан на этом разделении процесса горения на стадии.

Свежее топливо поступает на начало цепной решетки, где мы имеем наименьшие температуры. Решетка, двигаясь, подает топливо вглубь камеры сгорания в зону более высоких температур, где начинается выделение летучих, и, наконец топливо подается решеткой на конец камеры, где происходит сгорание коксового остатка и где царят наиболее высокие температуры.

В соответствии с изложенным, в топке, оборудованной цепной механической решеткой, различают три основных зоны, находящихся в совершенно различных друг от друга условиях работы.

Первая зона имеет самые низкие температуры и требует самого малого количества воздуха.

Вторая зона имеет средние температуры и требует самого большого удельного количества воздуха, так как в этой зоне происходит сгорание выделившихся летучих частей топлива.

Третья зона имеет самые высокие температуры и требует среднего удельного количества воздуха на догорание коксового остатка.

Из всего этого вытекают следующие выводы:

1. При цепных механических решетках обязательно иметь позонное (секционное) дутье.

2. Количество воздуха, подводимое в каждую секцию, должно находиться в полном соответствии с составом топлива, в частности, и, в особенности, с количеством летучих частей.

3. С целью обеспечения прохождения всех стадий процесса горения топлива во времени, должны быть выбраны соответствующие скорости движения цепной механической решетки.

4. С целью обеспечения прохождения всех стадий процесса горения топлива в пространстве, должна быть выбрана соответствующая поверхность решетки, т.е. величина зеркала горения.

Однако, для правильного расчета и конструирования механической цепной решетки недостаточно определить размер решетки, место и способ подвода воздуха, а также рассчитать его количественное распределение.

Чрезвычайно важно также правильно определить объем (высоту) топочного пространства.

Важно это сделать по двум причинам:

1. Чем выше топочное пространство (чем больше его объем), тем сильнее лучеиспускание топки.

2. Сгорание самих летучих частей происходит не на решетке, а в топочной камере: чем больше в топливе летучих частей, тем больше должно быть по объему топочное пространство для обеспечения надлежащего перемешивания летучих с воздухом и отсутствия явлений догорания в газоходах котла.

С вопросом количества и скорости горения летучих связана также и скорость решетки.

Рассмотрим самый процесс горения летучих. Этот процесс может быть расчленен на четыре стадии:

1. Выделение летучих в слое топлива.

2. Зажигание летучих частей.

3. Распространение пламени в них.

4. Горение.

О выделении летучих указывалось выше.

По данным исследований зажигание летучих происходит в пределах $250 - 700^{\circ}\text{C}$.

Линейная скорость распространения пламени тем больше, чем больше тепла подводится к данной зоне.

Эта скорость для летучих веществ, сгорающих над слоем топлива, колеблется относительно в значительных пределах; максимальное значение скорости распространения пламени имеет для метана (CH₄) и составляет 0,64 м/сек.

Если скорость решетки выше скорости линейного распространения пламени, то происходит отрыв пламени от решетки, что нередко наблюдается в практике эксплуатации цепных решеток.

Если собственная скорость газа в топочной камере выше скорости распространения пламени в смеси метана с воздухом, то метан может уйти в газоходы и несгоревшим.

Этот газ, который имеет более высокую температуру воспламенения, чем остальные составляющие летучих, и который, примерно, в два раза легче дымовых газов, стремится подняться под свод, выделяясь, таким образом, из общего газового потока.

Наличие 1% CH₄ в продуктах сгорания обуславливает потерю в 14—17% с уходящими газами против 5—7% при наличии 1% CO.

Скорость распространения пламени зависит от процентного содержания газов в смеси из воздуха и газа. За определенными пределами этого содержания скорость распространения пламени равна 0, иначе говоря, воспламенения не происходит вовсе.

По данным журнала „Die Wärme“ № 39, за 1930 г., эти пределы характеризуются таблицей 25.

Таблица 25

Г а з	Пределы процентного содержания газа в смеси с воздухом, в которых происходит воспламенение газов
Окись углерода (CO)	от 16,6 до 74,8
Водород H ₂	от 9,6 до 66,3
Метан CH ₄	от 6,2 до 12,7

Как видно из таблицы, метан находится в наиболее неблагоприятных условиях, так как пределы его процентного содержания в смеси с воздухом, в которых происходит его воспламенение, не велики.

Изложенные соображения позволяют наметить основные показатели для расчета цепной колосниковой решетки.

а) Распределение воздуха между зонами

На 1 кг углерода идет $\frac{8}{3}$ кг кислорода, на 1 кг летучих идет 4 кг кислорода; следовательно, при составе топлива: 50% летучих + 50% кокса для летучих частей потребуется воздуха:

$$\frac{4 \cdot 3}{20} 100 = 60\%$$

УДУУТ
(ДІТ)

а для твердого остатка углерода

$$100 - 60 = 40\%$$

Соответственно, при 30% летучих они потребуют 36% всего подведенного воздуха; при 10% — 12% и т. д.

Таким образом, между количеством воздуха (в процентах к общему количеству), который должен быть подведен к первой и второй зоне, и количеством летучих в сжигаемом топливе существует очень простая зависимость:

$$V_{1,2}\% = 1,2 L \quad . (202)$$

где V и L выражены в процентах.

б) Определение площади колосниковой решетки

Площадь колосниковой решетки определяют, задаваясь весовым напряжением ее; при этом надлежит руководствоваться данными таблицы 26.

Т а б л и ц а 26

Топливо	Допускаемое весовое напря- жение механи- ческой цепной топки в кг/м ² час	Топливо	Допускаемое весовое напря- жение механи- ческой цепной топки в кг/м ² час
Торф	500—600	Каменный уголь	150—200
Бурый уголь	200—300	Антрацит	100—150

В последнее время для расчета площади механической колосниковой решетки пользуются большей частью величиной удельной тепловой нагрузки зеркала горения в кал/м² час.

Исходные величины для выбора этих нагрузок представлены на табл. 26а.

Т а б л и ц а 26а

Мощность котла	т/час	70	95	116	140	170
Тепловая нагрузка решетки	кал/м ² час	750	1000	1250	1500	1750

Проверку размера поверхности колосниковой решетки можно сделать на основании соотношений, установленных практикой между поверхностью нагрева котла и поверхностью решетки.

По германским данным: $R : H_k = 1 : 20 \div 40$.

По американским данным: $R : H_k = 1 : 30 \div 60$.

Ширина колосниковой решетки определяется по габаритным размерам котла; длина ее находится как площадь, разделенная на ширину.

в) Определение объема топочного пространства

Определение объема топочного пространства может производиться двояко: либо, зная площадь решетки, найти высоту топки, по этим данным рассчитать объем и проверить его по допускаемому тепловому напряжению топочного объема; либо, задавшись на основании опытных данных тепловым напряжением объема топочного пространства, найти этот объем и, зная площадь решетки, найти получающуюся при этом высоту.

Пример 26. Требуется рассчитать механическую цепную решетку для котла, рассчитанного в предыдущих примерах, с условием, что все предыдущие данные сохраняются, но топливо сжигается не в виде пыли, а на решетке.

а) Количество летучих в угле марки ДО по данным таблицы VII составляет $L = 47\%$; следовательно, к первой и второй зонам должно быть подведено воздуха

$V_{1,2}^{0/0} = 1,2 \cdot 47 = 56,5\%$ от всего количества воздуха, необходимого для горения.

б) Часовое количество сжигаемого топлива, согласно примера 9, составляет $B = 8172$ кг/час.

Принимая, на основании данных таблицы 26, весовое напряжение решетки равным $\frac{B}{R} = 175$ кг, получим поверхность решетки:

$$R = \frac{8172}{175} = 47 \text{ м}^2.$$

При этом отношение $R:H_k$ получается равным 1:17.

Так как ширина котла (по выполненной конструкции) 6,475 м, то длина решетки будет:

$$b = \frac{47}{6,475} = 7,3 \text{ м.}$$

в) Напряжение топочного пространства примем равным 210000 кал/м³ час. Тогда объем топочного пространства будет:

$$V_m = \frac{8172 \cdot 5830}{230000} = 207 \text{ м}^3,$$

что дает среднюю высоту топочного пространства

$$h_m = \frac{207}{47} = 4,4 \text{ м.}$$

§ 29. РАСЧЕТ ПЫЛЕУГОЛЬНОЙ ТОПКИ

Основным содержанием расчета пылеугольной топки является определение объема топочного пространства, играющего решающую роль в пылесожигании.

Эта решающая роль топочного пространства, в частности его объема, при пылеугольном отоплении паровых котлов определяется следующими обстоятельствами:

1. Все три стадии процесса горения топлива — высушивание, выделение летучих и догорание кокса — происходят в топочной камере на пути движения отдельных частичек топлива от устья форсунки до поверхности нагрева.

При этом, вследствие различной величины частиц топлива, они движутся и сгорают с различной скоростью, и поэтому три стадии процесса горения не могут быть отчетливо разделены во времени и пространстве.

Отсюда вытекает задача — стремиться к наиболее равномерному помолу угля.

2. В современных пылеугольных топочных камерах, как правило, располагаются экранные поверхности нагрева, эффективно использующие лучистую теплоту топки и обеспечивающие высокую удельную паропроизводительность котла. Правильная и надежная работа экрана обуславливается не только правильным его расчетом, но и правильным определением объема топочного пространства.

3. Правильный расчет и конструкция топочного пространства обуславливают минимум потерь от невыжига в шлаках, потерь от химической неполноты горения и совершенность теплопередачи от газа к стенкам (в зависимости от степени зашлаковывания труб).

Высокий же к. п. д. топки в основном определяет высокий к. п. д. всего парового котла.

На основании этого при изложении методики расчета пылеугольной топки мы в последующем остановимся, главным образом, на определении объема топочного пространства.

Исходной точкой для определения объема топочного пространства является понятие удельной тепловой нагрузки топочного пространства в кал/м³ час, т. е. количество тепла, выделяемого на 1 м³ топочного пространства в 1 час, которым мы уже пользовались при расчете ручных топок и топок с механическими цепными решетками.

Следует, однако, подчеркнуть разницу значений во всем расчете, какую имеет эта величина для пылеугольных топок и механических. В механических решетках удельная нагрузка топки имеет значение только с точки зрения обеспечения сгорания летучих, в то время как в пылеугольных топках эта величина играет решающую роль в деле обеспечения всего процесса горения.

По исследованиям Розина (см. журнал „Die Wärme“ № 3, 1931 г.), на удельную нагрузку топочного пространства влияют следующие основные факторы:

1. Величина и форма топочного пространства.
2. Величина и температура поверхности нагрева и лучевосприимчивости.
3. Ход горения и способ подвода воздуха.

а) Влияние величины и формы топочного пространства

Вообще говоря, при увеличении объема топочного пространства допускаемая ею нагрузка сильно уменьшается.

При этом уменьшается отношение

$$W = \frac{H_a}{F} = \frac{\text{лучевоспринимающая поверхность}}{\text{поверхность обмуровки}}$$

что, согласно фиг. 8 и 9 и таблицы 12, увеличивает коэффициент лучеиспускания и, следовательно, эффективность работы поверхности нагрева. С другой стороны, увеличение топочной камеры увеличивает капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Тем не менее, по данным Розина, практика в этом вопросе показала, что в крупных котлах следует стремиться к относительно низким удельным нагрузкам топочного пространства; в противоположность этому в паровозных и пароходных котлах, где вопросы экономии места и веса играют решающее значение, необходимы высокие удельные нагрузки.

Рекомендуемые при этом практические величины лежат не выше следующих пределов:

для крупных паровых котлов (около 100 т/час пара) —

200000 кал м²/час

для паровозных котлов (объем топки 5 — 6 м³) —

1000000 кал/м² час

при условии расположения экрана с пяти сторон и температуры начала размягчения шлаков в пределах 900° Ц.

Если температура начала размягчения шлаков лежит в пределах 1000° Ц и выше, то нагрузка может быть повышена на 25 — 30%.

Форма топочной камеры на величину допускаемой удельной нагрузки имеет не прямое, а косвенное влияние. А именно при изменении формы топочной камеры, например с кубической на продолговатую (при том же объеме), можно разместить большую экранную поверхность и увеличить, следовательно, удельную нагрузку. (Мы сейчас не останавливаемся на роли экрана в этом вопросе, это будет сделано в соответствующем месте ниже).

Так, например, при удлинении топочной камеры объема 8 м³ с 2 до 4 м допускаемая нагрузка возрастает не менее, чем на 35%.

Можно представить себе большое топочное пространство, разделенное на серию малых и длинных топочных пространств,

впадающих в один котел, т. е. применение группы малых горелок вместо одной большой, что позволит увеличить удельную нагрузку топочного пространства.

Такой путь выгоден с точки зрения техники сжигания; при этом будет достигнуто лучшее перемешивание частичек топлива и продуктов неполного сгорания в факеле с воздухом, что обеспечивает химическую полноту сгорания.

б) Влияние величины и температуры поверхности нагрева

Помещение в топке больших поверхностей нагрева (экранных), понижая среднюю температуру топки, предохраняет стенки топки от разрушающего действия пламени.

С другой стороны, повышение нагрузки топочного пространства путем укорочения пламени требует более интенсивного экранирования топки.

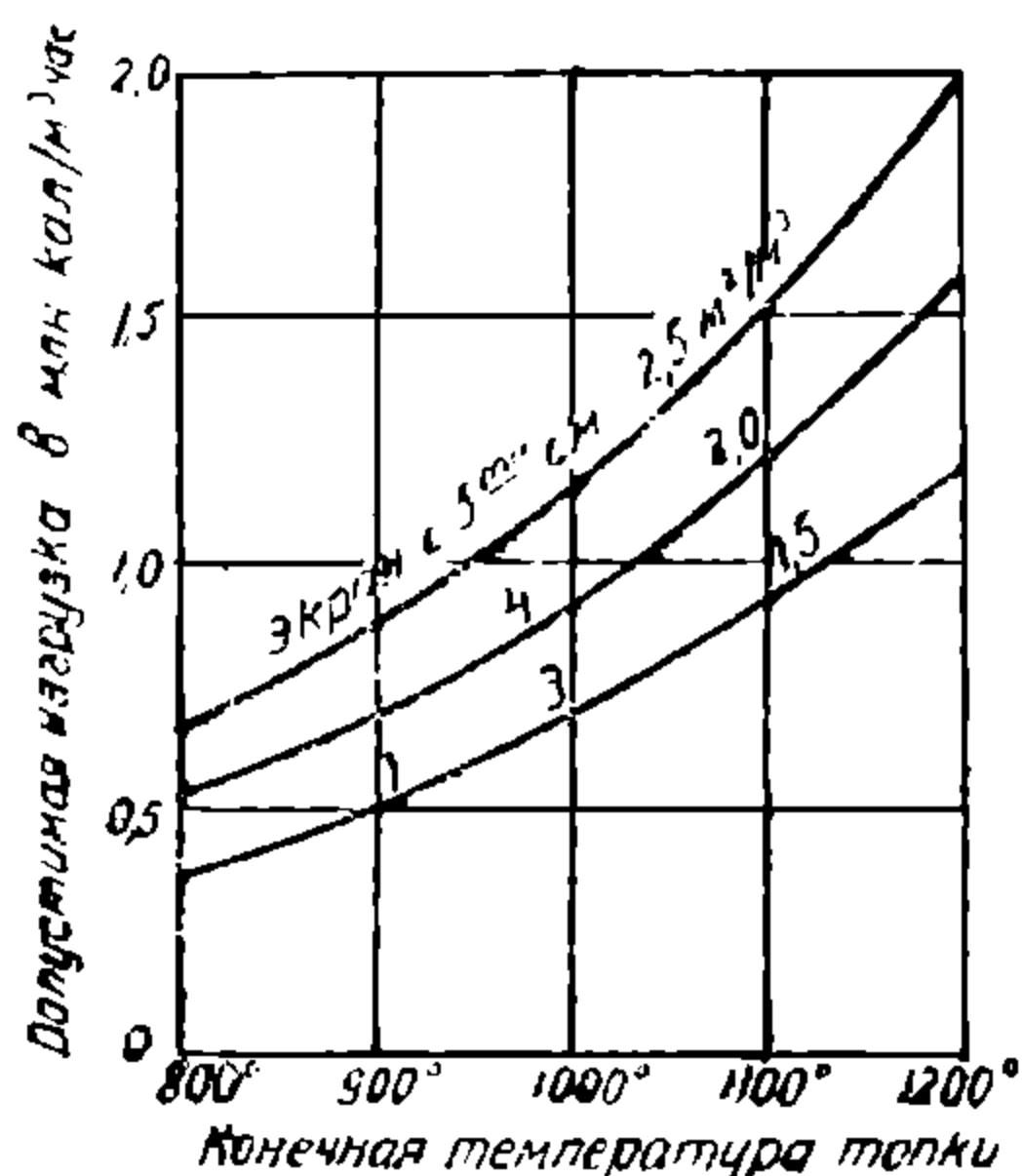
С растущим экранированием топки увеличивается теплопередача и уменьшается объем газов, что позволяет применять высокие удельные нагрузки топочного пространства.

Так, как это видно из фиг. 18, при температурном пределе в конце факела 900°C и пятистороннем охлаждении топочная камера может быть нагружена на 70% больше чем при трехстороннем охлаждении.

Максимум температуры в топочном пространстве при этом падает с 1410°C до 1280° ; эта температура вполне обеспечивает хорошее воспламенение и сжигание топлива при применении углей с большим и средним составом летучих (торф, бурые угли, газовые, пламенные и пр.).

При применении углей, бедных летучими (тощие угли, антрациты) действие, низких температур можно нейтрализовать путем устройства короткой зажигательной камеры (форкамеры) и применения более тонкого помола угля.

Что касается температуры поверхности нагрева, то, вопреки прежним предположениям, в настоящее время можно считать установленным ее практически ничтожное влияние на температуру, а следовательно, и нагрузку топочного пространства. Так, например при повышении температуры поверхности нагрева с 20°C до 400°C максимальная температура в топке растет только на $15-20^{\circ}\text{C}$; значение допустимой нагрузки топочного пространства при этом остается практически неизменным. Речь идет, разумеется, о работе топки при установившемся состоянии).



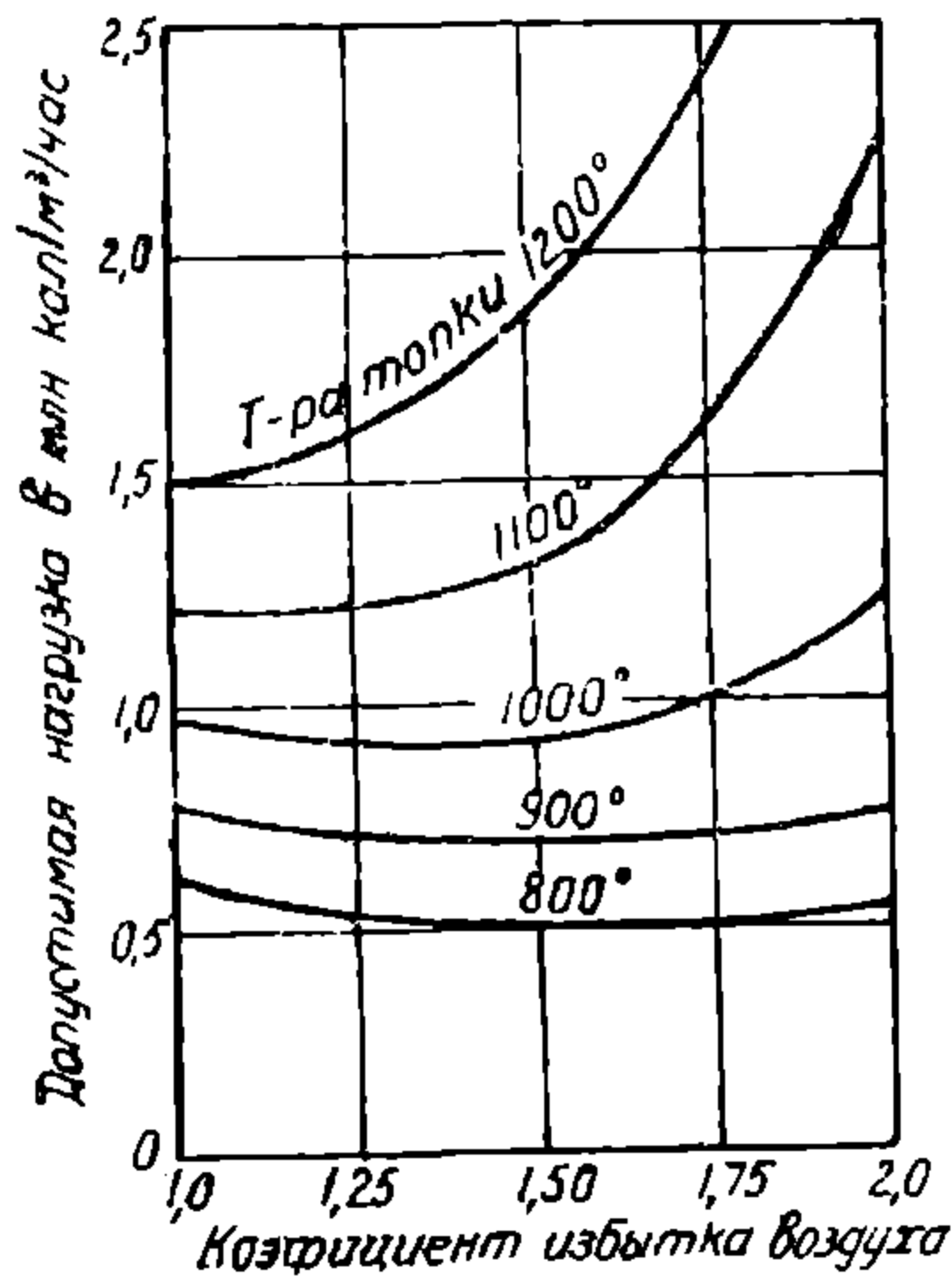
Фиг. 18. Допустимая нагрузка топочного пространства в зависимости от конечной температуры топки и степени экранирования топочной камеры

в) Влияние хода горения и способа подвода воздуха

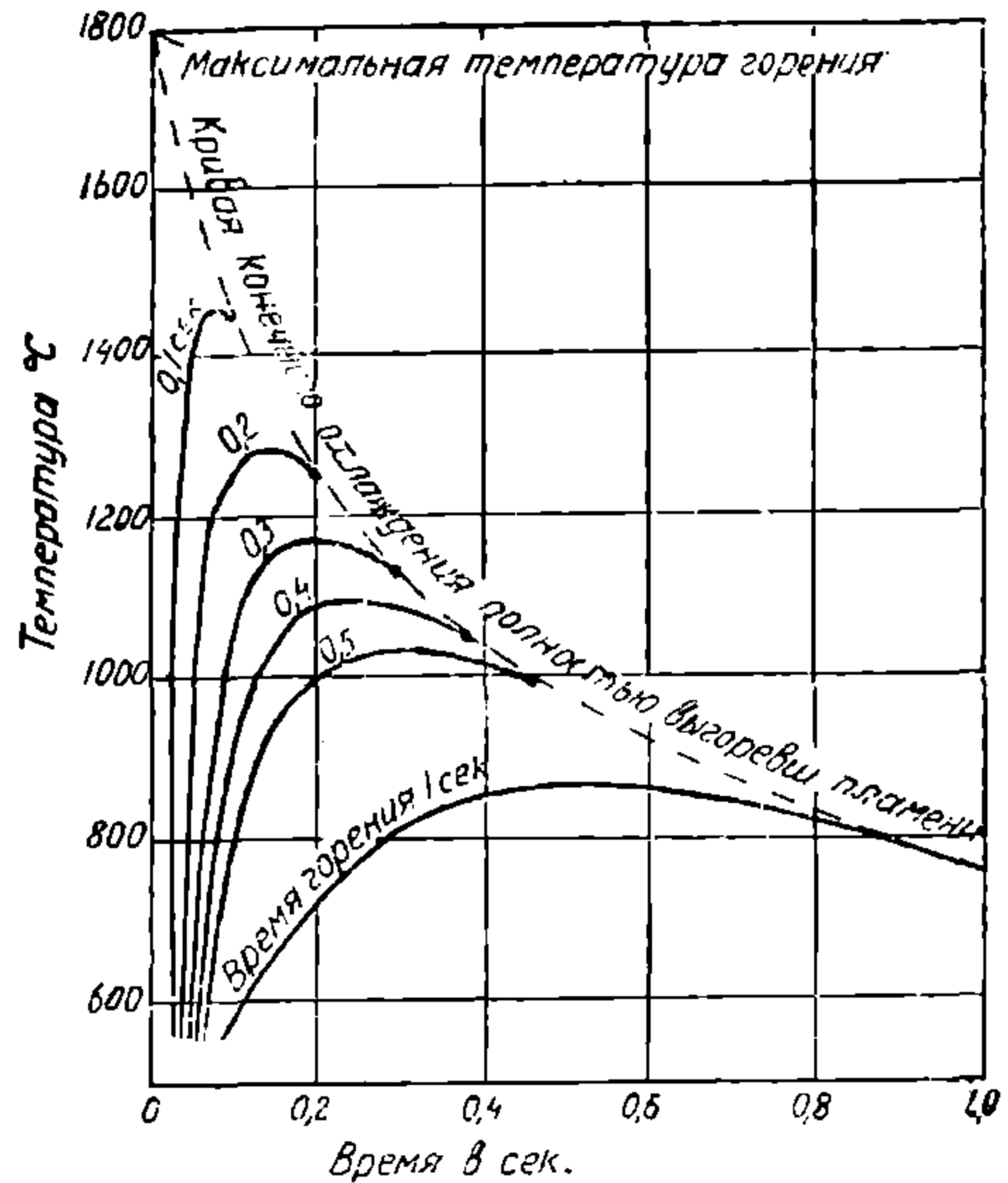
Оценивая влияние хода горения на нагрузку топочного пространства, следует прежде всего остановиться на влиянии коэффициента избытка воздуха.

1. Падает температура горения, общий температурный уровень и вследствие этого допускаемая нагрузка может расти.

2. Однако, меньший перепад температур ухудшает теплопередачу (уменьшается отвод тепла); вследствие этого допускаемая нагрузка должна быть уменьшена.



Фиг. 19. То же, что и на фиг. 17, но в зависимости от температуры топочного пространства и коэффициента избытка воздуха



Фиг. 20. Изменение температуры топки по времени в зависимости от скорости горения

3. Увеличивается объем продуктов горения, что вызывает необходимость соответствующего увеличения объема топочного пространства или понижения его удельных нагрузок, что то же.

Фиг. 19 есть графическое выражение этих противоречивых тенденций. Как видно из этой фигуры, в практически применяющихся областях температур (1000°C) и коэффициентов избытков воздуха (до $\alpha_m = 1,5$) при увеличении последних, тепловая нагрузка топочного пространства проявляет тенденцию к весьма слабому уменьшению.

На фиг. 20 представлена зависимость температуры горения по времени при различной скорости горения; здесь можно видеть наглядную картину того, как большая скорость горения укорачивает пламя, повышая его температуру.

Из рассмотрения этой фигуры с совершенной очевидностью вытекает, что малые и сильно экранированные топочные камеры не только допускают, но и требуют ускорения горения.

УДМУНТ
(ДИПТ)

Так, при малой скорости горения (время горения 1 сек.) максимальная температура не достигает 900° , что создает явную опасность отрыва факела и затухания пламени. Увеличение скорости горения значительно повышает температуру и устраняет эту опасность.

Еще более наглядно эта динамика видна на фиг. 21, на которой представлена зависимость между допускаемой нагрузкой и временем горения. По графику, приведенному на этой фигуре, видно, что повышение нагрузки непропорционально времени горения: уменьшению времени горения вдвое соответствует увеличение нагрузки в 1,6 раза.

Из этой фигуры следует также, что допускаемую нагрузку можно сильно увеличить, если заранее пойти на увеличение потери от невыжигания шлаков.

Практически этим можно пользоваться в тех случаях, когда под паровым котлом сжигается дешевое топливо и уходящие газы очищаются от уноса.

Большое влияние оказывает на величину допускаемой нагрузки способ подвода воздуха.

Равномерный подвод воздуха (вторичного) по пути движения факела обеспечивает повышение нагрузки топочного пространства за счет:

1. Лучшего использования топочного объема, так как отпадает излишний воздушный балласт.

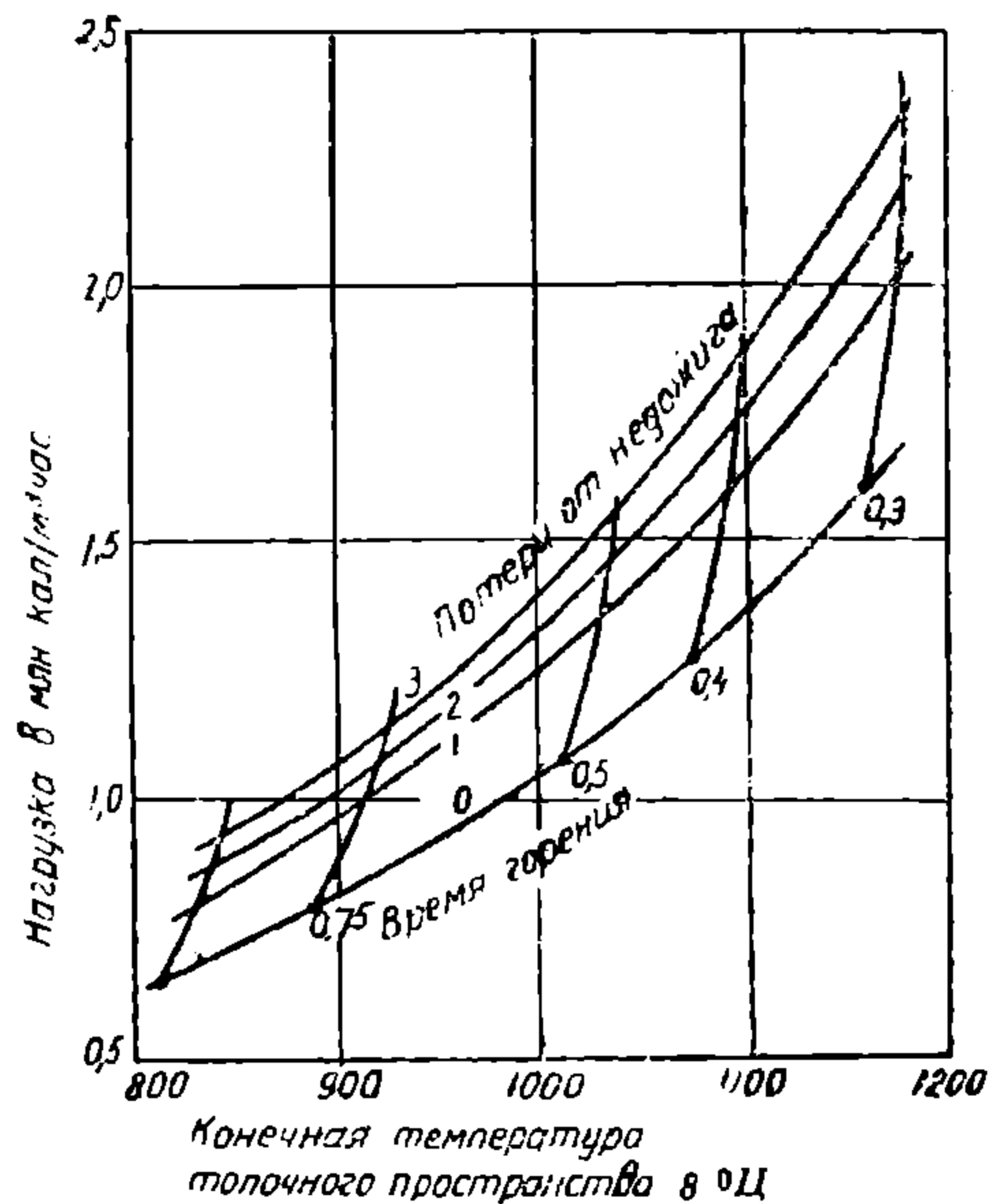
2. Относительно более высокой конечной температуры пламени, что улучшает теплопередачу.

Расчет, произведенный проф. Розиным, показывает, что, таким образом, возможное увеличение нагрузки составляет до 30% без повышения при этом температуры уходящих газов.

г) Влияние температуры размягчения золы

Влияние точки размягчения золы топлива на допустимую тепловую нагрузку топочного пространства сказывается в зависимости от следующих факторов:

1. Допустимая средняя, минимальная и максимальная температура топки находится в прямой зависимости от температуры



Фиг. 21. Потери от недопала в зависимости от нагрузки топочного пространства, его конечной температуры и скорости горения

размягчения золы, а именно: чем ниже температура размягчения золы, тем ниже и температура топочного пространства, и наоборот. Нагрузка же топочного пространства находится в прямой зависимости от его температуры.

2. Допустимая температура газов в конце факела перед первым пучком труб определяется температурой размягчения шлаков (золы), а именно — она обязательно должна быть ниже этой температуры для того, чтобы не шлаковались первые ряды труб. Таким образом, температурой размягчения шлаков в определенной степени определяется величина теплопередачи посредством излучения факела. А от этого зависит величина экрана и, следовательно, допустимая нагрузка топочного пространства.

3. В зависимости от состояния (твердое, гранулированное или расплавленное) и состава шлаков находится термическая устойчивость обмуровки; в зависимости от этого решается, следовательно, вопрос о приближении или отдалении стен топочной камеры от ядра горения, т. е. об объеме топочного пространства и его удельной тепловой нагрузке.

Практически для определения удельной нагрузки топочного пространства в зависимости от температуры размягчения шлаков следует пользоваться данными таблицы, заимствованными из книги: *Bleibtrey. „Die Kohlenstaubfeurungen“* Berlin, 1931.

Таблица 27

Предельные нагрузки топочного пространства (кал/м³ час)

Тип топки	Температура размягчения шлаков в °Ц.		
	1300	1225	1150
Гладкие стены .	135000	110000	90000
Стены с воздушным охлаждением .	165000	135000	110000
Стены с воздушным охлаждением и нижним экраном .	180000	150000	120000
Стены с воздушным охлаждением и экранированием .	230000	195000	150000

Практически ход расчета при определении объема топочной камеры заключается в следующем:

1. По данным таблицы 27 в зависимости от температуры размягчения золы (см. таблицу V) и выбранного охлаждения стен топочной камеры определяют ее удельную тепловую нагрузку.

2. В соответствии с выбираемой формой топочного пространства, величиной и температурой поверхности нагрева, скоростью горения и способом подвода воздуха, в выбранную величину вводят поправку на основании данных, предложенных в пунктах „а“, „б“ и „в“ настоящего параграфа.

3. Зная на основании § 11 тепловыделение в кал/час в топочном пространстве Q_r , находят объем топочного пространства, пользуясь формулой:

$$V_m = \frac{Q_r}{\frac{Q_r}{V_m}} \quad (203)$$

После определения объема топочного пространства расчетно-конструктивным путем определяется высота и длина топочного пространства (ширина его predetermined шириной котла) и производится геометрическое распределение экрана в топке.

На этом вопросе мы, впрочем, не останавливаемся, так как он относится к конструктивному, а не тепловому расчету.

Пример 27. Требуется определить объем топочного пространства для случая, приведенного во всех предыдущих примерах.

1. На основании § 11 и примера 9 количество тепла, внесенного в топку в час, составляет:

$$Q_r(Q_n^p + Q_o)V = 5830 \cdot 8172 = 47,7 \cdot 10^6 \text{ кал/час.}$$

2. По данным примера 10 поверхность экрана получилась равной $148,5 \text{ м}^2$, т. е. экран получился пятисторонним; отсюда следует, что при определении удельной нагрузки топочного пространства следует пользоваться четвертой строкой таблицы 26.

По данным таблицы V, средняя температура размягчения золы составляет 1133°C ; следовательно, допустимая нагрузка топочного пространства составляет $150000 \text{ кал/м}^3 \text{ час}$.

Имея в виду при конструировании котла осуществить равномерный подвод вторичного воздуха по пути движения факела и применить турбулентные завихривающие горелки, допускаем повышение удельной нагрузки топочного пространства на 30% .

Отсюда

$$\frac{Q_r}{V_m} = 1,3 \cdot 150000 = 195000 \text{ кал/м}^3 \text{ час.}$$

3. Необходимый объем топочного пространства по формуле (203)

$$V_m = \frac{47,7 \cdot 10^6}{0,195 \cdot 10^6} = 245 \text{ м}^3.$$

ГЛАВА VIII

РАСЧЕТ ЦИРКУЛЯЦИИ

§ 30. ЗНАЧЕНИЕ ЦИРКУЛЯЦИИ И ПРЕДМЕТ РАСЧЕТА

Прежде всего условимся, что следует понимать под циркуляцией парового котла.

Не всякий процесс парообразования сопровождается и циркуляцией. Так, например, процесс парообразования в паровом котле, который сопровождается циркуляцией, ничего общего не имеет с поверхностным испарением жидкости. В то время как в последнем случае происходит превращение жидкости в пар только на поверхности при неподвижности всей массы воды, в первом случае образование пара в виде пузырьков происходит в толще воды, причем пузырьки эти, двигаясь вверх, увлекают за собою воду: мы имеем то, что в обиходе называется кипением жидкости. Иначе говоря, кипение жидкости (воды в нашем случае) это есть парообразование, сопровождающееся движением пузырьков пара в воде и увлечением воды паром.

Самый процесс движения водяных пузырьков — сцепление их с частицами воды и увлечение последних с пузырьками пара в паровом котле — мы и будем называть циркуляцией парового котла.

Циркуляция котла играет огромную роль в процессе работы парового котла, в процессе парообразования: во-первых, из самого определения циркуляции вытекает, что циркуляция является необходимым спутником парообразования. Без парообразования нет циркуляции; без циркуляции не было бы парообразования, так как без движения пароводяной смеси вся вода испарилась бы и пар подвергнулся бы перегреву.

Отсюда следует, что циркуляция есть первое условие *правильной* работы котла.

Во-вторых, если бы и не было циркуляции и подводимое к трубкам котла тепло не отводилось, то котел был бы разрушен (от пережога труб); замедление циркуляции влечет за собой замедленный отвод тепла и может также привести к пережогу труб и, следовательно, разрушению котла.

Отсюда следует, что циркуляция, а в особенности хорошая циркуляция, есть первое условие для *надежной и бесперебойной* работы котла.

НЕ
УДУНТ
(ДІІТ)

В-третьих, при быстрой циркуляции котла, т.е. при большой скорости движения пароводяной смеси внутри трубок котла, мы имеем энергичный отвод тепла от стенок и быстрое парообразование, что позволяет допускать большой удельный подвод тепла к стенкам труб парового котла.

Отсюда следует, что циркуляция и, в особенности, хорошая циркуляция, есть первое условие работы котла с высокой удельной паропроизводительностью.

Итак, значение циркуляции заключается в том, что она представляет собой первейшее условие нормальной, бесперебойной и надежной работы парового котла с высокой удельной паропроизводительностью.

Из изложенного с совершенной очевидностью вытекает большая роль количественной оценки циркуляции правильная количественная оценка процесса циркуляции является в руках конструктора тем орудием, с помощью которого он приводит конструктивные формы котла и отдельных его частей в соответствие с сущностью процесса парообразования.

Задача и предмет расчета циркуляции сводится к тому, чтобы установить математическую зависимость между скоростью пароводяной смеси в трубке, ее нагрузкой, длиной и силами сопротивления движению воды.

В настоящее время научная мысль в области гидравлики и теплотехники еще не достигла универсального и удовлетворительного разрешения этого вопроса в смысле внесения полной ясности во всевозможные практические случаи циркуляции и вывода самой общей ее формулы. Дальнейшее теоретическое и экспериментальное изучение циркуляции и математическая обработка теории циркуляции представляет собой важнейшую научно-исследовательскую задачу в области котлостроения.

Для наших расчетов мы считаем возможным привести теорию, которая хотя и не может претендовать на совершенство, но, по нашему мнению, дает удовлетворительные практические выводы. Речь идет о работе инженера К. А. Журавлева по циркуляции воды, доложенной IV всесоюзному теплотехническому съезду (см Известия Теплотехнического Института за 1928 г., № 9, стр. 124).

§ 31. ТЕОРИЯ ЦИРКУЛЯЦИЙ

а) Общие уравнения

При образовании пузырька пар затрачивает работу на увеличение объема, преодолевая внешнее давление на поверхности жидкости и давление столба жидкости над пузырьком.

Шарик пара внутри жидкости находится под действием трех сил:

1. Силы тяжести (g), направленной вниз,
2. Силы давления разности весов вытесненной им воды и самого шарика (p), направленной вверх,

3. Силы сцепления между пузырьком пара и водой, направленной вниз (f_1).

Если результирующая этих трех сил окажется направленной вверх, то произойдет движение пузырька пара вверх. Это, очевидно, произойдет в том случае, когда подъемная сила ($p - g$) будет больше, чем сила сцепления f , т. е. $p - g > f$.

Под влиянием результирующей силы происходит движение шарика вверх.

Если подъемная сила превосходит силу сцепления на бесконечно-малую величину, пузырек придет в движение так, что сцепление жидкости с пузырьком пара не нарушится и работа пузырька пара пойдет на приведение в движение жидкости над ним.

Такой процесс является обратимым процессом, так как при отводе количество тепла, равного подведенному объему пузырька, уменьшится и столб жидкости вернет пузырек в его первоначальное положение.

Если подъемная сила пузырька превзойдет на конечную величину силу сцепления, то пузырек начнет скользить в жидкости, и возвратит систему в прежнее состояние путем отвода тепла невозможно, т. е. мы будем иметь необратимый процесс.

Таким образом идеальный случай циркуляции, при котором вся работа парообразования идет на движение воды, соответствует обратимому процессу.

При расчете циркуляции мы имеем дело не с одним пузырьком пара, а с рядом пузырьков в воде, т. е., с пароводяной смесью.

Пусть:

V_n — удельный объем насыщенного пара при данной температуре,

$V_в$ — удельный объем воды при данной температуре,

x — пропорция пара в смеси.

Тогда объем 1 кг смеси:

$$V_c = xV_n + (1 - x)V_в \text{ м}^3/\text{кг} \quad . \quad (204)$$

Однако, пропорция пара в кипяточной трубе увеличивается по мере движения смеси вверх, вследствие подвода тепла и увеличения количества и размера паровых пузырьков.

Пусть на каждый погонный метр трубки в секунду подводится тепла — h кал/м сек. На бесконечно малом элементе длины dl количество подведенного тепла будет $h dl$.

С другой стороны, на парообразование на длине dl уйдет количество тепла $g r dx$,

где g — секунднй вес смеси в кг,

r — скрытая теплота парообразования в кал/кг,

dx — бесконечно-малое изменение пропорции пара в смеси.

Считая приход тепла равным его расходу, напишем:

$$hdl = grdx. \quad (205)$$

Секундный вес смеси g можно выразить через

$$g = \frac{\omega_1 f}{V_0}, \quad (206)$$

где ω_1 — скорость воды при поступлении в трубу,
 f — сечение трубы.

Подставляя уравнение (206) в уравнение (205) и интегрируя получаем

$$l = \frac{\omega \cdot f \cdot r \cdot x}{h v_0} + C.$$

В начале трубки $x=0$; $l=0$, откуда $C=0$. Следовательно

$$l = \frac{\omega_1 f r x}{h v_0},$$

откуда

$$x = \frac{h v_0 l}{\omega f r} \quad (207)$$

Скорость по длине трубки также не остается постоянной, а растет.

Из уравнения постоянства расхода имеем:

$$\frac{\omega_1 f}{v_0} = \frac{\omega f}{v_c},$$

откуда:

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{\omega_1 v_c}{V_0} = \frac{\omega_1 [v_n x + (1-x)v_0]}{v_b} = \\ &= v_1 \left[\left(\frac{v_n}{v_0} - 1 \right) x + 1 \right]. \end{aligned} \quad (208)$$

Заменяя x через (207), получаем:

$$\omega = \omega_1 + \frac{h}{f} \frac{l}{r} (v_n - v_0). \quad (209)$$

Объемное содержание воды в смеси в процентах определится из выражения:

$$V(\text{в } \%) = \frac{(1-x) V_0}{x V_n + (1-x) V_0} 100\%. \quad (210)$$

Количество воды, подаваемое трубкой в барабан:

$$G_0 = G (1-x), \quad (211)$$

где $G = \frac{\omega \cdot f}{v_0}$ — весовой приход воды в трубку.

Таким образом:

$$G_0 = \frac{\omega_1 f}{v_0} (1-x) = \frac{\omega_1 f}{v_0} \left(1 - \frac{h v_0 l}{\omega_1 f r} \right) = \frac{v_1 f}{v_0} \frac{hl}{r}. \quad (212)$$

б) Работа, затрачиваемая на циркуляцию смеси

Работа подъемной силы

Пусть в жидкости с удельным весом γ имеем элементарный пузырек пара. Так как мы имеем дело с элементарными объемами, то можем принять, что этот объем имеет форму кубика с площадью основания ds и высотой dl (см. фиг. 22), нижняя грань которого отстоит от поверхности жидкости на расстоянии l ; поверхность жидкости подвержена давлению p ; тогда разность давления на нижнюю и верхнюю грань кубика будет:

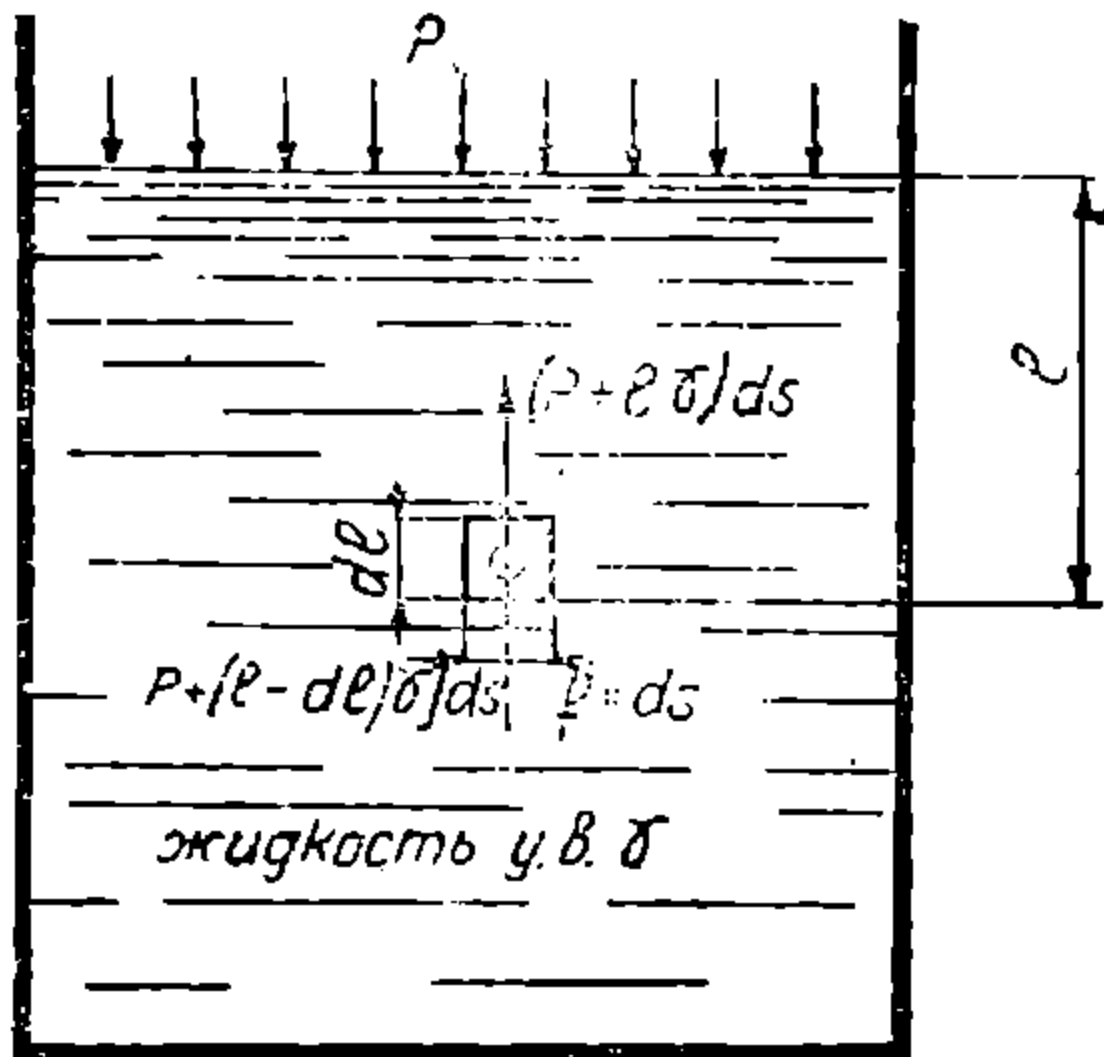
$$[p + (l - dl)\gamma] ds - [p + l\gamma] ds = -\gamma \cdot dl \cdot ds = -\gamma dv \quad (213)$$

где $dv = dl ds$ — элементарный объем пузырька пара.

Уравнение (213) и представляет из себя подъемную силу, стремящуюся вытолкнуть пузырек пара на поверхность.

Работа этой силы на пути l будет:

$$dR = -\gamma \cdot l \cdot dv \quad (214)$$



Фиг. 22. Иллюстрация к теории циркуляции

Работа парообразования

Для того, чтобы на глубине l под уровнем жидкости, находящейся под давлением p , мог образоваться пузырек пара объема dv , необходимо затратить работу на расширение при давлении p или внешнюю работу парообразования и работу против давления столба жидкости.

Таким образом, работа парообразования:

$$dR_n = p dv + \gamma l dv \quad (215)$$

Первому члену правой части эквивалентна теплота внешнего парообразования $A p dv$; второму эквивалентно тепло $A \cdot \gamma l dv$.

Сравнивая уравнение (214) с уравнением (215), видим, что это тепло идет целиком на подъемную силу, вызывающую циркуляцию.

Таким образом, для образования 1 кг пара всего должно быть затрачено тепла:

q — на нагрев жидкости до температуры кипения,

ρ — на увеличение внутренней энергии пара,

$A p (v_n - v_e)$ — на увеличение внешней энергии пара,

$A p v_e$ — на подачу воды против давления p ,

$A \int_{v_1}^{v_2} \gamma l dv$ — на сообщение движения воды при циркуляции.

А всего:

$$i = q + \rho + A p (v_n - v_e) + A p v_e + A \int_{v_1}^{v_2} \gamma l dv \quad (216)$$

Работа циркуляции

1-й случай: обратимый процесс

Только при обратимом процессе работа парообразования против столба жидкости идет на циркуляцию воды. Отсутствует скольжение пара в воде, и мы имеем идеальную пароводяную смесь.

В этом случае работа парообразования, приходящаяся на 1 кг смеси, будет:

$$dR = \int_{v_1}^{v_2} v_c dp \quad (217)$$

где v_c — удельный объем смеси, равный $(v_n - v_b) + v_a$

$$dp = \gamma l dv.$$

Выразим все величины в функции от l , приняв последнюю за независимую переменную.

Объем смеси на длине трубки dl : $f \cdot dl$ м³.

Вес пара на той же длине dl : $\frac{f \cdot dl}{v_c}$ х кг.

Объем пара на той же длине dl : $\frac{f \cdot dl}{v_c} \times (v_n - v_b)$ м³.

Подъемная сила на той же длине dl : $\frac{f \cdot dl}{v_c} \times (v_n - v_b) \frac{1}{v_c}$ кг.

Приращение давления на длине dl :

$$dp = \frac{f \cdot dl}{v_c} \times (v_n - v_b) \frac{1}{v_c} \cdot \frac{1}{f} \text{ кг/см}^2,$$

откуда

$$v_c dp = \frac{x (v_n - v_b)}{v_c} dl,$$

откуда искомое

$$R = \int v dp = \int_0^l \frac{x (v_n - v_b)}{v_c} dl.$$

Заменяя в этом выражении x через уравнение (207) и v_c — через (204), получаем:

$$\begin{aligned} R &= \int_0^l \frac{h l v_2 (v_n - v_b) dl}{\omega_1 F r \left[(v_n - v_b) \frac{h l v_b}{\omega_1 F \cdot r} + v_a \right]} = \\ &= \int_0^l \frac{h \cdot l \cdot (v_n - v_b) dl}{\omega_1 F \cdot r \left[(v_n - v_b) \frac{h l}{\omega_1 F \cdot r} + 1 \right]} \end{aligned}$$

Приняв $\frac{h(v_n - v)}{\omega_1 F \cdot r} = a$, получаем: $R = \int_0^l \frac{al \cdot dl}{al + 1}$

Полагая $al + 1 = m$, $al = m - 1$, $dl = \frac{dm}{a}$, имеем для пределов интегрирования:

при $l = 0$ $m = 1$,
при $l = l$ $m = al + 1$,

следовательно:

$$R = \int_1^{al+1} \frac{m-1}{am} dm = l - \frac{1}{a} \ln(al + 1)$$

заменяя a через его значение, найдем работу, затрачиваемую 1 кг смеси на циркуляцию:

$$R = l - \frac{\omega_1 Fr}{h(v_n - v_s)} \ln \left[\frac{h(v_n - v)l}{\omega_1 F \cdot r} + 1 \right] \text{ кг м.} \quad (217a)$$

При наклонных трубах эта работа выразится уравнением:

$$R = l \sin \alpha - \frac{\omega_1 Fr}{h(v_n - v_s)} \ln \left[\frac{h(v_n - v)l \sin \alpha}{\omega_1 F r} + 1 \right] \text{ кг м.} \quad (218)$$

где α — угол наклона труб к горизонту.

2-й случай — необратимый процесс

Второй случай может быть сведен к следующему.

Имеем сообщающиеся сосуды (трубки), в которых находится жидкость с удельным весом γ при температуре кипения. К стенкам одного из сосудов подводится h кал/сек п. м. тепла.

Если в ненагреваемый сосуд вода будет подводиться в таком же количестве, в каком испаряется в нагреваемом, то установится циркуляция воды.

Количество пара, образующегося в секунду, будет $\frac{hl}{r}$, где r — скрытая теплота парообразования при данной температуре.

Такое же количество воды будет поступать в ненагреваемый сосуд. Скорость поступления воды

$$\omega_1 = \frac{hl v_s}{r \cdot f} \quad (219)$$

Для того, чтобы испарить в секунду все количество воды в трубке, надо подвести тепла в секунду:

$$\frac{fl}{v_s} r;$$

мы подводим тепла hl , — следовательно, паросодержание в трубке

$$x = \frac{hl}{\frac{fl}{v_0} r} = \frac{h v_0}{f r}. \quad (220)$$

Деля (220) на (219), получаем

$$\frac{x}{w_1} = \frac{1}{l}$$

откуда

$$x = \frac{w_1}{l} \quad (221)$$

Работа парообразования

$$dR = \int_{v_1}^{v_2} v dp;$$

как и ранее:

$$v = (v_n - v_0) x + v_0; dp = \frac{f \cdot dl}{v_c} x (v_n - v_0) \frac{1}{v_0} \frac{1}{f}$$

и, следовательно,

$$R = \int_{v_1}^{v_2} v dp = \int_0^l \frac{x (v_n - v_0)}{v_c} dl = \int_0^l \frac{h (v_n - v)}{f \cdot r} dl \quad (222)$$

В этом случае полное теплосодержание пара

$$i = q + p + A \cdot p (v_n - v_0) + A \frac{l}{v_0} (v_n - v_0) + A p v_0 \text{ кал/кг} \quad (223)$$

Обычно величина $A \frac{l}{v_0} (v_n - v_0)$ для современных вертикально-водотрубных котлов колеблется в пределах от 0,4 до 2,0 кал/кг.

Для случая необратимого процесса скорость поступления воды в трубку не велика.

Так, например, при водосодержании смеси по объему при выходе $v_2 = 25 /_0$, имеем при 15 ат $x = 0,027$, при 40 ат $x = 0,071$.

При длине трубок в 6 м скорость поступления воды составит:

при 15 ат $W_1 = 0,162$ м/сек,

при 40 ат $W_1 = 0,426$ м/сек.

Скорости выхода пара из трубки будут во много раз больше. Пусть имеем в жидкости с удельным весом γ кг/м³ паровой шарик объема v м³. Вес шарика $v\gamma_n$, где γ_n — удельный вес пара.

Сила, действующая на шарик, — $v\gamma$. Если w — скорость пара, то

$$v \gamma = \frac{v \cdot \gamma_n}{g} \cdot \frac{dw}{dt},$$

где g — ускорение силы тяжести. Отсюда

$$\frac{dw}{dt} = \frac{\gamma \cdot g}{\gamma_n}$$

Скорость шарика через время t :

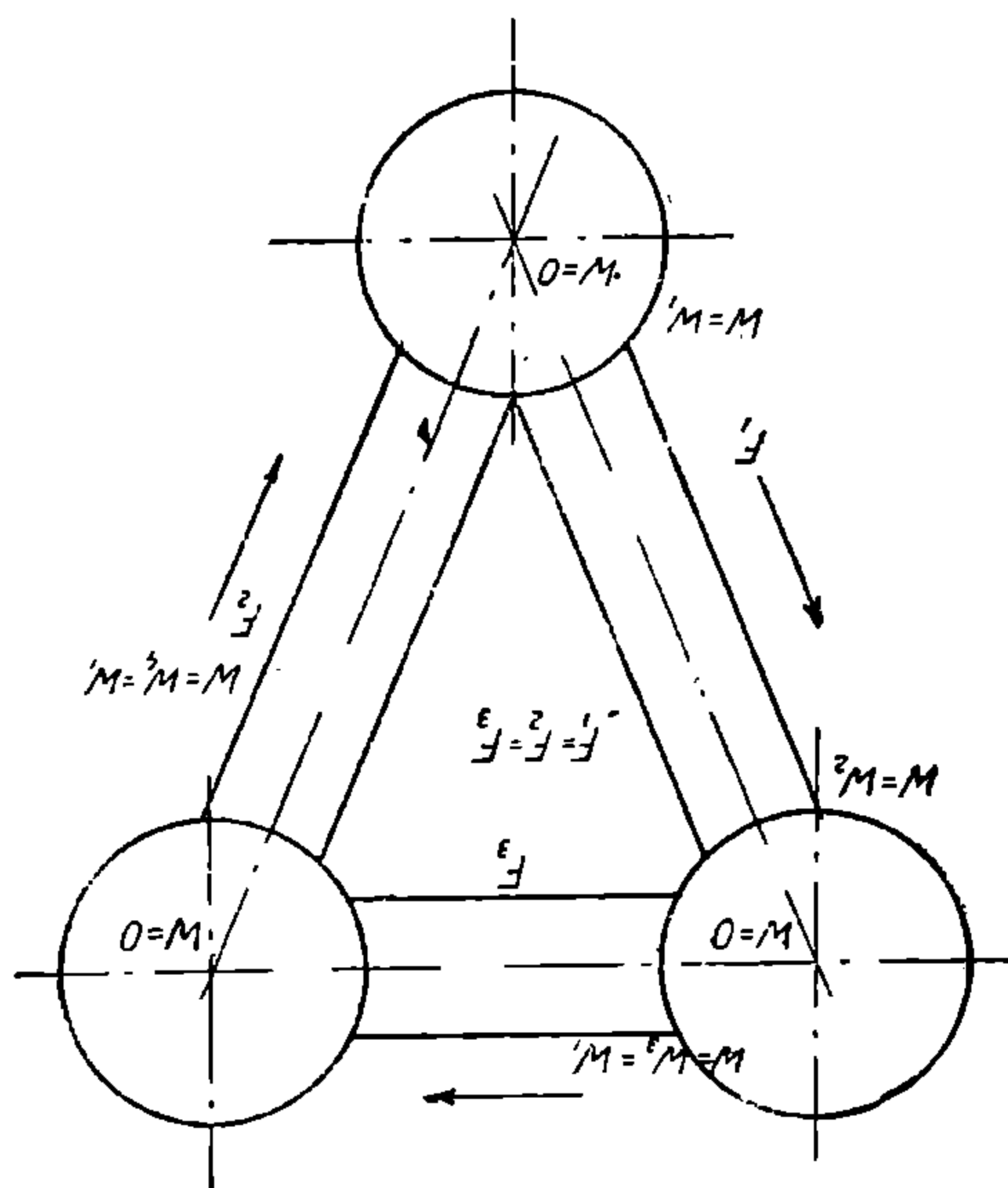
$$w = \frac{\gamma g}{\gamma_n} t + w_1 \text{ м/сек.}$$

Путь, проходимый шариком за время t (длина трубы):

$$l = \frac{\gamma \cdot g}{2\gamma_n} t^2 + w_1 t \text{ м.}$$

Отсюда время прохождения шариком пути l :

$$t = \frac{-w_1 \pm \sqrt{w_1^2 - \frac{2gl\gamma}{\gamma_n}}}{\frac{\gamma \cdot g}{\gamma_n}}. \quad (224)$$



Фиг. 23. Идеальный котел

Сделаем оценку потерь на сопротивления по участкам, ведя расчет для 1 кг воды.

в) Работа, затрачиваемая на преодоление сопротивлений

Подъемная сила циркуляции тратится на создание скорости циркуляции и на преодоление сопротивлений, возникающих из-за наличия этой скорости.

Рассмотрим сперва:

1-й случай: Движение жидкости в идеальном котле

Идеальным вертикально-водотрубным котлом назовем котел, имеющий одну подъемную, одну соединительную и одну спускную трубу одинакового сечения и три барабана (см. фиг. 23).

Подъемная трубка

1. Потеря на ускорение от скорости 0 (в барабане) до скорости w_1 (при входе в трубу):

$$r_1 = \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

2. Потеря на удар при входе в подъемную трубу

$$r_2 = \xi \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

Значение коэффициента ξ , для тупой входной грани, по Hütte, $= 0,56$, для острой $\xi = 1,30$. Принимаем $\xi = 1,1$; следовательно:

$$r_2 \cong 1,1 \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

3. Потеря на ускорение массы в подъемной трубе от скорости w_1 до скорости w_2 :

$$r = \frac{v_s w_2^2}{v_c 2g} - \frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1 w_2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g} = \frac{w_1}{2g} (w_2 - w_1) = \frac{w_1 h l}{2g f \cdot r} (v_n - v_s)$$

4. Потеря на трение в трубе:

$$r_1 = \int_0^l \frac{\lambda'}{d} \frac{v_s w^2}{v_c 2g} dl = \frac{1}{2g d} \int_0^l \lambda' w_1 w dl,$$

где λ' — коэффициент трения.

Для шероховатых труб, по Фритце,

$$\lambda = \frac{10^8 \beta}{510} = \frac{9,4}{510 (\gamma w)^{0,148} d^{0,269}}$$

Работа трения:

$$L_k = \lambda \frac{l w^2}{d 2g} = \frac{9,4}{510} \frac{l}{d^{1,269}} \cdot \frac{w^{1,852}}{2g \gamma} \text{ кгм.}$$

Считая с приближением L_k пропорциональным w^2 , полагаем, что

$$\lambda' = \frac{9,4}{510} \cdot \frac{v_s^{0,148}}{d^{0,269}}$$

При $\lambda' = \text{const}$ имеем:

$$r_s = \frac{\lambda}{2gd} \int_0^l w dl = \frac{\lambda' w_1}{2gd} \int_0^l \left[w_1 + \frac{hl}{fr} (v_n - v_s) \right] dl.$$

Окончательно :

$$r_4 = \frac{\lambda' l}{d} \frac{w_1^2}{2g} + \frac{\lambda l}{d} \cdot \frac{w_1}{2g} \cdot \frac{h(v_n - v_s)}{2f \cdot r} \text{ кгм.}$$

5. Потери при выходе из подъемной трубы :

$$r_5 = \varepsilon \frac{w_2^2}{2g} \frac{v_s}{v_n} \text{ кгм.}$$

При внезапном уширении, по Вейсбаху, наименьшее значение может быть принято: $\varepsilon = 0,2$

$$\begin{aligned} r_5 &\cong 0,2 \frac{w_2^2 \cdot v_s}{2g v_n} = 0,2 \frac{w_1 w_2}{2g} \\ &= 0,2 \frac{w_1^2}{2g} + 0,2 \frac{w_1}{2g} \frac{hl}{fr} (v_c - v_s) \text{ кгм.} \end{aligned}$$

Соединительная труба

6. Потери на ускорение от 0 до w_3

$$r_6 = \xi \frac{w_3^2}{2g}$$

Полагая, что около половины $\frac{w_3^2}{2g}$ возвращается в виде избытка давления в заднем барабане, получим :

$$r_6 = 0,5 \frac{w_3^2}{2g}.$$

Пренебрегая уменьшением воды вследствие парообразования, примем $f = f_1$; получим :

$$r_6 = 0,5 \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

7. Потери на удар при входе в соединительную трубу :

$$r_7 \cong 1,1 \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

8. Потери на трение в соединительной трубе :

$$r_8 \cong \frac{\lambda l_{cd}}{d} \cdot \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

9. Потери при выпуске из соединительной трубы :

$$r_9 \cong 0,2 \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

Спускная труба

Принимая также $\epsilon = 0,5$ и $w_4 = w_1$ (т. е. $f_2 = f$) и следовательно

10. Потери на ускорение от 0 до w_4 :

$$r_{10} = 0,5 \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

11. Потери на удар при входе спускную трубу:

$$r_{11} \cong 1,1 \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

12. Потери на трение в спускной трубе:

$$r_{12} = \frac{\lambda' l_{cn}}{d} \frac{w_1^2}{2g} \text{ кгм.}$$

13. Потери при выпуске из спускной трубы

$$r_{13} \cong 0,2 \frac{w_1^2}{2g}.$$

Суммируя все потери, получаем:

$$\begin{aligned} \Sigma r = & \frac{w_1^2}{2g} \left[5,9 + \frac{\lambda'}{d} (l + l_{cn} + l_{nd}) \right] + \\ & + \frac{w_1 hl}{2grf} (v_n - v_0) \left(1,2 + \frac{\lambda' l}{2d} \right) \text{ кгм.} \end{aligned} \quad (275)$$

Приравнявая $\Sigma r = R$ (217), получаем уравнение равновесия движущейся жидкости, являющееся основным уравнением циркуляции:

$$\begin{aligned} \frac{w_1^2}{2g} \left[5,9 + \frac{\lambda'}{d} (l + l_{cn} + l_{nd}) \right] + \frac{w_1 hl}{2r} \frac{hl}{2f} (v_n - v_0) \left(1,2 + \frac{\lambda' l}{2d} \right) = \\ = l - \frac{w_1 fr}{h(v_n - v_0)} \cdot \ln \left[\frac{h(v_n - v_0) l}{w_1 fr} + 1 \right] \end{aligned} \quad (276)$$

для труб наклоненных под углом α к горизонту:

$$\begin{aligned} \frac{w_1^2}{2g} \left[5,9 + \frac{\lambda'}{d} (l + l_{cn} + l_{nd}) \right] + \frac{w_1 hl}{2g} \frac{hl}{rf} (v_n - v_0) \left(1,2 + \frac{\lambda' l}{2d} \right) = \\ = l \sin \alpha - \frac{w_1 f r}{h(v_n - v_0)} \ln \left[\frac{h(v_n - v_0) l \sin \alpha}{w_1 fr} + 1 \right] \end{aligned} \quad (276a)$$

2-й случай. Движение жидкости в действительном котле

Действительный котел отличается от идеального котла тем, что вместо одной трубы он имеет n труб, причем каждый ряд труб работает при напряжении, отличном от других. Ско-

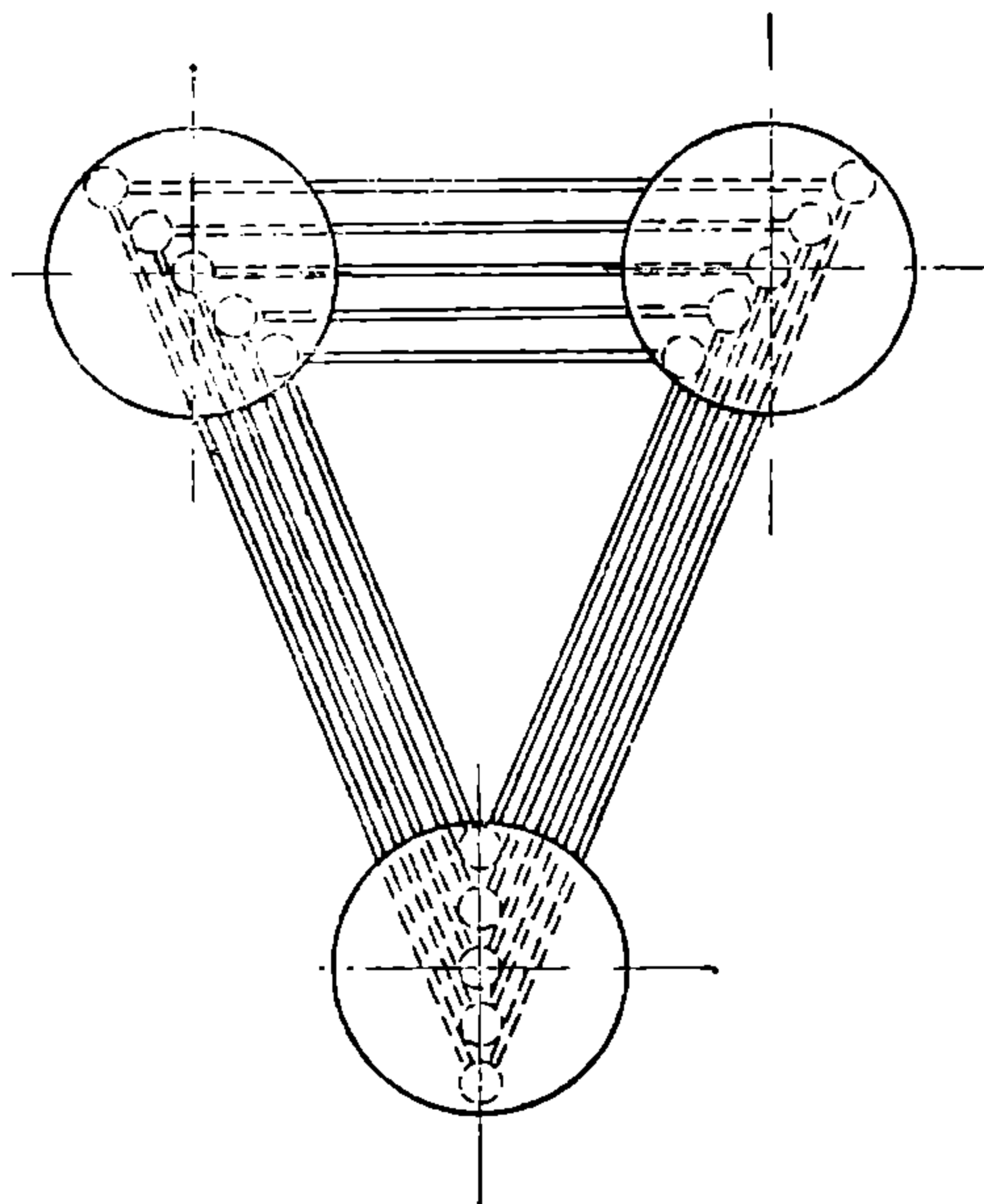
рость поступления воды в трубку есть функция количества тепла, сообщаемого трубке $w_1 = f(h)$. Количество воды, подаваемое трубкой в барабан, зависит от форсировки трубки и ее положения в пучке. В соединительных и спускных трубах, в зависимости от их сечения, устанавливается средняя скорость, в

общем отличная от скорости в подъемных трубах.

Это обстоятельство лишает нас возможности составить уравнение равновесия движущейся жидкости для действительного котла.

Однако, мы можем рассматривать действительный котел, как ряд совмещенных своими барабанами идеальных котлов (см. фиг. 24). В этом случае для каждого из котлов мы могли бы составить уравнение равновесия движущейся жидкости.

Составив характеристики каждого котла, мы нашли бы, что скорости w_1 в каждой подъемной трубке почти равны. Количество же воды, проходящее по соединительным и спускным трубам, будет равно количеству воды, проходящему



Фиг. 24 Действительный котел

по подъемным трубам. Если сечения спускных и соединительных труб будет соответственно f_{cn} и F_{cd} , то скорости в спускных и соединительных трубах будут

$$w_{cn} = w_1 \frac{f}{f_{cn}},$$

$$w_{cd} = w_1 \frac{f}{f_{cd}},$$

где f — сечение подъемных труб.

Таким образом, уравнение движения жидкости в действительном котле может быть написано в таком виде, как и для идеального котла.

Чем ближе отношение $\frac{f}{f_{cn}}$ и $\frac{f}{f_{cd}}$ к единице, тем ближе действительный котел приближается к идеальному, с тем большим правом мы имеем возможность применять уравнение (276 и (276а) для действительного котла и тем совершеннее циркуляция котла.

Стремление к тому, чтобы $f = f_{cn} = f_{cd}$, является главным выводом из теории циркуляции.

УДМУТ
(ДМУТ)

§ 32. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОНСТРУКЦИИ КОТЛА ТЕОРИЕЙ ЦИРКУЛЯЦИИ

Пользуясь изложенным в конце предыдущего параграфа выводом, можно сформулировать первое требование, предъявляемое к конструкции котла, задачей правильного расчета и осуществления циркуляции.

Для достижения практически идеальных условий циркуляции с наибольшей скоростью, сечения подъемных, соединительных и спускных труб котла должны быть одинаковыми.

Из изложенной выше теории циркуляции видно, что циркуляция вызывается движением пузырьков пара в жидкости и наличием сил сцепления между ними. Часто считают, что циркуляция воды в котле обуславливается разностью удельных весов столбов воды в подъемной и спускной трубах.

Такое представление, однако, неверно и вытекает из путаницы понятий. Дело в том, что подъемная сила циркуляции для случая равенства сил сцепления между частицами пара и воды силам сцепления между частицами воды, действительно, по величине равна разнице удельных весов двух указанных столбов жидкости. Но это не означает, что циркуляция вызывается разностью весов. Это легко доказать случаями из широкой практики. Если признать, что причиной, вызывающей циркуляцию, является разность весов двух столбов жидкости в подъемных и спускных трубах, то явится бесспорным утверждение, что движение воды должно совершаться всегда от более холодных труб спускных к более горячим, т. е. подъемным. Тем не менее известен целый ряд случаев практики, когда, особенно при больших форсировках, мы имеем парообразование и движение пароводяной смеси вверх и в спускных трубах. Отсюда делается совершенно очевидным, что верным определением причины циркуляции является то, которое нами дано выше. С этой точки зрения легко объясним процесс реверсирования циркуляции или утери циркуляции, который часто бывает в четырехбарабанных вертикальных водотрубных котлах с разъединенными нижними барабанами. Это явление реверсирования циркуляции заключается в следующем.

Пусть имеем четырехбарабанный вертикальный водотрубный котел Ошатца (старой конструкции, фиг 25).

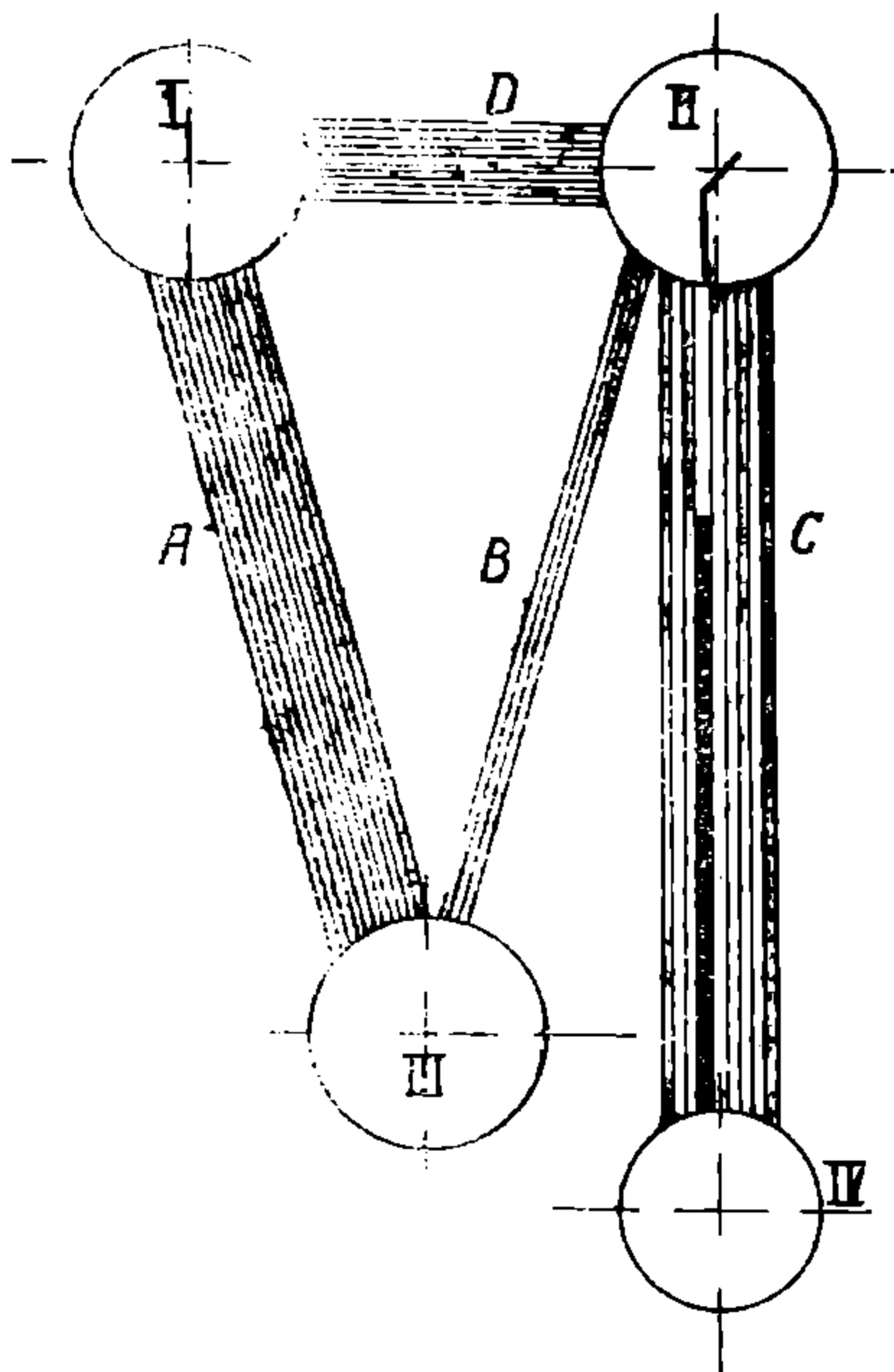
Нормальная циркуляция такого котла должна, очевидно, происходить следующим образом. Вода поступает в правую часть барабана II, опускается по правой части пучка C в барабан IV, откуда подымается по левой части пучка C в левую часть барабана II, далее спускается через пучок B в барабан III и, наконец, подымается по пучку A в барабан I, который соединен пучком D с барабаном II.

Легко видеть, что при усиленной форсировке котла газы будут поступать в пучек B при высокой температуре и в последнем начнется парообразование, причем пузырьки пара будут

двигаться навстречу воде, нарушая этим однозначность циркуляции и замедляя круговое движение воды. Это явление будет сопровождаться остановкой движения воды в пучке *B* с гейзероподобным выбрасыванием ее в паровое пространство котла и паропровод.

Отсюда, на основании теории циркуляции и приведенного практического примера, можно формулировать второе требование, предъявляемое к конструкции котла для обеспечения правильного расчета и осуществления циркуляции:

Направление движения всегда должно совпадать с направлением движения пара и обратно: в спускных и соединительных трубах никогда не должно происходить парообразования.



Фиг. 25. Неправильная конструкция котла с точки зрения циркуляции

Возможность осуществления этого требования проф. Ed. Kidwell доказывает следующим образом¹⁾: „Если мы имеем котел, построенный с соблюдением требования постоянства сечения циркуляции, то при тех скоростях движения воды, которые в этом случае могут быть достигнуты, расход воды через сечение спускных труб может быть в 300 — 500 раз больше количества испаряемой воды в известный промежуток времени.

При своем движении вниз по спускным трубам вода переходит в области с большими температурами кипения. „Если даже вверху спускных труб вода находилась при температуре кипения, то, например, при давлении в 20 ат и при высоте спускной трубы в 5 м, для того, чтобы довести воду внутри трубки

до температуры кипения, потребовалось бы сообщить $218,6 - 215,9 = 1,35$ кал. (теплота жидкости взята по таблицам Шюле). Для того чтобы довести 300 кг жидкости до температуры кипения, потребуется $1,35 \times 300 = 405$ калг.

Рассматривая, с другой стороны, степень охлаждения газов и теплотеплопоглощение поверхности нагрева котла, Ed. Kidwell приводит диаграмму, изображенную нами на фиг. 26.

На этой диаграмме кривая *a* представляет собой температуру газов, двигающихся вдоль поверхности нагрева котла, в функции от процента пройденной поверхности нагрева; кривая *A* изо-

¹⁾ См. Ed. Kidwell. «The Kidwell Two-flow Ring Circuit water tube Boiler Milwaukee, Wisc. USA, 1923.

бражает количество тепла (в процентах), поглощенное поверхностью нагрева по мере омывания последней газами.

Из этой диаграммы нетрудно видеть, что первая половина поверхности нагрева котла поглощает 85% всего поглощенного количества тепла, а вторая половина — остальные 15%. Это значит, что вторая половина поверхности нагрева котла на каждый килограмм добываемого пара получает от газов тепла

$$600 \times 0,15 = 90 \text{ кал/кг.}$$

В то же время для того, чтобы вода закипела в этой второй половине, требуется 405 кал., или в $4\frac{1}{2}$ раза больше. Отсюда нетрудно вывести заключение, что при наличии циркуляции воды в последнем пучке парообразования может и не наступить. При неправильной же циркуляции наиболее ярким выражением которой является полная неподвижность воды, наступит парообразование.

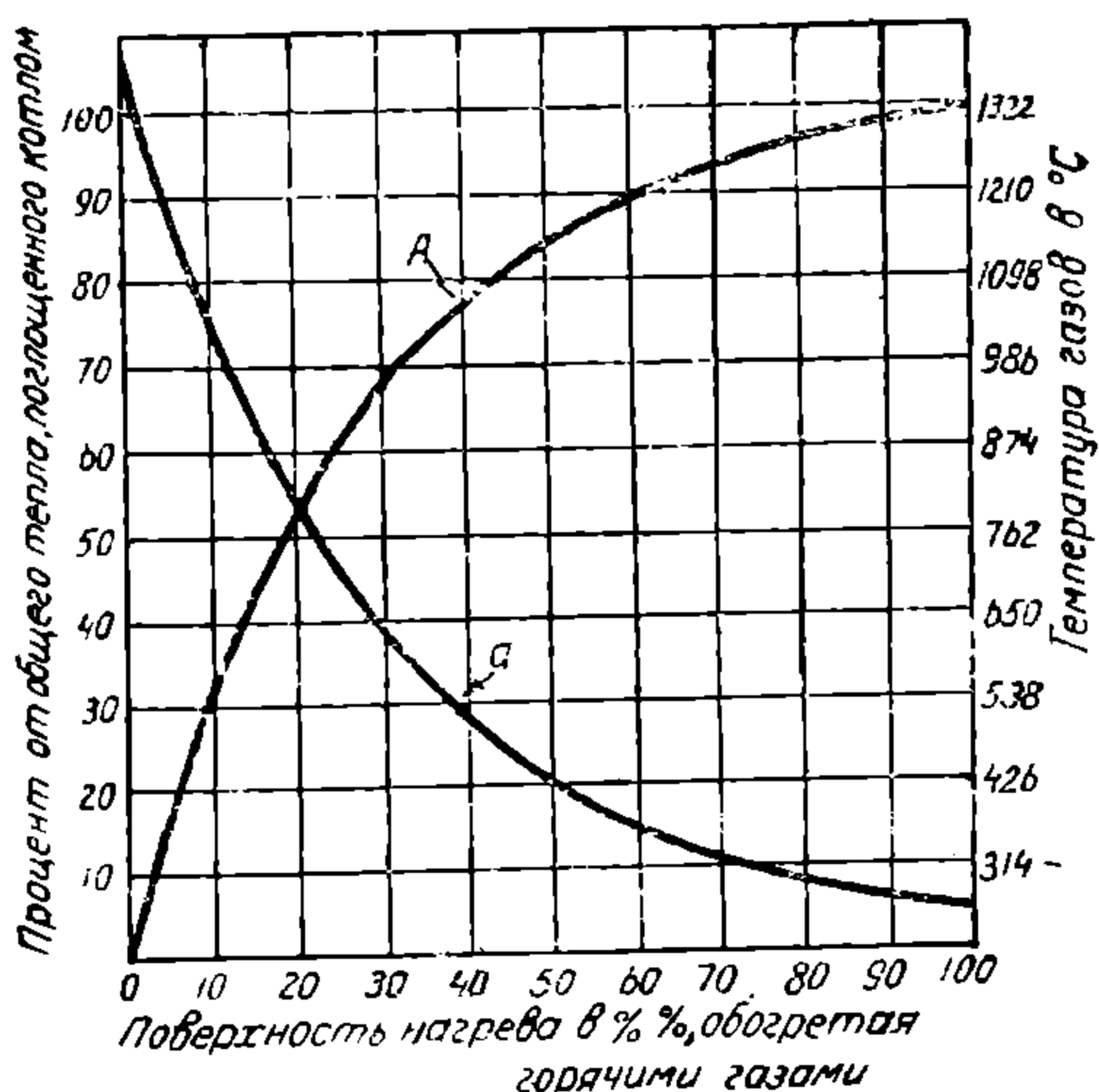
На основании изложенного для большей надежности работы котельного агрегата можно сформулировать третье требование, предъявляемое к конструкциям котла:

Спускной пучок труб для полной надежности работы котла должен целиком располагаться в последней трети поверхности нагрева.

Выше (см. § 30) мы указывали, что важнейшим условием работы парового котла с высокой удельной паропроизводительностью является быстрая циркуляция воды в котле, так как при этом имеет место энергичный отвод тепла от стенок труб. На этой основе можно было бы сформулировать четвертое требование, предъявляемое к конструкции котла:

Скорость циркуляции воды в паровом котле должна быть максимальной.

Практически, однако, это требование осуществлено быть не может, так как с увеличением скорости сопротивления растут пропорционально квадрату скорости и в определенный момент дальнейшее повышение скорости циркуляции становится невыгодным. Если бы могли выразить дефективное действие циркуляции и сопротивление циркуляции в функции от скорости в одних и тех же единицах, то не трудно было бы аналитическим путем найти наивыгоднейшее значение скорости циркуляции.



Фиг. 26. Теплопоглощение поверхности нагрева котла

Однако, нахождение названной функциональной зависимости представляется затруднительным, и потому в данном случае приходится ограничиваться выбором скорости циркуляции по экспериментальным данным. Именно, по данным Мюнцингера мы имеем:

„Наибольшее значение скорости впуска при ныне принятых размерах труб, нагрузках поверхности нагрева и давлениях до 20 ат лежит в пределах между 1,4 и 2,2 м/сек., а скорость выпуска пароводяной смеси — между 4 и 16 м/сек., в зависимости от паросодержания. При этом отмечается, что влияние давления пара на скорость циркулирующей воды невелико“.

§ 33. ХОД РАСЧЕТА ЦИРКУЛЯЦИИ, ПРЕДЕЛЬНЫЕ ФОРСИРОВКА И ДЛИНА ТРУБ

На основании изложенной теории циркуляции, выведенных основных уравнений и требований, предъявляемых к конструкции котла, расчет циркуляции может быть сведен к следующим основным положениям:

а) Исходные положения

Исходными для расчета циркуляции являются данные теплового баланса котла и данные расчета элементов поверхности нагрева котла, а также основные его конструктивные размеры, а именно:

- | | |
|--|---------------|
| 1. Давление пара | $P.$ |
| 2. Температура насыщения | $t_n.$ |
| 3. Теплота парообразования | $r.$ |
| 4. Удельный объем воды при температуре насыщения | $v_n.$ |
| 5. Удельный объем пара при температуре насыщения | $v_p.$ |
| 6. Диаметр трубок наружн., внутр. | $d_n/d_{вн}.$ |
| 7. Площадь поперечного сечения каждой трубки | $F.$ |
| 8. Поверхность на 1 м длины трубок. | |
| 9. Нагрузка на 1 м ² трубок в кал/м ² час. | |

б) Ход расчета

Искомыми величинами являются: изменения скорости входа воды w_1 , скорости выхода пароводяной смеси w_2 , весового паросодержания смеси X , объемного водосодержания смеси $v_c^0/0$ и количество воды, отдаваемой трубкой в барабан G_a в зависимости от форсировок труб. Кроме того, должны быть проверены: предельная форсировка трубок и предельная длина трубок.

С конструктивной стороны, при помощи расчета должно быть обеспечено: 1) равенство сечений спускных и подъемных труб, что достигается соответствующей установкой перегородки в верхнем барабане, в который происходит питание, и соответствующим включением в общую циркуляцию котла экранных поверхностей

нагрева; 2) расположение спускных труб в последней трети поверхности нагрева котла; 3) проверка надежности выработанной конструкции с точки зрения гарантии того, что в спускных трубах не будет никакого парообразования.

Ход расчета в соответствии с этим устанавливается такой: определяется величина λ' , входящая в уравнения (275) и (276) по формуле

$$\lambda' = \frac{9,4}{510} \frac{v_s^{0,148}}{d^{0,269}}.$$

Ориентировочно, на основании выполненных конструкций задаются длиной труб l , причем принимается, что $l + l_{cn} + l_{cd} = 2,5l$, а также углом α наклона труб к горизонту. Подставляя все известные значения в уравнение (276), получают уравнения вида:

$$A\omega_1^2 + Bh\omega_1 - C + D \frac{\omega_1}{h} \lg \left(1 + E \frac{h}{\omega_1} \right) = 0,$$

где A, B, C, D, E — известны.

Решая это уравнение для различных теплонапряженностей трубок, находят h величины скорости впуска ω_1 ; по значению ω_1 , пользуясь уравнением (207) находят паросодержание смеси в процентах по весу x ; далее по уравнению (208) находят значение скорости выпуска ω_2 , по уравнению (210) — $v_c\%$; по уравнению (212) — G_c ; и полученные результаты для различных форсировок сводят в таблицу или диаграмму.

Для иллюстрации хода расчета приведем примеры расчета из названной работы К. Л. Журавлева.

Пусть имеем такие исходные величины (таблица 29):

Таблица 29

Наружный диаметр d_n в м	Внутренний диаметр $d_{вн}$ в м	Площадь поперечного сечения F м ²	Поверхность 1 м длины в м ²	Нагрузка на пог. м в кат/сек h	Примечание
0,06	0,054	0,0023	0,188	$5,20 \cdot 10^{-5}$ Н	
0,083	0,0765	0,0046	0,260	$7,23 \cdot 10^{-5}$ Н	
0,102	0,0945	0,0070	0,320	$8,9 \cdot 10^{-5}$ Н	

Характеристика состояния пара представлена на таблице 30

Таблица 30

Давление P ат	Теплота парообразования кал/кг	Удельный объем воды при температуре насыщения v_s м ³ /кг	Удельный объем пара при температуре насыщения v_n м ³ /кг
15,0	465,2	0,001156	0,1255
30,0	425,0	0,001220	0,0654
40,0	403,0	0,001253	0,0479

Определяем значения коэффициента $\lambda' = \frac{9.4 v_g^{0,148}}{510 d^{0,269}}$.
 Получаем значения γ' , приведенные в таблице 31.
 Принимаем далее $l + l_{сп} + l_{сд} = 2,5l$,

Таблица 31

$\alpha = 67^\circ$.

Давление \ Диаметр	15	30	40
0,06	0,0148	0,0149	0,0150
0,083	0,0132	0,01325	0,0133
0,102	0,0128	0,01285	0,0129

Тогда для случая:
 $P = 15$ ат, $l = 6,5$ м, $d = 0,06$ м; уравнение (276) примет значение:

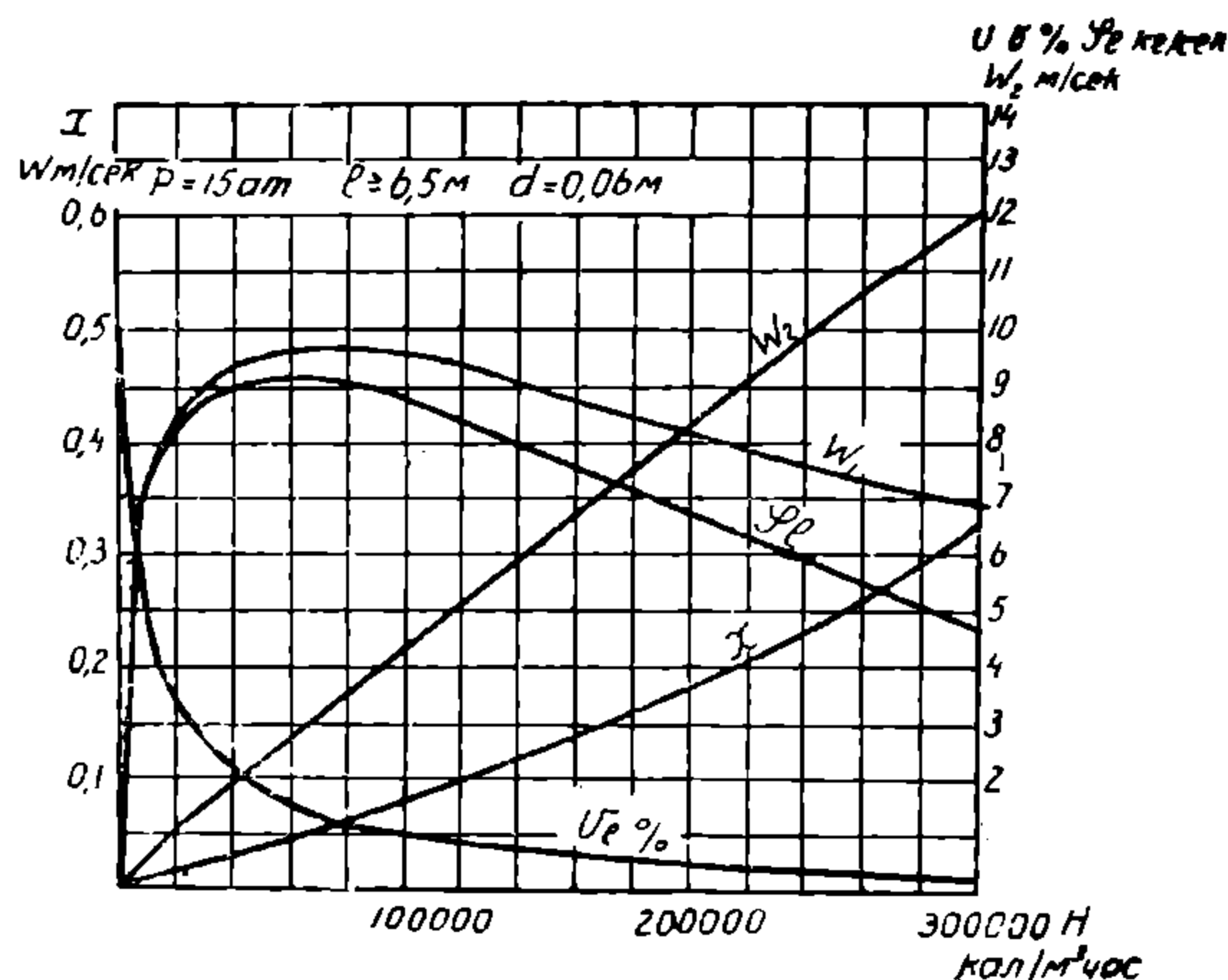
$$9,9 \omega_1^2 + 0,76 h \omega_1 - 5,9 + 19,8 \frac{\omega_1}{h} \lg \left(1 + 0,76 \frac{h}{\omega_1} \right) = 0.$$

Решая это уравнение для различных h , находим ω_1 , x , ω_2 , v_g и G_g ; найденные результаты сводим в нижеследующую таблицу (таблицу 32).

Таблица 32

H кал/м ² час	h кал/м сек	ω_1 м/сек	ω_2 м/сек	x	V_g в % по объему	G_g кг/сек
5000	0,26	0,286	0,485	0,0064	59,0	0,56
10000	0,52	0,370	0,763	0,00985	48,0	0,73
20000	1,04	0,430	1,22	0,0169	35,0	0,84
50000	2,60	0,475	2,45	0,0383	18,7	0,91
100000	5,20	0,450	4,40	0,0760	10,0	0,885
200000	10,40	0,410	8,30	0,1775	4,05	0,675
300000	15,60	0,345	12,00	0,316	1,95	0,470

Все эти величины в виде графика представлены на фиг. 27.



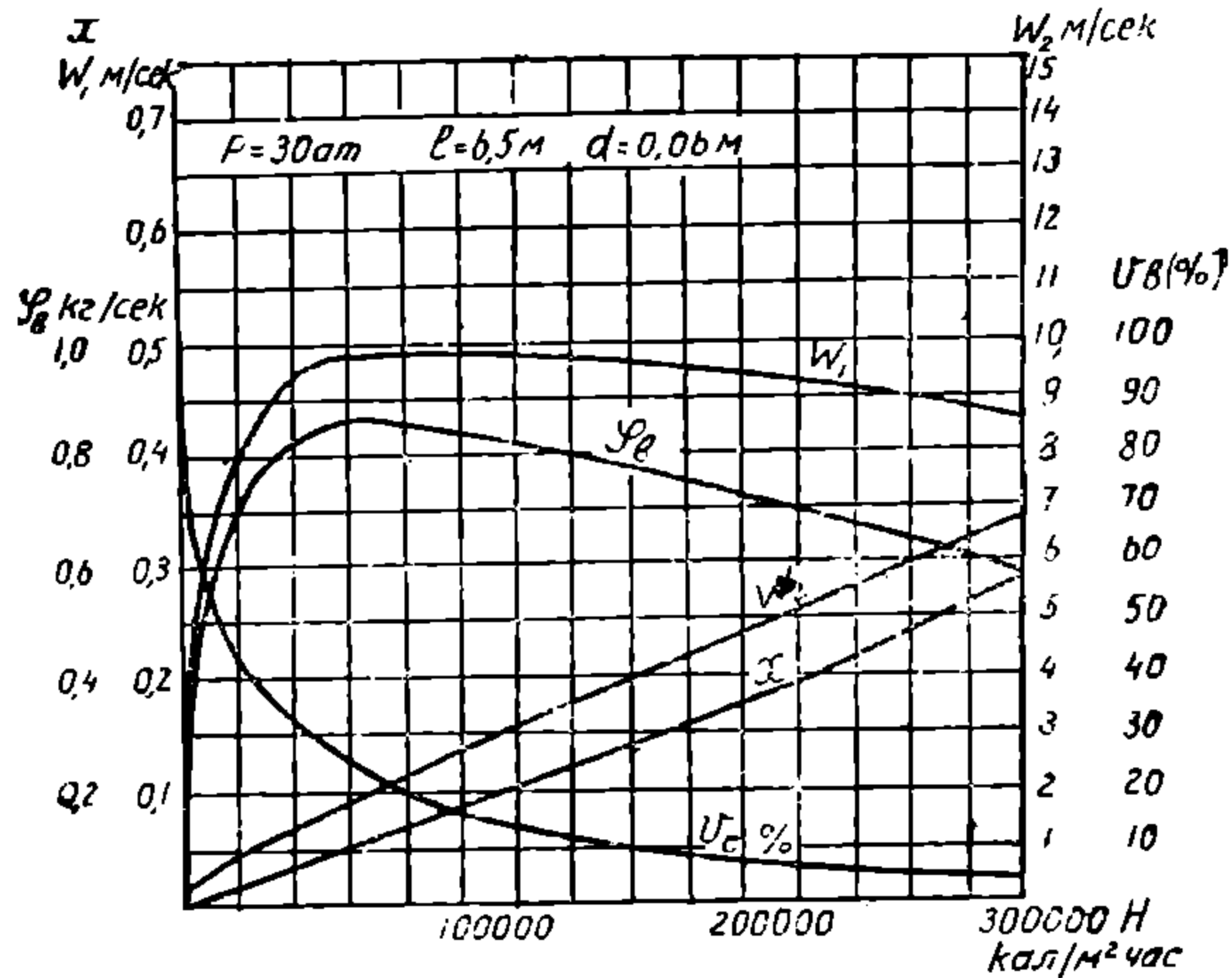
Фиг. 27. Характеристические величины циркуляции

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Для случая $P=30$ ат, $l=6,5$ м, $d=0,06$ м, уравнение (276) примет значение:

$$9,93 \omega_1^2 + 0,425 h \omega_1 - 5,9 + 35 \frac{\omega}{h} \lg \left(1 + 0,425 \frac{h}{\omega_1} \right) = 0.$$

Значения величин ω_1 , x , ω_2 , V_0 и G_0 сведены для этого случая в таблицу 33 и в виде графика представлены на фиг. 28.



Фиг. 28. Характеристические величины циркуляции

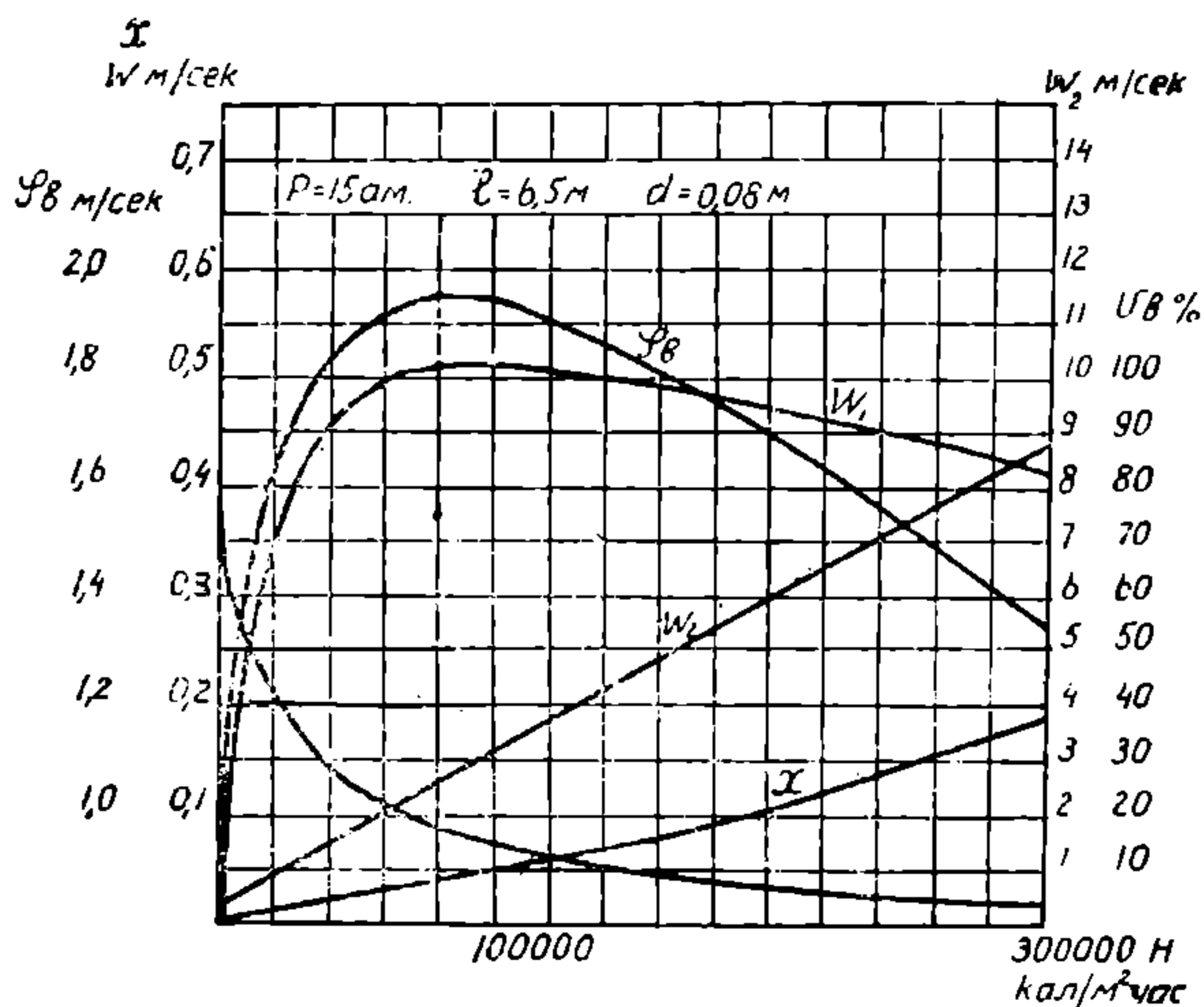
Таблица 33

H кал/м ² час	h кал м/сек	ω_1 м/сек	ω_2 м/сек	x	V_0 в %	G_0 кг/сек
5000	0,26	0,235	0,346	0,009	67,5	0,44
10000	0,52	0,310	0,535	0,0137	57,0	0,5
20000	1,04	0,385	0,835	0,0222	45,0	0,69
50000	2,61	0,485	1,60	0,0435	29,0	0,86
100000	5,20	0,490	2,72	0,0865	16,4	0,84
200000	10,40	0,470	4,83	0,178	8,0	0,73
300000	15,60	0,435	6,85	0,282	4,5	0,59

Для случая $P=15$ ат, $l=6,5$ м, $d=0,083$ м, уравнение (276) примет вид:

$$8,5 \omega_1^2 + 0,38 h \omega_1 - 5,9 + 39,6 \frac{\omega_1}{h} \lg \left(1 + 0,38 \frac{h}{\omega_1} \right) = 0.$$

Значения величин ω_1 , x , ω_2 , V_g и G_g сведены для этого случая на таблице 34 и в виде графика представлены на фиг. 29.



Фиг. 29. Характеристические величины циркуляции

Таблица 34

H кал/м ² час	h кал/м сек	ω_1 м/сек	ω_2 м/сек	x	V_g в %	G_g кг/сек
5000	0,36	0,251	0,39	0,005	64,5	1,0
10000	0,72	0,350	0,625	0,0072	55,5	1,39
20000	1,44	0,410	0,950	0,0123	42,3	1,62
50000	3,60	0,490	1,850	0,0257	25,6	1,90
100000	7,23	0,510	3,24	0,0495	15,0	1,94
200000	14,4	0,475	5,90	0,106	7,15	1,70
300000	21,7	0,415	8,65	0,183	3,44	1,35

Таким же образом составлены таблицы 35, 36, 37 соответственно для случаев:

$P = 15$ ат; $l = 12$ м; $d = 0,06$ м (табл. 35)

$P = 30$ ат; $l = 12$ м; $d = 0,06$ м (табл. 36)

$P = 15$ ат; $l = 12$ м; $d = 0,102$ м (табл. 37)

Таблица 35

H кал/м ² час	h кал/м сек	ω_1 м/сек	ω_2 м/сек	x	V_g %	G_g кг/сек
5000	0,26	0,40	0,76	0,0084	52	0,79
10000	0,52	0,48	1,20	0,014	39	0,95
20000	1,04	0,55	2,00	0,0244	27	1,07
50000	2,60	0,59	4,20	0,057	13,2	1,12
100000	5,20	0,56	7,85	0,120	6,25	0,97
200000	10,40	0,46	15,00	0,292	2,17	0,65
300000	15,60	0,37	22,10	0,545	0,76	0,34

Таблица 36

H кал/м ² час	h кал/м сек	w_1 м/сек	w_2 м/сек	x	V_B %	G_B кг/сек
5000	0,26	0,335	0,518	0,0106	64,5	0,625
10000	0,52	0,425	0,834	0,0183	50,0	0,785
20000	1,04	0,490	1,310	0,032	36,0	0,890
50000	2,60	0,570	2,60	0,068	20,4	1,00
100000	5,20	0,580	4,65	0,134	10,7	0,94
200000	10,40	0,545	8,74	0,286	4,45	0,73
300000	15,60	0,485	12,80	0,486	1,95	0,71

Таблица 37

H кал/м ² час	h кал/м сек	w_1 м/сек	w_2 м/сек	x	V_B (%)	G_B кг/сек
5000	0,45	0,37	0,58	0,0052	64,0	2,24
10000	0,89	0,445	0,86	0,0085	51,5	2,67
20000	1,78	0,55	1,36	0,0137	39,7	3,27
50000	4,45	0,65	2,70	0,0292	23,4	3,80
100000	8,90	0,66	4,72	0,0572	13,2	3,86
200000	17,80	0,60	8,80	0,126	6,0	3,20
300000	26,70	0,525	12,80	0,216	3,2	2,5

в) Характеристические величины циркуляции

Рассматривая приведенные графики и таблицы, можно сделать следующие общие выводы.

1. С увеличением тепловой нагрузки труб входная скорость сначала возрастает, чрезвычайно быстро достигая максимального значения, и затем, при дальнейшем увеличении нагрузки, постепенно уменьшается, причем максимальное значение входной скорости относится к нагрузкам порядка 50 — 100 тысяч кал/м² час.

2. С увеличением нагрузки труб выходная скорость растет, примерно, по закону прямой линии.

3. С увеличением тепловой нагрузки труб паросодержание смеси по весу растет, а водосодержание уменьшается.

4. Количество воды, подаваемое трубкой в барабан, возрастает одновременно со скоростью, проходит через максимум и затем уменьшается. Наибольшая производительность трубки лежит во всех случаях при 50 — 100 тысячах кал/м² час, что соответствует водосодержанию смеси по объему 25 — 10% с небольшо-

шими отклонениями. Очевидно, эта область является наиболее благоприятной, так как при этом трубка лучше всего омывается водой, производя соответствующее количество пара. Оценивая влияние давления пара, длины трубки и ее диаметра на характеристические величины циркуляции на основании сопоставления приведенных таблиц и графиков можно сделать следующие заключения:

а) При неизменной длине и диаметре труб с увеличением давления:

входная скорость w_1 , в пределах значений тепловых нагрузок до 50000 кал/м² час уменьшается, в пределах тепловых нагрузок свыше 50000 кал/м² час — увеличивается;

выходная скорость w_2 — уменьшается;

паросодержание смеси по весу x в пределах значений тепловых нагрузок до 200000 кал/м² час возрастает, в пределах тепловых нагрузок свыше 200000 кал/м² час — уменьшается;

водосодержание смеси (по объему) V_v увеличивается;

количество воды G подаваемое в барабан в пределах значений тепловых нагрузок до 100000 кал/м² час, уменьшается; в пределах тепловых нагрузок свыше 100000 кал/м² час — увеличивается.

При этом, с увеличением давления, область наивыгоднейшей работы сдвигается в сторону больших нагрузок.

б) При неизменных давлении пара и длине труб с увеличением диаметра:

входная скорость w_1 в пределах значений тепловых нагрузок до 20000 — 25000 кал/м² час — уменьшается, в пределах тепловых нагрузок свыше 20 — 25000 кал/м² час — увеличивается, т. е. увеличение диаметра труб влияет на входную скорость так же, как и увеличение давления;

выходная скорость w_2 — уменьшается, т. е. увеличение диаметра труб влияет на выходную скорость так же, как и увеличение давления;

паросодержание смеси (по весу) x — уменьшается, т. е. увеличение диаметра труб влияет на паросодержание смеси по весу так же, как и повышение давления в пределах тепловых нагрузок свыше 200000 кал/м² час;

водосодержание смеси (по объему) V_v увеличивается.

Количество воды, G_v , подаваемое в барабан, также увеличивается. При этом с увеличением диаметра трубок область наивыгоднейшей работы также сдвигается в сторону больших нагрузок.

При неизменных давлении пара и диаметре трубок с увеличением длины трубки:

входная скорость w_1 — увеличивается;

выходная скорость w_2 — увеличивается;

паросодержание смеси (по весу) x увеличивается;

водосодержание смеси (по объему) V_v — уменьшается.

Количество воды G_v , подаваемое в барабан в пределах значений тепловых нагрузок до 100000 кал/м² час увеличивается в пределах значений тепловых нагрузок свыше 100000 кал/м² уменьшается.

При этом область наивыгоднейшей работы сдвигается в сторону меньших нагрузок.

Таким образом, увеличение длины трубок значительно усиливает парообразование, увеличение диаметра трубок, наоборот, замедляет парообразование; увеличение диаметра также способствует увеличению давления.

Из этого следует, что требования безопасности и надежности работы котла ставят известные пределы длине трубок и, следовательно, их форсировке; что увеличение давления не ухудшает циркуляции и не уменьшает надежности работы котла в отношении циркуляции; что увеличивая длину трубок, следует увеличивать их диаметр и что при постоянном диаметре и большем давлении можно брать более длинные трубки.

г) Предельная форсировка и длина трубок паровых котлов

С увеличением нагрузки трубки паросодержание смеси увеличивается. Большую часть объема смеси, разумеется, занимает пар. Последний является худшим проводником тепла, чем вода. Поэтому количество тепла, которое может быть отведено смесью от трубки, уменьшается. При постоянном притоке тепла к наружной стенке равновесное тепловое состояние в трубке наступит при температуре более высокой, чем в случае движения одной воды. Температура стенки может повыситься настолько, что прочность ее сильно упадет и трубка подвергнется разрушению. Задаваясь допустимым повышением температуры стенок можно было бы найти предел форсировки трубки. Однако, для решения этой задачи необходимо знать коэффициент теплопередачи от стенки и пароводяной смеси в функции от паросодержания и скорости.

Экспериментальных данных подобного рода в настоящее время нет. Поэтому к вопросу о предельном значении форсировки трубок в настоящий момент приходится подходить эмпирически.

Пределом форсировки трубки можно считать тот момент, когда количество воды, подаваемой трубкой в барабан, начинает уменьшаться, т. е. то значение w_1 , при котором $G_s = \max$.

Как видно из приведенных таблиц 32 — 37, максимальные значения G_s лежат в пределах форсировок, при которых $V_s = 25 - 10\%$. Эксплуатационные данные близко сходятся с этими значениями. Значение $V_s = 25\%$ может быть принято для нормального режима работы; второе значение $V_s = 10\%$ — для форсированной работы котла.

Определим теперь предельную длину трубок котла.

Выражая w_1 , из уравнения (207) через x , получаем значение:

$$W_1 = \frac{hV_0 l}{x Fr}$$

Подставляя значение w_1 в уравнение (276) и произведя преобразования, получим следующую зависимость между x и l :

$$l = \frac{-\left[5,9 + 1,2 \left(\frac{v_n}{v_0} - 1\right) x\right] + \sqrt{\left[5,9 + 1,2 \left(\frac{v_n}{v_0} - 1\right) x\right]^2 + \frac{2\lambda'}{d} \left[2k + \left(\frac{v_c}{v_0} - 1\right) x\right] \frac{Cx^2 F \cdot r^2}{h v_0^2}}}{\frac{\lambda'}{d} \left[2k + \left(\frac{v_c}{v_0} - 1\right) x\right]}, \quad (277)$$

где

$$k = \frac{l + l_{cn} + l_{cd}}{l}$$

$$c = 1 - \frac{\ln \left[\left(\frac{v_n}{v_0} - 1\right) x + 1 \right]}{x \left(\frac{v_n}{v_0} - 1\right)}.$$

При определении предельной длины трубок задаются минимально допустимым значением водосодержания по объему V_0 , которое обычно берут в названных выше пределах 25—10⁰/₀; соответствующее ему значение x подставляют в уравнение (277) и получают при этом предельную длину трубок. Если при этом предельная длина трубок получается не меньше той, которой задавались при расчете характеристических величин, то этим дело заканчивается. Если же окажется, что при расчете задавались длиной трубок выше предельной, то следует произвести перерасчет, взяв за основу предельное значение длины трубок.

Основные выводы из теории и расчета циркуляции для конструирования котла на основании вышеизложенного можно сформулировать следующим образом:

1. Сечение подъемных спускных и соединительных труб должно быть одинаковым.

2. Направление движения воды подъемных в трубках котла должно быть всегда однозначным и совпадать с направлением движения пара; в спускных и соединительных трубах котла никогда не должно быть парообразования.

3. Для достижения этого спускной пучек труб должен располагаться целиком в последней трети поверхности нагрева.

4. Скорость циркуляции в паровом котле должна быть максимальной.

5. Форсировка котла должна быть ограничена пределом, при котором водосодержание смеси по объему не должно быть меньше 25⁰/₀ для нормальных условий работы и 10⁰/₀ для условий форсированной работы.

6. Длина труб должна быть выбрана в соответствии с заданной форсировкой котла и может быть тем больше, чем больше диаметр трубы и давление пара.

Пример 28. Рассчитать циркуляцию парового котла, расчет которого мы ведем во всех предыдущих примерах.

а) Исходные положения

На основании данных примера 9 имеем:

1. Давление пара $p = 30$ ата
2. Температура насыщения $t_n = 233$ °Ц
3. Теплота парообразования . . . $r = 478$ кал/кг
4. Удельный объем воды при t_n . $v_v = 0,001216$ м³/кг
5. Удельный объем пара при t_n . $v_n = 0,06789$ м³/кг

По выполненным конструкциям котла „Ганомат“ задаемся:

6. Диаметр трубок $d_n/d_v = 83/76,5$ мм
7. Площадь поперечного сечения трубки $F = 0,0046$ м²
8. Поверхность 1 м длины трубки . $S = 0,260$ м²

По данным теплового баланса:

9. Тепловая нагрузка (средняя) первого ряда трубок первого пучка и труб экрана по таблице 17

$$H_1 = \frac{Q'_a B}{H_{en} + H_1^{Pm}}$$

где Q'_a — количество тепла, переданное лучеиспусканием в топку кал/кг,

B — часовой расход топлива кг/час,

H_{en} — поверхность нагрева экрана в м²,

H_1^{Pm} — поверхность нагрева первого ряда кипяtilьных труб.

Для нашего случая:

$$H_1 = \frac{3061 \cdot 8172}{148,5 + 32} \cong 140000 \text{ кал/м}^2\text{час,}$$

откуда

$$h = \frac{140000 \cdot 0,26}{3600} = 10,2 \text{ кал/м сек.}$$

Так как экранные трубки и первый ряд трубок первого пучка работают наиболее интенсивно, то расчет циркуляции остальных труб можно опустить.

б) Расчет

Значение $\lambda' = \frac{9,4}{510} \cdot \frac{0,001216^{0,148}}{0,083^{0,269}} = 0,01325.$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

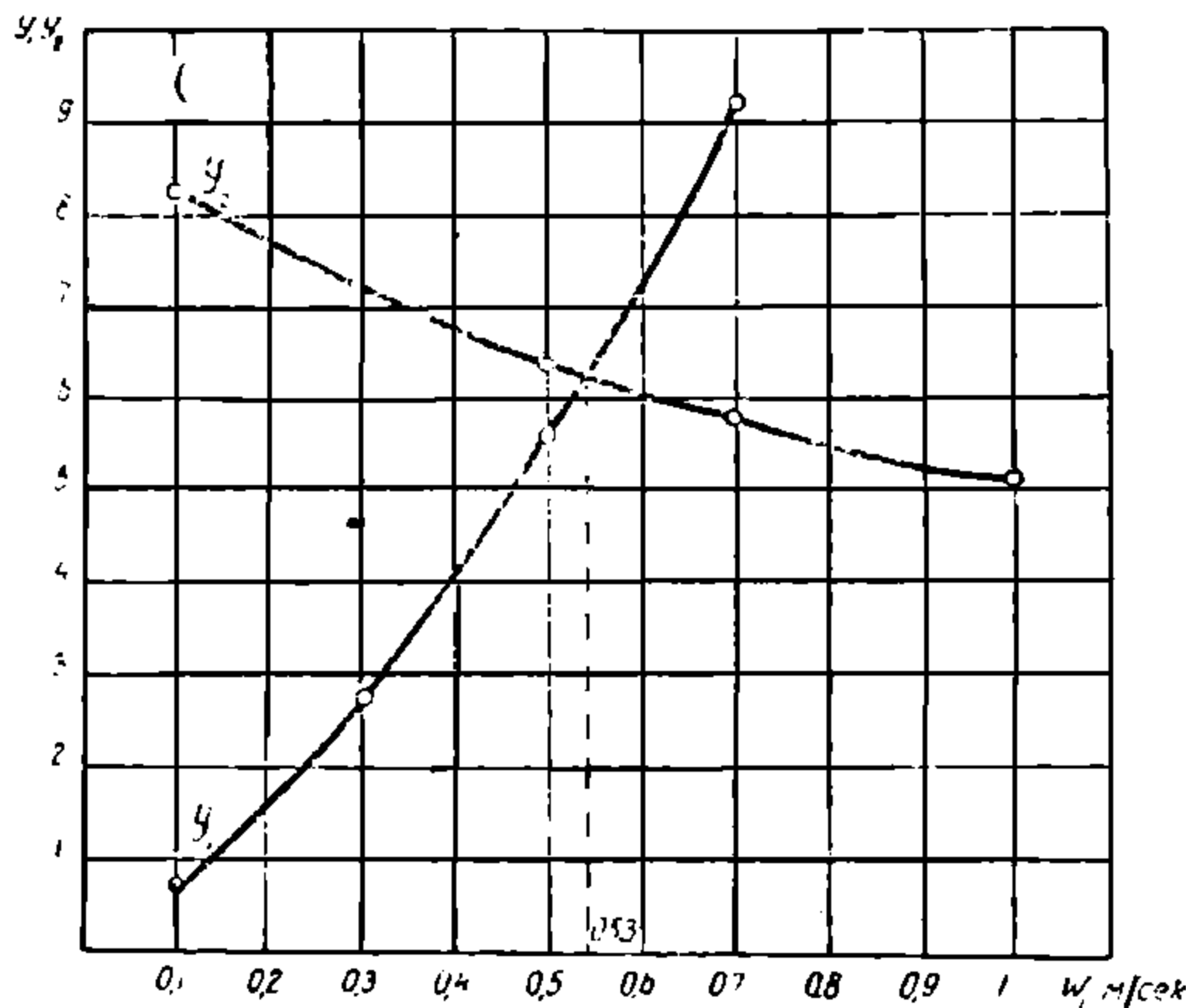
Принимая трубы прямые и длину труб равной $l = 10$ м и угол наклона $\alpha = 67^\circ$, пользуясь уравнением (276) и принимая $l + l_{cn} + l_{cd} = 2,5l$, находим:

$$W_1^2 \left(5,9 + \frac{0,01325}{0,083} 25 \right) +$$

$$+ w_2 \frac{10,2}{427,8 \cdot 0,0046} (0,06789 - 0,001216) \cdot \left(1,2 + \frac{0,01325 \cdot 10}{2 \cdot 0,083} \right) =$$

$$= 10^{0,92} \frac{0,0046 \cdot 427,8 \cdot w_1}{10,3(0,06789 - 0,001216)} \times$$

$$\ln \left(\frac{10,2(0,06789 - 0,001216)}{w_1 \cdot 0,0046 \cdot 427,8} + 1 \right).$$



Произведя действие, получаем квадратное уравнение вида:

$$9,9 w_1^2 + 6,23 w_1 - 9,2 +$$

$$+ 6,6 w_1 \lg \left(\frac{3,22}{w_1} + 1 \right) = 0.$$

Данное уравнение можно решить только графически, как уравнения двух кривых:

$$y_1 = 9,9 w_1^2 + 6,23 w_1$$

$$y_2 = 9,2 - 6,6 w_1 \lg \left(\frac{3,22}{w_1} + 1 \right),$$

Фиг. 30. Графическое определение скорости циркуляции

точка пересечения которых и дает нам искомое значение w_1 .

Графическое решение этого уравнения представлено на фиг. 30, из которой видно, что

$$w_1 = 0,53 \text{ м/сек.}$$

Паросодержание смеси по весу по формуле (207)

$$X = \frac{10,2 \cdot 0,001216 \cdot 10}{0,53 \cdot 0,0046 \cdot 427,8} \cdot 100 = 12\%$$

Скорость выхода смеси по формуле (208)

$$w_2 = 0,53 \left[\left(\frac{0,06789}{0,001216} - 1 \right) 0,12 + 1 \right] = 4,03 \text{ м/сек.}$$

Водосодержание смеси по объему по формуле (210):

$$V_s = \frac{(1 - 0,12) 0,00216}{0,12 \cdot 0,06789 + (1 - 0,12) 0,001216} \cdot 100 = 11,6\%$$

Следовательно, паросодержание по объему:

$$V_n = 88,4\%$$

Удельный объем смеси:

$$V_c = 0,12 \cdot 0,06789 + 0,88 \cdot 0,001216 = 0,009215 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Количество воды, подаваемой трубкой в барабан по формуле (212).

$$G_s = \frac{0,53 \cdot 0,0046}{0,001216} - \frac{10,2 \cdot 10}{427,8} = 1,76 \text{ кг/сек}.$$

При принятом нами расположении поверхности нагрева котла первый пучок имеет поверхность нагрева $H_1 = 160 \text{ м}^2$; второй пучок $H_2 = 600 \text{ м}^2$; поверхность нагрева экрана $148,5 \text{ м}^2$. Следовательно, если экран включить между нижним барабаном и верхним первым барабаном, то еще около 150 м^2 поверхности нагрева второго пучка должны быть выполнены с подъемными трубками для соблюдения условия циркуляции постоянства сечения.

Из значения величины $V_s = 11,6\%$ видно, что трубы работают почти с предельной форсировкой.

Проверим предельную длину труб по уравнению (277).

Значение коэффициентов в формуле (277):

$$\kappa = 2,5$$

$$c = 1 - \frac{2 \cdot 303 \cdot \lg \left[\left(\frac{0,06789}{0,001216} - 1 \right) 0,12 + 1 \right]}{0,12 \left(\frac{0,06789}{0,001216} - 1 \right)} = 0,687.$$

Предельная длина трубки:

$$l = \frac{- \left[5,9 + 1,2 \left(\frac{0,06789}{0,001216} - 1 \right) 0,12 \right] + \sqrt{\left[5,9 + 1,2 \left(\frac{0,06789}{0,001216} - 1 \right) 0,12 \right]^2 + \frac{2 \cdot 0,01325}{0,083} \left[2 \cdot 2,25 + \left(\frac{0,06789}{0,001216} - 1 \right) 0,12 \right] \frac{0,687 \cdot 0,12^2 \cdot 0,0046^2 \cdot 427,8^2}{10,2^2 \cdot 0,001216^2}}}{\frac{0,01325}{0,083} \left[2 \cdot 2,5 + \left(\frac{0,009215}{0,001216} - 1 \right) 0,12 \right]} = \frac{19,4}{0,93} = 20,8 \text{ м},$$

т. е. принятая длина трубок $l = 10 \text{ м}$ далеко не доходит до предельного значения.

ГЛАВА IX

РАСЧЕТ ТЯГОВОГО УСТРОЙСТВА И ВЕНТИЛЯТОРНОГО ДУТЬЯ

§ 34. РАСЧЕТ ТЯГОВОГО УСТРОЙСТВА

Тяговое устройство в котельном агрегате служит для прососа газов через газоходы и поверхность нагрева котла.

При движении газов вдоль газоходов и поверхности нагрева котла происходит трение между частицами газа и обтекаемой поверхностью. Наличие трения обуславливает силы сопротивления прохождения газов через котел. Силы эти могут быть выражены в килограммах и граммах, но в виду их очень малого значения их обычно выражают в миллиметрах водяного столба. Для того, чтобы преодолеть эти силы сопротивления, необходимо наличие силы тяги за котельным агрегатом. Эта сила тяги, помимо преодоления сопротивления, должна также обеспечить создание определенной выходной скорости отсосанных газов. Сила тяги также измеряется в миллиметрах водяного столба. Физический смысл силы тяги заключается в том, что особым аппаратом за котлом создается определенное разрежение. Так как газы в топке находятся при атмосферном давлении, либо при небольшом разрежении (1 — 3 мм в. с.), то, естественно, они стараются заполнить пространство за котлом, находящееся под разрежением, чем и создается движение газов в газоходах котла. Разрежение за котлом, выраженное в миллиметрах водяного столба, за вычетом разрежения в топке, как-раз и равно сопротивлению котельного агрегата в миллиметрах водяного столба. В том случае, когда топка находится под атмосферным давлением, разрежение в ней равно нулю и тогда сопротивление котла равно разрежению за котлом; такая тяга носит название уравновешенной тяги.

Тяга в котле, обусловленная разрежением за котлом, создается либо дымовой трубой, либо вентилятором. В первом случае она называется „естественной“ тягой, во втором — „искусственной“ тягой.

Исходной точкой для расчета тягового устройства является, таким образом, подсчет сопротивлений котла.

Различают гидравлическое сопротивление, видимое сопротивление и приведенное сопротивление котла.

НБ
УДУНТ
(ДУТ)

Под *гидравлическим* сопротивлением котла понимают то действительное физическое сопротивление, которое имеют газоходы котла в зависимости от их периметра, конфигурации, длины и шероховатости стен.

Под *видимым* сопротивлением котла понимают гидравлическое его сопротивление с учетом поправок на самотягу котла, т. е. явление, обусловливаемое стремлением газа подняться вверх при прохождении вертикальных газоходов котла. В тех случаях, когда в большинстве вертикальных газоходов газу приходится подниматься вверх, видимое сопротивление котла будет больше гидравлического. В обратных случаях мы будем наблюдать обратное явление. Отсюда можно, в частности, вывести заключение, что целесообразно конструировать обмуровку котлов таким образом, чтобы в большинстве вертикальных газоходов газ подымался кверху.

Под *приведенным* сопротивлением котла понимают разницу наблюдаемых посредством тягомеров разрежений в топке и в борове, приведенную к определенному горизонтальному уровню. Этим последним понятием приходится пользоваться только при испытаниях котельных агрегатов. При расчете парового котла следовало бы, по существу, пользоваться видимым сопротивлением котла, ибо оно, собственно, определяет ту силу тяги, которая нам необходима.

Но в целях упрощения расчета мы будем пользоваться в дальнейшем только гидравлическим сопротивлением; при этом допускаемая ошибка в сторону создания некоторого запаса тяги будет очень незначительна, так как гидравлическое сопротивление на очень малую величину отличается от видимого, а именно — не более 1—2 мм в. с., так как движение газа вниз по одним вертикальным газоходам почти локализует самотягу, образуемую при движении газа вверх по другим вертикальным газоходам.

На основе этого подсчета определяется необходимое разрежение за котлом; руководствуясь последним, производят расчет самого тягового устройства дымососа или дымовой трубы. Таким образом в настоящем параграфе мы остановимся на следующих вопросах:

- а) расчет сопротивления котла,
- б) расчет дымососа (вентилятора),
- в) расчет дымовой трубы.

а) Расчет сопротивления котла

Сопротивление котла складывается из следующих элементов

1. Сопротивление решетки и слоя топлива (там, где таковая имеется)
2. Сопротивление топочного пространства
3. Сопротивление котла, перегревателя и дымоходов

УДМУНТ
(ДИТ)

Оно складывается из:

сопротивления газохода 1-го пучка	S'_k
„ между газоходом 1-го пучка и перегревателя	ΔS_1
газохода перегревателя	S_n
„ между газоходом перегревателя 2-го пучка	ΔS_2
газохода 2-го пучка	S''_k
4. Сопротивление водяного экономайзера	$S_{эк}^{вод}$
5. Сопротивление воздушного подогревателя	$S_{эк}^{возд}$
6. Сопротивление заслонок	$S_з.$

1. Сопротивление решетки и слоя топлива

Сопротивление решетки и слоя топлива должно быть преодолено силой тяги только в том случае, когда нет вентиляторного дутья. При наличии вентиляторного дутья сопротивление решетки и слоя топлива в расчет сопротивлений котельного агрегата не входит, так как преодолевается силой дутья.

Сопротивление слоя топлива и решетки может быть подсчитано по эмпирической формуле Л. К. Рамзина:

$$S_{mp} = A \left[\frac{B}{R} \right]^2 \text{ мм в с.} \quad (278)$$

где B/R — напряжение зеркала горения (в кг/м² час),

CO_2 — содержание углекислоты в топочных газах (в процентах),

A — коэффициент, учитывающий свойство топлива, конструкцию решетки, высоту слоя топлива и пр.

Значение коэффициента A для различных топлив следующее:

Каменный уголь на обычной колосниковой решетке неспекающийся	0,03
Тоже, спекающийся	0,05
Торф на обыкновенной решетке до $W_p = 30\%$	0,004
Торф в шахтной топке при $W_p = 50\%$	0,007
Торф в шахтно-цепной топке	0,005
Дрова на обыкновенной решетке	0,002
Дрова, сжигаемые в жаровой трубе без решетки	0,0015
Дрова в шахтных топках с наклонным зеркалом горения	0,004
Дрова в шахтных топках с вертикальным зеркалом горения	0,0012

Для антрацита S_{pm} определяется из выражения:

$$S_{pm} = m \left(\frac{B}{R} \right)^2 \text{ мм в с.} \quad (278a)$$

НБ
УДУНТ
(ДУТ)

где $m = 25 - 50$ коэффициент, зависящий от плавкости золы антрацита, причем нижний предел относится к тугоплавкой золе, а верхний к легкоплавкой.

По наблюдениям Р. Г. Грановского, для подмосковных углей на колосниковой решетке при $B/R = 200 - 250$ кг/м² час, сопротивление решетки слоя $S_{pm} = 40 - 45$ мм в. с., при $B/R = 250 - 300$ кг/м² час. $S_{pm} = 45 - 60$ мм в. с.

На ступенчатой решетке при $B/R = 300 - 350$ кг/м² час для угля орешка $S_{pm} = 30 - 40$ мм в. с.

При отсутствии вентиляторного дутья разрежение в топке равно сопротивлению слоя и решетки; при наличии вентиляторного дутья, как указано выше, сопротивление слоя и решетки преодолевается подпором под колосниками, а разрежение в топке должно поддерживаться 1 - 3 мм в. с.

2. Сопротивление топочного пространства

В тех случаях, когда мы имеем топку с решеткой, сопротивление топочного пространства, согласно вышеизложенного, считаем включенным в сопротивление слоя и решетки.

В случае пылеугольной, газовой или нефтяной топки сопротивление ее подсчитывается при условии, что в верхней части ее господствует разрежение 1 - 2 мм в. с., несмотря на наличие самотяги. В этом случае сопротивление топки составит, очевидно, сумму величины самотяги и величины разрежения в верхней части топки, т. е.

$$S_m = H(\gamma_a - \gamma_g) + (1 \div 2) \text{ мм в. с.} \quad (279)$$

где H — высота топочного пространства в м,

γ_a — удельный вес воздуха при температуре котельного помещения в м³/кг,

γ_g — удельный вес газов при температуре топки в м³/кг.

3. Сопротивление котла и перегревателя

Сопротивление собственно котла можно подсчитывать по эмпирической формуле Рамзина:

$$S_k = A \left(\frac{D}{H_k} \right)^2 \alpha_k^2, \quad (280)$$

где A — некоторый коэффициент, имеющий следующие значения:

для жаротрубных и горизонтально-водотрубных котлов .

. 0,006

для комбинированных котлов

0,009

для вертикально-водотрубных котлов

0,004

Сопротивление пароперегревателя принимают обычно в пределах 1 - 3 мм в. с.

Для более точного подсчета сопротивлений котла следует оценивать их отдельно по дымоходам.

Сопротивление первого пучка труб S'_k определяется в этом случае по эмпирической формуле Райера:

$$S'_k = 0,147 \cdot k \frac{\rho \omega^2}{d} \left(\frac{\omega_{max} d \rho}{\mu} \right)^{-0,240} \quad (281)$$

где

k — число труб,

$$\rho = \frac{\gamma_2}{g} \text{ — масса единицы объема}$$

ω — средняя скорость газов в газоходе в м/сек,

ω_{max} — максимальная скорость газов в газоходе в м/сек,

d — диаметр труб в м,

μ — $55 \cdot 10^6$ кг сек²/м² — коэффициент вязкости.

Сопротивление дымохода между первым пучком и пароперегревателем подсчитываем с учетом сужения дымохода и поворота газа при входе в пароперегреватель.

Сопротивление от сужения дымохода определяем по эмпирической формуле:

$$\Delta S'_c = n_c \frac{\omega^2}{2g} \gamma_2, \quad (282)$$

где n_c — коэффициент сопротивления, определяемый из уравнения

$$n_c = \left(\frac{F_1}{F_2} - 1 \right)^2,$$

где F_1 — сечение дымохода до сужения,

F_2 — сечение дымохода в узком месте,

ω — скорость газов в начале дымохода перегревателя в м/сек,

γ_2 — удельный вес газов в м³/кг.

Сопротивление от поворота струи газа при входе в пароперегреватель:

$$\Delta S''_{пов} = n_n \frac{\omega_{max}^2}{2g} \gamma_2, \quad (283)$$

где можно принять

$n_n = 3$ при повороте газов на 90°,

ω_{max} — скорость газов в самом узком месте в м/сек,

γ_2 — удельный вес газов в м³/кг.

Таким образом, полное сопротивление дымохода между 1-м пучком и пароперегревателем:

$$\Delta S_3 = \left[n_c \frac{\omega^2}{2g} + n_n \frac{\omega_{max}^2}{2g} \right] \gamma_2 \quad (283)$$

Сопротивление пароперегревателя определяется по вышеприведенной формуле Рейера (281), причем значения всех входящих

в эту формулу величин относятся к газоходу пароперегревателя; при этом

$$\mu = 4,15 \cdot 10^6 \text{ кг/сек}^2/\text{м}^2.$$

Сопротивление дымохода между пароперегревателем и 2-м пучком также определяется по формуле (282), причем все входящие в них величины относятся к газоходу после пароперегревателя, при этом:

$$n_n = 6 \text{ в виду поворота газов на } 180^\circ.$$

Сопротивление второго пучка котла S_k'' определяется также по формуле (281) Райера, причем значения всех величин, входящих в эту формулу, относятся к газоходу второго пучка; при этом:

$$\mu = 3,5 \cdot 10^6 \text{ кг/сек}^2/\text{м}^2.$$

Сопротивление дымохода между 2-м пучком и экономайзером также определяется по формулам (282) и (283), причем все входящие в них величины относятся к газоходу после второго пучка. При этом:

$$n_n = 6, \text{ в виду поворота газов на } 180^\circ.$$

Таким образом, суммарное сопротивление котла и перегревателя может быть выражено уравнением

$$S_k = \sum_i 0,147 k \frac{\rho \omega^2}{d} \left(\frac{\omega_{max} d \rho}{\mu} \right)^{-0,240} + \sum_i \left[\left(n_c \frac{\omega^2}{2g} + n_n \frac{\omega_{max}^2}{2g} \right) \gamma_z \right] \quad (285)$$

4. Сопротивление водяного экономайзера

Сопротивление водяных экономайзеров гладкотрубных типа „Грина“ определяется по эмпирической формуле:

$$S_{эк}^{вод} = \frac{n}{10} \left(\frac{\omega}{4} \right)^2, \quad (286)$$

где n — число труб экономайзера вдоль потока газов,
 ω — скорость газов в экономайзере в м/сек.

Сопротивление ребристых экономайзеров типа „Каблиц“ определяется по эмпирической формуле;

$$S_{эк}^{вод} = 0,06 n \omega^2, \quad (287)$$

где приняты те же обозначения, что и в формуле (286).

Для определения сопротивления водяных экономайзеров, выполненных конструктивно так же, как паровой котел, следует пользоваться формулой (281).

Сопротивление от изменения сечения от поворота газов и в дымоходе за экономайзером определяется соответственно по формулам (282), (283), (284).

5. Сопротивление воздушного экономайзера

Сопротивление пластинчатых воздушных экономайзеров подсчитывается по приближенной формуле Миттельмана, вывод которой мы здесь опускаем (см. Журнал „Тепло и сила“ № 7, 1928).

$$S_{\text{возд}}^{\text{эк}} = \gamma_{\text{ср}} \frac{w_{\text{ср}}^2}{2g} \left[0,33 \frac{\gamma_{\text{ср}}}{\gamma_1} + \frac{2l}{85l_2} + \frac{\gamma_{\text{ср}}}{\gamma_2} \left(\frac{l_s + 2\delta}{l_2 + l_s + 2\delta} \right)^2 \right], \quad (288)$$

где γ_1 — удельный вес газов, приведенный к абсолютной температуре газов T_s , до воздушного экономайзера в кг/м^3 ,

γ_2 — удельный вес газов, приведенный к температуре газов T_s'' — после воздушного экономайзера в кг/м^3 ,

$\gamma_{\text{ср}}$ — удельный вес газов, приведенный к абсолютной средней температуре газов: $\frac{T_s'' + T_s}{2}$ воздушного экономайзера,

$w_{\text{ср}}$ — средняя скорость газов в воздушном экономайзере в м/сек,

l — высота пластин подогревателя в м,

l_2 — величина зазора газовых каналов в м,

l_s — величина зазора воздушных каналов в м,

δ — толщина стенки в м.

При применении трубчатых воздухоподогревателей для определения их сопротивления необходимо пользоваться теми же формулами, что и для гладкотрубных водяных экономайзеров.

Сопротивление горизонтального прямого бора S_b можно принять 2 мм в с. на каждые 15 пог. м.

Сопротивление заслонок на каждую заслонку можно принять 1 мм в с.

6. Сопротивление в трубе или на напорной стороне дымососа

Сопротивления в дымовой трубе при наличии естественной тяги или сопротивления на напорной стороне дымососа при искусственной тяге бывают следующие: потери на трение в дымовой трубе, потери на создание выходной скорости газов.

При применении искусственной тяги сопротивлением при прохождении газов в дымовой трубе можно пренебречь, так как тяга самой дымовой трубы, которая в расчет не входит, их может преодолеть.

При применении естественной тяги сопротивление дымовой трубы можно принять в пределах 1—2 мм в с.

Потеря напора на создание выходной скорости может быть выражена формулой:

$$S_w = \gamma_{yz} \frac{w^2}{2g}, \quad (289)$$

где γ_{yz} — удельный вес уходящих газов в кг/м³,
 w — скорость уходящих газов.

Кроме того, можно пользоваться таблицей 38, составленной по Гербергу.

Таблица 38

Скорость газов w м/сек	Средняя температура газов в °Ц			Примечание
	100	200	300	
4	0,75	0,59	0,49	Сопротивления выражены в мм в. с.
6	1,69	1,34	1,10	
8	3,01	2,38	1,96	
10	4,72	3,72	3,07	

Пример 29. Рассчитать сопротивления котельного агрегата, расчет которого велся во всех предыдущих примерах (см. пример 28).

1. Сопротивление топочного пространства определяем по формуле (279)

Высота топки принимается $H = 8$ м.

Удельный вес газов при средней температуре топки 1250° Ц.

$$\gamma_2 = 1,29 \frac{273}{1250 + 273} = 0,231 \text{ кг/м}^3.$$

Удельный вес газов при температуре котельной 20° Ц:

$$= 1,29 \frac{273}{293} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

$$S_m = 8(1,2 - 0,23) + 2 = 10 \text{ мм в. с.}$$

2. Сопротивление котла и перегревателя

1-й пучок: Данные для уравнения (281)

Число рядов труб: $K = 5$.

Удельный объем газов: $\gamma_2 = 1,29 \frac{273}{850 + 273} = 0,31 \text{ кг/м}^3$.

Коэффициент: $\rho = \frac{0,31}{9,81} = 0,0316$.

Средняя скорость газов в газоходе: $w = 10$ с/сек.

Скорость газов в газоходе: $w_{max} = 15$ м/сек.

Диаметр трубы: $d = 0,83$ м.

Тогда сопротивление первого пучка труб:

$$S_k = 0,147 \cdot 5 \cdot \frac{0,0316 \cdot 10}{0,083} \left(\frac{15 \cdot 0,083 \cdot 0,0316}{5,5 \cdot 10^{-6}} \right) - 0,240 = \\ = 3,3 \text{ мм в. с.}$$

Дымоход между 1-м пучком и перегревателем

Данные для уравнения (284).

При $w = 10$ м/сек и $w_{max} = 15$ м/сек отношение $\frac{F_1}{F_2}$ определится так.

Имеем равенство:

$$F_1 \cdot 10 \cdot \frac{273}{273 + t_1} = F_2 \cdot 15 \cdot \frac{273}{273 + t_2}$$

где

$t_1 = 850^\circ \text{C}$ — средняя температура газов 1-го пучка.

$t_2 = 750^\circ \text{C}$ — температура газов перед перегревателем.

Отсюда:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{15}{10} \cdot \frac{273 + t_1}{273 + t_2} = \frac{15 \cdot 1123}{10 \cdot 1023} = 1,65;$$

тогда значение коэффициента:

$$n_c = (1,65 - 1)^2 = 0,42.$$

Удельный вес газов перед газоходом перегревателя:

$$\gamma_2 = 1,29 \cdot \frac{273}{750 + 273} = 0,344 \text{ кг/м}^3.$$

Скорость газов в газоходе перегревателя 10 м/сек. Сопротивление газохода между первым пучком и перегревателем:

$$\Delta s_1 = \left(0,42 \cdot \frac{10^2}{2 \cdot 9,81} + 3 \cdot \frac{15^2}{2 \cdot 9,81} \right) 0,344 = 12,5 \text{ мм в. с.}$$

Сопротивление перегревателя

Данные для уравнения (281):

Число рядов труб: $k = 6$.

Удельный объем газов: $\gamma_2 = 1,29 \cdot \frac{273}{597 + 273} = 0,405 \text{ кг/м}^3$.

Коэффициент: $\rho = \frac{0,405}{9,81} = 0,0413$.

УДМУНТ
(ДИТ)

Средняя скорость газов в газоходе: $w = 10$ м/сек.

Диаметр трубы: $d = 0,038$ м.

Тогда сопротивление пароперегревателя:

$$S_{ne} = 0,147 \cdot 6 \cdot \frac{0,0405 \cdot 10^2}{0,038} \left(\frac{10 \cdot 0,038 \cdot 0,0405}{4,15 \cdot 10^{-6}} \right) 0,240 = 13 \text{ мм в. с.}$$

Сопротивление дымохода между перегревателем и 2-м пучком

Считаем потерю только от поворота потока газов на 180° .
Данные для уравнения (283)

$$n_n = 6,$$

$$w = 10 \text{ м/сек,}$$

$$\gamma_2 = 1,29 \cdot \frac{273}{444 + 273} = 0,49 \text{ кг/м}^3,$$

$$\Delta S_{ne} = 6 \cdot \frac{10^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,49 = 15 \text{ мм в. с.}$$

Сопротивление 2-го пучка

Данные для уравнения (281):

Число рядов труб: $K = 10$.

$$\text{Удельный объем газов: } \gamma_2 = 1,29 \cdot \frac{273}{357 + 273} = 0,56 \text{ кг/м}^3.$$

$$\text{Коэффициент } \rho = \frac{0,56}{9,81} = 0,057.$$

Средняя скорость газов в газоходе $w = 10$ м/сек.

Диаметр трубы $d_6 = 0,083$ м.

Тогда сопротивление второго пучка:

$$S''_k = 0,147 \cdot 10 \cdot \frac{0,057 \cdot 10^2}{0,083} \cdot \left(\frac{10 \cdot 0,083 \cdot 0,057}{3,5 \cdot 10^{-6}} \right) 0,240 = 10,1 \text{ мм в. с.}$$

Сопротивление дымохода между 2-м пучком и экономайзером

Считаем потерю только от поворота потока газов на 180° .
Данные для уравнения (283):

$$n_n = 6,$$

$$w = 10 \text{ м/сек,}$$

$$\gamma_2 = 1,29 \cdot \frac{273}{273 + 270} = 0,64 \text{ кг/м}^3,$$

$$\Delta S_2 = 6 \cdot \frac{10^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,64 = 19,6 \text{ мм в. с.}$$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

3. Сопротивление воздушного экономайзера

Данные для уравнения (288):

$$\gamma_1 = 0,76 \text{ кг/м}^3, \quad w = 10 \text{ м/сек}$$

$$\gamma_2 = 1,29 \frac{273}{273 + 160} = 0,8 \text{ кг/м}^3, \quad l = 5 \text{ м}$$

$$l_2 = 0,04 \text{ м}$$

$$\gamma_{cp} = 1,29 \frac{273}{273 + 215} = 0,72 \text{ кг/м}^3, \quad l_a = 0,02 \text{ м}$$

$$\delta = 0,002 \text{ м}$$

Тогда сопротивление воздушного экономайзера:

$$\begin{aligned} S_{\text{возд}} &= 0,72 \frac{10^2}{2 \cdot 9,81} \left(0,33 \frac{0,72}{0,76} + \frac{2 \cdot 5}{85 \cdot 0,04} + \frac{0,72}{0,8} \right) = \\ &= \left(\frac{0,02 + 2 \cdot 0,002}{0,04 + 0,02 + 2 \cdot 0,002} \right)^2 = 3,66 (0,313 + 2,94 + 0,127) = \\ &= 3,66 \cdot 3,38 = 12,4 \text{ мм в. с.} \end{aligned}$$

Потеря напора для создания выходной скорости по формуле (289):

$$S_w = 1,29 \frac{273}{273 + 160} \frac{10^2}{2 \cdot 9,81} = 4,1 \text{ мм в. с.}$$

Полное сопротивление котельного агрегата:

$$S = 10 + 3,3 + 12,5 + 13 + 15 + 10,1 + 19,6 + 12,4 + 4,1 + 2 = 102 \text{ мм в. с.}$$

б) Расчет и выбор дымососа

Расчет дымососа заключается в определении его мощности. Выбор дымососа производится на основании данных о производительности и требуемом напоре по специальным таблицам вентиляторов (см. табл. XVI).

Мощность дымососа нетрудно определить, исходя из следующего рассуждения. Если известно часовое количество газов, подлежащее эвакуации, и оно равно $V \text{ м}^3$, причем известно сопротивление, которое должен преодолеть дымосос $h \text{ мм в. с.}$, то работа, которую должен произвести дымосос в час для удаления этих газов, будет равна $V h$, так как 1 мм в. с. соответствует давлению 1 кг/м².

Таким образом:

$$V \text{ м}^3 \times h \text{ кг/м}^2 = V h \text{ кг м.} \quad (290)$$

Эта работа, очевидно, эквивалентна мощности дымососа, умноженной на к. п. д. дымососа и к. п. д. мотора, т. е.

$$V h = 3600 \cdot 75 \cdot \eta_k \eta_d N_d,$$

откуда искомая мощность дымососа (по мотору):

$$N_{\partial} = \frac{V h}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_{\partial} \eta_{\kappa}} \text{ л. с.}, \quad (291)$$

где V — часовой объем удаляемых газов в м^3 ,

h — напор вентилятора в мм в. с.,

η_{κ} — 0,85 к. п. д. мотора,

η_{∂} — 0,60 к. п. д. дымососа.

Часовой объем газов определяется из выражения:

$$V = V_{\text{пс}} B \frac{T_{\text{уз}}}{273} \quad (292)$$

где $V_{\text{пс}}$ — объем газов от сгорания 1 кг топлива в м^3 при 0°C и 760 мм р. с.,

B — часовой расход топлива в кг,

$T_{\text{уз}}$ — температура уходящих газов в абсолютных градусах.

Для ведомого нами расчета нужно определить мощность дымососа и выбрать вентилятор по таблице XVII

$$\text{Часовой объем газов } V = 8,054 \cdot 8172 \cdot \frac{433}{273} = 104000 \text{ м}^3.$$

$$\text{С учетом резерва для форсировки } V = 1,25 \cdot 104.000 = 126000 \text{ м}^3.$$

$$\text{Мощность дымососа } N_{\partial} = \frac{126000 \cdot 10^2}{3600 \cdot 75 \cdot 0,85 \cdot 0,6} = 93,5 \text{ л. с.}$$

Для выбора вентилятора находим минутную производительность:

$$V_{\text{мин}} = \frac{126000}{60} = 2100 \text{ м}^3/\text{мин.}$$

Для случая „при работе против сопротивления перед или за вентилятором“ для вентиляторов „Сирокко“ подходящего вентилятора не находим.

Для давления 125 мм в. с., которое берем с запасом, находим по таблице вентиляторов Кейса вентилятор производительностью в $125000 \text{ м}^3/\text{час}$ на случай форсировки с числом оборотов 488 об/мин, мощностью мотора 89,1 л. с. и диаметром отверстия 1143 мм.

в) Расчет дымовой трубы

Расчет дымовой трубы заключается в определении ее высоты и поперечного сечения в устье и у выхода дымовых газов в атмосферу.

Существует много теорий дымовых труб, на основании которых выведено множество формул для расчета дымовых труб.

Все существующие теории дымовых труб можно разбить на две группы.

В первую группу входят все существующие теории дымовых труб, кроме теории французского теплотехника Лафона. Все эти

теории в различных вариациях исходят из того предположения, что тяга у устья трубы создается разностью весов между столбом холодного наружного воздуха и столбом горячих газов в трубе. Эти теории могут быть вследствие этого, охарактеризованы как статические теории дымовой трубы.

Во вторую группу входит только одна теория дымовой трубы, которая исходит из движения газов в дымовой трубе за счет архимедова давления холодного воздуха; наличие тяги в устье дымовой трубы обуславливается живой силой и ускорением движущихся газов.

Теория Лафона может быть охарактеризована как динамическая теория дымовой трубы.

Не останавливаясь здесь на изложении всех теорий дымовых труб (см. книгу Е. Лафон „Теория, расчет и конструкция дымовых труб“. Москва, Государственное техническое издательство, 1930), мы изложим здесь лишь основные уравнения расчета, основанного на статической теории, вывод наиболее распространенной эмпирической формулы для расчета дымовых труб, основанной на статической теории дымовой трубы, расчет дымовой трубы, основанный на динамической теории Лафона, и приведем сравнения обеих формул и обеих теорий.

1. Статическая теория и расчет дымовой трубы

Сила тяги и высота дымовой трубы

Сила тяги дымовой трубы, на основании статической теории, обуславливается, как выше было указано, разностью весов холодного столба наружного воздуха и горячего столба газов.

Вес столба воздуха, соответствующего высоте и диаметру трубы, будет

$$G_1 = \frac{\pi D_{cp}^2}{4} \cdot H \cdot \gamma_1, \quad (293)$$

где D_{cp} — средний диаметр дымовой трубы в м,

H — высота дымовой трубы в м,

γ_1 — удельный вес воздуха при температуре наружного воздуха в кг/м³.

Вес столба газа в дымовой трубе будет соответственно:

$$G_2 = \frac{\pi D_{cp}^2}{4} H \cdot \gamma_2, \quad (294)$$

где γ_2 — удельный вес газов при температуре уходящих газов в кг/м³.

Разность весов этих столбов

$$G_1 - G_2 = \frac{\pi D_{cp}^2}{4} H (\gamma_1 - \gamma_2) \quad (295)$$

НБ
УДКНТ
(ДІІТ)

Для того, чтобы выразить эту разность весов через миллиметры в. с., надо, очевидно, разделить ее на среднюю площадь поперечного сечения дымовой трубы, поскольку, как было доказано выше, 1 мм в. с. равен давлению 1 кг/м². Следовательно, можем написать, что

$$S = H (\gamma_0 - \gamma_2) \quad . (296)$$

На основании уравнения (296) можно написать, что высота дымовой трубы

$$H = \frac{S}{\gamma_0 - \gamma_2} \quad (297)$$

Выражения (296) и (297) могут быть представлены в другом виде. Действительно, по закону Бойля — Мариотта и Гей-Люсака имеет место соотношение

$$Pv = RT, \quad (298)$$

где P — давление газа в кг/м²,
 v — удельный объем газа в м³/кг,
 R — 29,27 для 0°Ц и 760 мм р. с. — газовая постоянная,
 T — абсолютная температура газа.
 Уравнение (298) можно написать так

$$P = \gamma RT, \quad . (299)$$

откуда удельный вес

$\gamma = \frac{P}{RT}$ для 0°Ц и 760 мм р. с. $P = 10330$ кг/м²; $T = 273$ °Ц
 $R = 29,27$; следовательно,

$$\gamma = \frac{10330}{29,27 \cdot 273}.$$

С другой стороны, удельные веса обратно пропорциональны абсолютным температурам, т. е.

для газа $\frac{\gamma_2}{\gamma} = \frac{273}{T_2}$,

откуда

$$\gamma_2 = \frac{273 \gamma}{T_2} \quad . (300)$$

для воздуха $\frac{\gamma_0}{\gamma} = \frac{273}{T_0}$,

откуда

$$\gamma_0 = \frac{273 \gamma}{T_0}. \quad . (301)$$

Подставляя значения γ_2 и γ_0 в формулу (296), получаем значение для силы тяги:

$$S = H \frac{10330}{29,27} \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_2} \right) = 354 H \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_2} \right), \quad . (302)$$

откуда

$$H = \frac{S}{354 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_2} \right)}, \quad (303)$$

где в обеих формулах T_0 и T_2 — абсолютные температуры воздуха и газов.

Поперечное сечение дымовой трубы

Поперечное сечение дымовой трубы определяется на основании уравнения расхода

$$F \omega = V_{сек}, \quad (304)$$

где F — поперечное сечение в м²,
 ω — скорость газов в устье дымовой трубы в м/сек,
 $V_{сек}$ — секундный объем газов в м³/сек.

Так как

$$V_{сек} = \frac{V_{nc} B (T_{yz} + 273)}{3600 \cdot 273},$$

где V_{nc} — объем продуктов горения при 0°C и 760 мм р. с. от 1 кг топлива,

B — количество топлива, сжигаемого в час в кг

T_{yz} — температура уходящих газов в °C,

то

$$F = \frac{B \cdot V_{nc} (T_{yz} + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot \omega} \text{ м}^2 \quad (305)$$

При пользовании этой формулой скорость газа в устье дымовой трубы принимают обычно

$$\omega = 4 - 6 \text{ м/сек.}$$

Однако, как показывает практика, приведенные формулы часто дают неудовлетворительные результаты. Причина этого станет понятна читателю ниже — при изложении теории Лафона. Так как последняя теория разработана недавно и не получила еще широкого распространения, то, вместо выведенных теоретических формул, на практике пользуются очень часто эмпирическими формулами для определения высоты трубы.

Наиболее обоснованную из этих формул мы сейчас и выведем.

Эмпирическая формула

Эмпирическая формула исходит из того, что полная высота дымовой трубы складывается из следующих пяти высот:

1. Высота, которая должна преодолеть полезные сопротивления котла — h_1 .

2. Высота, которая должна пойти на сообщение газам при выходе соответствующей скорости (скоростная высота) — h_2 .

3. Высота которая должна преодолеть сопротивления от трения газа о стенки дымовой трубы — h_3 .

4. Высота, которая должна преодолеть сопротивления, возникающие от изменения направления движения газов в дымоходах — h_4 .

5. Высота, которая должна преодолеть сопротивления, возникающие от изменения величины сечения дымоходов — h_5 .

Определение высоты h_1

Пусть имеем высоту x , наполненную воздухом плотностью δ_x , и высоту y , наполненную воздухом плотностью δ_y . Поставим условие, чтобы было соблюдено следующее соотношение

$$\frac{x}{y} = \frac{\delta_y}{\delta_x} \dots \quad (306)$$

Так как плотности газов обратно пропорциональны абсолютным температурам их, то можем написать:

$$\frac{x}{y} = \frac{273 + t_x}{273 + t_y} \quad (307)$$

Разделив числитель и знаменатель правой части на 273, получим:

$$\frac{x}{y} = \frac{1 + \alpha t_x}{1 + \alpha t_y}, \quad (308)$$

где $\alpha = \frac{1}{273}$ коэффициент объемного расширения газов.

Из уравнения (308) следует:

$$x = y \frac{1 + \alpha t_x}{1 + \alpha t_y}.$$

Пусть $t_x = 0$, тогда

$$x = y \frac{1}{1 + \alpha t_y}. \quad (309)$$

В формуле (309):

x — высота, соответствующая температуре газа $t_x = 0$

y — высота, соответствующая температуре газа t_y .

Из этого следует, что любую высоту газа можно привести к 0°C , разделив ее на бином расширения.

На этом основании высоту избыточного давления $h_1 \delta_0 - h_1 \delta_2$, приведя ее к 0°C , можно представить в виде

$$\frac{h_1}{1 + \alpha t_0} - \frac{h_1}{1 + \alpha t_2} = h_1 \left(\frac{1}{1 + \alpha t} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right)$$

Эта высота должна преодолеть полезные сопротивления, которые пропорциональны квадрату скорости воздуха при прохождении сквозь колосниковую решетку. Обозначив последнюю

через u , приняв коэффициент пропорциональности ξ , и приводя и эту высоту к 0°Ц , получаем

$$h_1 \left(\frac{1}{1 + \alpha t_0} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right) = \xi \frac{u^2}{2g(1 + \alpha t_0)} \quad (310)$$

Значение u определяется из уравнения

$$\frac{B \cdot \alpha_m V_0}{3600} = m R \cdot u, \quad (311)$$

откуда

$$u = \frac{B \alpha_m V_0}{3600 m R}, \quad (312)$$

где mR — живое сечение колосниковой решетки в м^2 , причем как известно, $m < 1$, а R — площадь колосниковой решетки.

Значение ξ определится на основании следующих рассуждений.

Сопротивление слоя топлива при прохождении воздуха пропорционально высоте слоя топлива l , скорости прохождения воздуха через поддувало w и плотности воздуха, т. е.

$$\varepsilon = kl \frac{w^2}{2g} \delta_s, \quad (313)$$

где k — коэффициент пропорциональности, зависящий от рода и качества топлива.

Из формулы (313) получаем высоту сопротивления

$$\delta_s = kl \frac{w^2}{2g}. \quad (314)$$

Приводя ее к 0°Ц , получаем:

$$\frac{\varepsilon}{\delta_s (1 + \alpha t_0)} = kl \frac{w^2}{2g(1 + \alpha t_0)}. \quad (315)$$

Приравнявая уравнение (310) к уравнению (315), получаем

$$\xi \frac{u^2}{2g(1 + \alpha t_0)} = kl \frac{w^2}{2g(1 + \alpha t_0)}, \quad (316)$$

откуда:

$$\xi = k \cdot l \left(\frac{w}{u} \right)^2 \quad (317)$$

Напишем уравнение расхода воздуха:

$$m \cdot R \cdot u = R w, \quad (318)$$

следовательно,

$$\frac{w}{u} = m, \quad (319)$$

и тогда

$$\xi = m^2 kl. \quad (320)$$

НБ
УДМУНТ
(ДІІТ)

Подставляя значения u по формуле (319) и ξ по формуле (320) — в формулу 310, получаем, что:

$$h_1 \left(\frac{1}{1 + \alpha t_b} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right) = \frac{m^2 k l}{m^2 R^2} \frac{B^2 \left(\frac{\alpha_m V_0}{3600} \right)^2}{2g(1 + \alpha t_b)} =$$

$$= \frac{k' l \left(\frac{\alpha_m V_0}{3600} \right)^2}{2g(1 + \alpha t_b)} \left(\frac{B}{R} \right)^2 \quad (321)$$

откуда

$$h_1 = \frac{k l \left(\frac{\alpha_m V_0}{3600} \right)^2}{2g(1 + \alpha t_b) \left(\frac{1}{1 + \alpha t_b} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right)} \cdot \left(\frac{B}{R} \right)^2 = \varphi_1 \left(\frac{B}{R} \right)^2 \quad (322)$$

т. е. сопротивление пропорционально квадрату весовой напряженности колосниковой решетки.

По опытным данным обычно в среднем принимают:

$$\varphi_1 = 0,0026.$$

Определение скоростной высоты h_2

Скоростная высота зависит от скорости выхода газов из дымовой трубы, которая в свою очередь является функцией диаметра выходного отверстия трубы. Поэтому прежде всего займемся этим диаметром.

Напишем уравнение расхода:

$$\frac{\alpha_m V_0 \cdot B}{3600} \frac{T_y}{T_0} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \omega. \quad (323)$$

Газы выходят из дымовой трубы в форме шаров с диаметром, равным диаметру отверстия трубы d .

Сила, заставляющая шары эти выходить из трубы, складывается из разности весов шара воздушного и шара газового, т. е.

$$\frac{\pi d^3}{6} \gamma_0 - \frac{\pi d^3}{6} \gamma_2 = \frac{\pi d^3}{6} (\gamma_0 - \gamma_2) = \frac{\pi d^3}{6} \gamma_0 \left(1 - \frac{\gamma_2}{\gamma_0} \right) =$$

$$= \frac{\pi d^3}{6} \gamma_0 \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right). \quad (324)$$

Эта сила должна преодолеть сопротивление наружного воздуха, которое пропорционально сечению выходного отверстия, квадрату скорости выхода газов и удельному весу воздуха, т. е.

$$\frac{\pi d^3}{6} \gamma_0 \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) = \mu \frac{\pi d^2}{4} \frac{\omega^2}{2g} \cdot \gamma_0, \quad (325)$$

где μ — коэффициент пропорциональности.

Сокращая формулу (325), получаем:

$$\frac{d}{6} \left(1 - \frac{T_{\theta}}{T_2}\right) = \mu \frac{1}{4} \frac{\omega^2}{2g}, \quad (325a)$$

откуда:

$$\omega^2 = \frac{4g}{\mu} \frac{d}{3} \left(1 - \frac{T_{\theta}}{T_2}\right) = \frac{4}{3} \frac{g}{\mu} \left(1 - \frac{T_{\theta}}{T_2}\right) \cdot d \quad (326)$$

следовательно,

$$\omega = 2 \sqrt{\frac{g}{3\mu} \left(1 - \frac{T_{\theta}}{T_2}\right)} \sqrt{d}.$$

Обозначив коэффициент при \sqrt{d} через β , получаем формулу

$$\omega = \beta \sqrt{d}. \quad (327)$$

Опыты с дымовыми трубами с диаметром $d = 1$ м показали, что наиболее выгодная скорость для данного случая

$$\omega = 2 - 3 \text{ м/сек.}$$

Отсюда имеем:

$$2 - 3 = \beta \sqrt{1};$$

следовательно,

$$\beta = 2 - 3.$$

Подставляя уравнение (327) в уравнение (323), получаем:

$$\frac{\alpha_m V_0 B}{3600} \frac{T_{y2}}{T_0} = \frac{\pi d^2}{4} \beta \sqrt{d},$$

откуда

$$\left(\frac{\alpha_m V_0}{3600} \frac{T_{y2}}{T_0}\right)^2 B^2 = \beta^2 d^5 \left(\frac{\pi}{4}\right)^2$$

и

$$d = \sqrt[5]{B^2 \left(\frac{\alpha_m V_0 T_{y2}}{3600 \beta T_0 \frac{\pi}{4}}\right)}$$

Обозначив $\sqrt[5]{\left(\frac{\alpha_m V_0 T_{y2}}{3600 \beta T_0 \frac{\pi}{4}}\right)} = \alpha$, имеем:

$$d = \alpha_1 B^{0.4}. \quad (328)$$

Выразив диаметр выходного отверстия в функции от часового расхода топлива, можем перейти к определению потребного давления, приведенного, как это делалось и раньше, к 0°Ц и 760 мм р. с.

Необходимое давление в мм в. с.

$$h_2 \left(\frac{1}{1 + \alpha t_0} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right) = \frac{\omega^2}{2g(1 + \alpha t_2)} \quad . (329)$$

Подставляя значение ω из формулы (327) в формулу (220) получаем:

$$h_2 \left(\frac{1}{1 + \alpha t_0} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right) = \frac{\beta^2 d}{2g(1 + \alpha t_2)},$$

откуда:

$$h_2 = \frac{\beta^2}{2g(1 + \alpha t_2) \left(\frac{1}{1 + \alpha t_0} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right)} d \quad (330)$$

Обозначая коэффициент при d через φ_2 , получаем:

$$h_2 = \varphi_2 d. \quad . (331)$$

Определение высоты, идущей на преодоление трения h_3

Трение газов о стенки дымоходов прямо пропорционально длине дымоходов l , периметру дымоходов u , квадрату скорости газов ω^2 и обратно пропорционально поперечному сечению дымоходов f .

Необходимое давление в мм в. с.

$$h_3 \left(\frac{1}{1 + \alpha t_0} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right) = \Sigma \rho \frac{lu}{f} \frac{\omega^2}{2g(1 + \alpha t_2)}, \quad . (332)$$

где ρ — коэффициент трения газов о стенки дымохода.

Заменяя ω^2 через $\beta^2 d$ и решая уравнение (332) относительно h_3 , имеем:

$$h_3 = \frac{\beta^2 \Sigma \rho \frac{lu}{f}}{2g(1 + \alpha t_2) \left(\frac{1}{1 + \alpha t_0} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} \right)} \cdot d = \varphi_3 d. \quad . (333)$$

Определение высоты, идущей на преодоление сопротивления от поворота газов в газоходах h_4

Сопротивление, возникающее вследствие поворота газов, пропорционально квадрату скорости газов, причем коэффициент пропорциональности зависит от характера поворота.

При повороте газов:

под прямым углом	$k = 1$
на закругленностях	$k = 0,5$
под углами тупыми	$k = 0.$

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Необходимое давление в мм в. с.:

$$h_4 \frac{1}{1 + \alpha t_0} - \frac{1}{1 + \alpha t_2} = \Sigma k \frac{\omega^2}{2g(1 + \alpha t_2)}. \quad (334)$$

Заменяя ω^2 через $\beta^2 d$ и решая уравнение относительно h_4 , получаем:

$$h_4 = \Sigma_k \frac{\beta^2}{2g \left(\frac{1 + \alpha t_2}{1 + \alpha t_0} \right) - 1} d = \varphi_4 d. \quad (335)$$

Определение высоты, идущей на преодоление сопротивления от изменения сечения дымоходов h_5

Эта высота также пропорциональна диаметру выходного отверстия дымовой трубы:

где $h_5 = \varphi_5 d, \quad (336)$

$$\varphi_5 = \Sigma \left(\frac{f_1}{f_2} - 1 \right)^2$$

где в свою очередь

f_1 — сечение дымохода предыдущего,
 f_2 — сечение дымохода последующего.

Полная высота дымовой трубы

Итак полная высота дымовой трубы:

$$H = \varphi_1 \left(\frac{B}{R} \right)^2 + (\varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 + \varphi_5) d = \varphi_1 \left(\frac{B}{R} \right)^2 + \varphi d. \quad (337)$$

Как указано выше, $\varphi_1 = 0,0026$, для ланкаширских котлов $\varphi = 6$ для водотрубных котлов $\varphi = 10$.

Эмпирическая формула

$$H = (20 - 30) d. \quad (338)$$

Диаметр отверстия у основания трубы:

$$d_1 = d + \left(\frac{1}{40} - \frac{1}{60} \right) H. \quad (339)$$

2. Динамическая теория и расчет дымовой трубы (Лафона)

Масса нагретых дымовых газов, входящих в дымовую трубу, подвергается действию архимедова давления внешнего воздуха; эта сила направлена вверх, вызывает движение газов кверху и равна разности весов внешнего воздуха и столба газов. Приняв объем газов равным V , удельный вес воздуха 1,3, удельный вес газов при температуре $t - \gamma_2$, получим значение результирующей силы:

$$1,3V - \gamma_2 V.$$

Примем допущение, что в дымовой трубе газы не охлаждаются, что очень близко к истине, так как разница между температурой газов вверху и внизу составляет 3 — 6° при средней температуре газов 100 — 150° Ц.

Тогда действующая на газы сила на всем пути их движения в дымовой трубе остается постоянной и, следовательно, сообщает объему V равномерное ускорение.

Прилагая к движению газов принцип пропорциональности сил к ускорениям, найдем без особого труда это ускорение.

Принцип этот гласит: „разные по величине силы, будучи приложены к одному и тому же телу, сообщают ему ускорения, пропорциональные этим силам“.

Объем V газов подвержен действию двух сил: 1) собственного веса: $\gamma_2 V$ и 2) реального давления: $1,3V - \gamma_2 V$.

Первая из этих сил сообщает газам ускорение силы тяжести, вторая сила сообщает искомое ускорение j .

На основании принципа пропорциональности, имеем:

$$1,3V - \gamma_2 V = \frac{g}{j} \cdot \gamma_2 V \quad (340)$$

откуда

$$j = g \left(\frac{1,3}{\gamma_2} - 1 \right) \quad (341)$$

Известно, что γ_2 представляет собой функцию от γ_0 — удельного веса дымовых газов при 0° и 760 мм р. с., причем

$$\gamma_2 = \frac{\gamma_0}{1 + \alpha t} \quad (342)$$

Уравнение (341) переписывается так:

$$j = g \left[\frac{1,3(1 + \alpha t)}{\gamma_0} - 1 \right] \quad (343)$$

Известно далее, что удельный вес дымовых газов при 0° Ц и 760 мм р. с. равен весу воздуха, т. е. 1,3 кг/м³; таким образом уравнение (343) предстанет в весьма простом виде:

$$j = g \alpha t \quad (344)$$

Конечно, данная формула не может претендовать на абсолютную точность, но пределом точности наших технических расчетов для дымовых газов она отвечает вполне.

Эту формулу Лафон называет формулой дымовой трубы; она может быть еще более упрощена и представлена в виде:

$$j = 0,036t \quad (345)$$

т. е. ускорение дымовых газов в трубе есть функция их температуры.

Зная ускорение равномерно ускоренного движения, можем написать, что скорость в каждый данный момент времени τ равна

$$w = w_0 + j\tau \quad . (346)$$

где w_0 — начальная скорость в м/сек.

Зная скорость и расход, легко определим сечение и диаметр трубы, причем, как показывают практические расчеты, диаметр трубы, рассчитанный по методу Лафона, получается значительно меньше, чем найденный по статическому методу.

Предложенная формула дымовой трубы Лафона служит не только для определения сечения, дымовой трубы у устья, но и может быть использована для определения сечения дымовой трубы по высоте.

Прилагая к движению газов классическую формулу равномерно ускоренного движения, напишем выражение для скорости газов на некоторой высоте h :

$$w_h = \sqrt{2jh} \quad . (347)$$

Если H — высота трубы, то скорость выхода:

$$w_H = \sqrt{2jH} \quad . (348)$$

Уравнение (347) может служить для начертания внутреннего профиля дымовой трубы. Расход газов в секунду Q и скорость w связаны с диаметром сечения при помощи уравнения:

$$\frac{\pi d^2}{4} \quad \frac{Q}{w};$$

откуда

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi w}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \sqrt{2jh}}} \quad . (349)$$

Так как Q и j для данной трубы постоянны, то можно написать, что

$$d = k \sqrt{\frac{1}{\sqrt{h}}} \quad . (350)$$

где $K = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \sqrt{2j}}}$.

Если исходить из того, что движение газов создается за счет архимедова давления внешнего воздуха, которое сообщает газам равномерно ускоренное движение, то естественно, что так называемая сила тяги дымовой трубы вполне удобно и с достаточной практической точностью заменяется живой силой газов, движущихся в трубе.

Следовательно,

$$S = \frac{1}{2} m w^2, \quad . (351)$$

НБ
УДК
(ДІТ)

где m — масса содержащихся в трубе дымовых газов,
 w — их средняя скорость по отношению к скорости входа
и выхода.

Если дымовая труба имеет объем V , удельный вес γ_2 , их
скорость w , то живая сила или тяга:

$$S = \frac{1}{2} \frac{\gamma_2 V}{g} w^2.$$

Другая дымовая труба имеет объем $\frac{V}{2}$, но скорость движе-
ния газов $\frac{w}{2}$, тогда ее сила тяги:

$$S = \frac{1}{2} \frac{\gamma_2 V}{2g} 4w^2 = \frac{\gamma_2 V}{g} w^2,$$

т. е. вдвое больше.

Таким образом сила тяги дымовой трубы зависит не только
от высоты, но, главным образом, от скорости газов в дымовой
трубе. На этом основании Лафон считает необходимым выбирать
высоту дымовых труб не выше 50 м, а во многих случаях
только в пределах 30—40 м.

Пример 30. Для сопоставления получающихся результатов
расчета дымовых труб по обоим методам произведем сравни-
тельный расчет дымовой трубы, необходимый для эвакуации ды-
мовых газов из рассчитанного нами выше котельного агрегата.

Исходные данные:

Необходимая сила тяги согласно примера.	$S = 102$ мм в. с.
Температура уходящих газов	$T_{yz} = 160^\circ \text{Ц.}$
Объем продуктов сгорания от кг топлива при 0°Ц и 760 мм р. с.	$V_{nc} = 8,05$ нм ³ /кг.
Часовое количество сжигаемого топлива	$B = 8172$ кг/час.

Расчет по статическому методу

По формуле (303) высота дымовой трубы:

$$H = \frac{102}{354 \left(\frac{1}{293} - \frac{1}{433} \right)} = 260 \text{ м (I)}$$

Приняв $w = 4$ м/сек, определяем сечение дымовой трубы по
35):

$$F = \frac{8172 \cdot 8,05 \cdot 433}{3600 \cdot 273 \cdot 4} = 7,25 \text{ м}^2,$$

НБ
УДУНТ
(ДНТ)

откуда диаметр трубы:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 725}{\pi}} = 3,04 \text{ м (!)},$$

т. е. получаем огромное сооружение которое, несомненно, менее выгодно, чем применение искусственной тяги.

По эмпирической формуле (328) диаметр дымовой трубы:

$$d = \alpha_1 B^{0,4}$$

$$d_1 = \sqrt[5]{\left(\frac{\alpha_m V_0 T_{yz}}{3600 \beta T \frac{\pi}{4}}\right)^2} = \sqrt[5]{\left(\frac{8,05 \cdot 433}{3600 \cdot 2,5 \cdot 273 \cdot \frac{\pi}{4}}\right)^2} = 0,08;$$

отсюда $d = 0,08 \cdot 8172^{0,4} = 2,9$ м, т. е. близко подходит к вычисленному по формуле (303).

Приняв условно $\frac{B}{R} = 200$ кг/м² по формуле (337), определяем высоту дымовой трубы:

$$H = 0,0026 (200)^2 + 10 \cdot 2,9 = 133 \text{ м.}$$

Как видим по эмпирической формуле, труба получается вдвое меньше, чем по теоретической, но все же достаточно высокой, трудно осуществимой на практике.

Расчет по динамическому методу

Ускорение дымовых газов при $t = 160^\circ \text{Ц}$ по формуле (345):

$$j = 0,036 \cdot 160 = 5,8 \text{ м сек}^2.$$

Приняв конструкцию соединения борова с трубой такой, что начальная скорость газов в трубе будет $w_0 = 2,2$ м/сек, получим скорость газов в трубе в первую секунду:

$$w = 2,2 + 5,8 \cdot 1 = 8 \text{ м/сек.}$$

Диаметр входного сечения дымовой трубы определится из выражения:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{8172 \cdot 8,05 \cdot 433}{3600 \cdot 273 \cdot 8} = 3,63 \text{ м}^2,$$

откуда

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,63}{\pi}} = 2,15 \text{ м.}$$

Примем высоту дымовой трубы $H = 30$ м. Тогда выходная скорость:

$$W_H = \sqrt{2 \cdot 5,8 \cdot 30} = 18,7 \text{ м/сек.}$$

Диаметр выходного отверстия дымовой трубы:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 29}{\pi \cdot 18,7}} = 1,4 \text{ м.}$$

Тяга, создаваемая такой трубой, составит:

$$S = \frac{1}{2} m w_{cp}^2 = \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} \frac{2,15^2 + 1,4^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 30 \cdot \frac{273}{433} \cdot 1,3 \left(\frac{18,7 + 8}{2} \right)^2 = \\ = 580 \text{ мм в. с.,}$$

т. е. данной трубы в 30 м с диаметром устья $d = 2,15$ м оказывается с большим избытком достаточно для того, чтобы создать необходимую тягу.

Из этого примера видно, что теория и метод расчета Лафона вносит революцию во взгляды на роль дымовых труб. Если практика оправдывает теорию и расчеты Лафона, то можно считать, что в соответствии с высказанными им взглядами, естественная тяга всюду заменит искусственную. С точки зрения этой теории главным недостатком, больше того нелепостью, современных дымовых труб являются чересчур большие диаметры, малые скорости и вытекающие отсюда большие высоты, т. е. материал и труд, идущий на сооружение дымовых труб, расходуется в излишнем количестве, не создавая эффективных результатов.

§ 35. РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯТОРНОГО ДУТЯ

а) Подсчет производительности вентилятора и мощности, необходимой для его привода

Производительность вентилятора для дутья определяется исходя из величин максимально длительной нагрузки котла.

Исходной точкой расчета при этом является тот объем воздуха, который должен подать вентилятор в час.

Это количество воздуха является функцией расхода воздуха на сжигание 1 кг топлива $\alpha_m V_0$, количества топлива сжигаемого в час B и температуры воздуха, просасываемого через вентилятор.

Первые две величины известны из теплового расчета. Что касается температуры воздуха, то она будет зависеть от того, имеется ли воздушный экономайзер, а если имеется, то где стоит вентилятор — до или после экономайзера. В тех случаях, когда воздушного экономайзера нет или вентилятор стоит до воздушного экономайзера, температура воздуха принимается равной температуре котельного помещения.

В тех случаях, когда вентилятор стоит после воздушного экономайзера, температура воздуха будет та, с которой он выходит из воздушного экономайзера, т. е. $t_s = t''_{эк}$.

Как решить вопрос: где ставить вентилятор — до или после воздушного экономайзера? Оба решения имеют свои достоинства и недостатки.

Постановка вентилятора до экономайзера имеет следующие достоинства:

1. Объем просасываемого воздуха сравнительно с его объемом на горячей стороне экономайзера меньше; вследствие этого меньше потребная мощность вентилятора и расход энергии.

2. Лопатки вентилятора не подвергаются действию горячего воздуха и потому, не требуя качественных материалов, сохраняют более длительный срок службы.

Однако, эта постановка страдает и существенным недостатком, а именно: экономайзер находится всегда под давлением; поэтому малейшие неплотности в экономайзере влекут за собой значительные потери дутья в сильно разреженную среду газов вокруг экономайзера. Эти потери отсутствуют при постановке вентилятора за экономайзером, так как в этом случае он всегда находится под разрежением.

Поэтому большей частью предпочитают ставить вентиляторы на горячей стороне экономайзера, прибегая к первому способу лишь в тех случаях, когда температура воздуха настолько высока, что даже применение качественных материалов для лопаток вентилятора не предохраняет их от быстрого износа.

Таким температурным пределом, выше которого приходится ставить вентилятор на холодной стороне экономайзера, является $300 - 325^\circ \text{C}$.

При расчете вентилятора найденное количество воздуха берут с 10% запасом на потери через неплотности воздухопроводов.

Таким образом, расчетное количество воздуха будет:

$$L_{вен} = B \alpha_m V_o \frac{273 + t_s}{273} \quad 1,1 \text{ м}^3 \text{ час}, \quad (352)$$

где все обозначения известны.

Аналогично уравнению (291) необходимая мощность вентилятора

$$N_v = \frac{L_v h_v}{3600 \cdot 75 \cdot \eta_v \eta_m} \text{ л. с.}, \quad (353)$$

где η_v — к. п. д. вентилятора, принимаемый равным 0,5,

η_m — к. п. д. мотора, который берут равным 0,85,

h — необходимый напор вентилятора в мм в. с.

Необходимый напор вентилятора должен преодолеть следующие сопротивления:

1. Сопротивление решетки и слоя топлива там, где они имеются.
2. Сопротивления всех воздушных каналов (при пылеугольном отоплении до размалывающих агрегатов).

3. Сопротивление воздушного экономайзера.

4. Потерю в выходном патрубке вентилятора.

Сопротивление решетки и слоя топлива определяется по формуле (278). Методика подсчета сопротивления воздушных каналов приведена ниже.

Сопротивление воздушного экономайзера определяется по формуле (288), но только e_1 и e_2 соответственно меняются местами.

Потеря выхлопного патрубка вентилятора принимается 5 10 мм в. с.

По найденной производительности, напору и мощности вентилятора выбирают его номер по таблице XVI, при этом рекомендуется брать запас мощности в 20 — 25% для большей уверенности в надежности работы.

б) Определение сопротивления воздухопровода

Сопротивление воздухопроводов складывается из следующих элементов:

1. Динамическое сопротивление воздухопровода на создание выходной скорости.

2. Статическое сопротивление воздухопровода на прямых участках.

3. Статическое сопротивление от изменения направления воздухопровода.

4. Статическое сопротивление от изменения сечения воздухопровода.

Динамическое сопротивление

Динамическое сопротивление воздухопровода требует напора на создание скорости воздуха в воздухопроводе w_v .

Для его определения можно пользоваться формулой:

$$h_d = \frac{w_v^2}{2g} \gamma. \quad (354)$$

где w_v — средняя скорость воздуха в воздухопроводе,

γ — его удельный вес,

$g = 9,81$ м/сек ускорение силы тяжести.

В качестве средних значений скоростей воздуха можно принять для металлических каналов от 8 до 12 м/сек, максимально до 14 м/сек, для кирпичных и бетонных каналов следует принимать, учитывая значительное сопротивление шероховатых стенок, от 4 до 7 м/сек, как максимум.

При скорости воздуха w_v сечение канала получается:

$$F = \frac{L_v}{3600 \cdot w_v} \text{ м}^2 \quad (355)$$

Удельный вес воздуха средней влажности при температуре t_v можно определить по приближенной формуле др.-инж. Herberg'a

$$\gamma = 1,3 - 0,04t_v.$$

Для точного определения удельных весов средне-влажного воздуха при различных барометрических давлениях может также служить таблица 39.

Удельный вес воздуха средней влажности в кг/м³

Давление (мм р. с.)	Температура воздуха (°C)							
	-5	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
760	1,314	1,288	1,266	1,243	1,221	1,200	1,180	1,161
750	1,293	1,273	1,250	1,228	1,206	1,185	1,167	1,147
740	1,278	1,252	1,232	1,211	1,190	1,170	1,149	1,130
730	1,260	1,239	1,216	1,194	1,172	1,152	1,132	1,118
720	1,242	1,220	1,199	1,178	1,158	1,138	1,119	1,100
710	1,228	1,205	1,182	1,160	1,141	1,121	1,106	1,083
700	1,211	1,188	1,166	1,146	1,127	1,106	1,088	1,070
690	1,191	1,170	1,150	1,130	1,110	1,090	1,074	1,15
680	1,175	1,152	1,131	1,111	1,092	1,074	1,058	1,040
670	1,158	1,138	1,117	1,097	1,078	1,060	1,040	1,022
660	1,140	1,120	1,100	1,080	1,060	1,042	1,026	1,008

Сопротивление прямых отрезков
воздухопровода

Сопротивление прямого участка воздухопровода прямо пропорционально его длине, квадрату скорости воздуха, периметру сечения и удельному весу воздуха и обратно пропорционально площади сечения и удвоенному ускорению силы тяжести, т. е.

$$h_l = \rho l \frac{u w_o^2}{F 2g} \cdot \gamma, \quad (356)$$

где l — длина прямого участка трубопровода в м,
 u — периметр сечения в м,
 w_o — скорость воздуха в м/сек,
 γ — удельный вес воздуха в кг/м³,
 F — площадь сечения в м²,
 ρ коэффициент пропорциональности.

Для прямоугольного трубопровода при сторонах прямоугольника a и b имеем:

$$u = 2(a + b),$$

$$F = ab;$$

следовательно, формула (356) приобретает вид:

$$h_l = \rho l \frac{(a + b) w_o^2}{abg} \lambda. \quad (356a)$$

Для круглого трубопровода, при диаметре его d , имеем:

$$u = \pi d,$$

$$F = \frac{\pi d^2}{4};$$

следовательно, формула (356) приобретает вид:

$$h_e = \rho l \frac{2w_s^2}{dg} \gamma \quad (3566)$$

Коэффициент пропорциональности ρ равен сопротивлению воздухопровода при $e = 1$, $u = 1$, $w_s = 1$, $\gamma = 1$, $F = 1$. Он, очевидно, является не чем иным, как коэффициентом трения, значение которого для гладких металлических трубопроводов определяется, по Ритчелю, следующей эмпирической формулой:

$$\rho = 0,00309 + \frac{0,00209}{w_s} + \frac{0,000337}{u} + \frac{0,000878}{uw} \quad (357)$$

где приняты все прежние обозначения.

Для коэффициента трения ρ по формуле (357) дипл — инж. Lányú составлены значения его в зависимости от скорости воздуха и диаметра воздухопровода.

Эти значения приведены на таблице 40.

Коэффициент трения в кирпичных и бетонных каналах имеет значительно большее значение и зависит от степени их шероховатости.

Для нахождения значения ρ , а также h_e на прямых отрезках кирпичных и бетонных каналов служит таблица 41, составленная для этого случая (инж. Lányú).

Сопротивление при изменении направления воздухопровода

Этот род сопротивлений обыкновенно бывает довольно значителен, особенно при резких поворотах. Поэтому при проектировании воздушной сети котла следует по возможности уменьшать число поворотов, а неизбежные повороты выполнять возможно более плавными, совершенно исключив из практики повороты под прямым углом.

Потеря от поворота воздухопровода в мм в. с. выражается следующей формулой:

$$h_n = \xi_n \frac{w_s^2}{2g} \gamma, \quad (358)$$

где ξ — коэффициент сопротивления от поворота.

Коэффициент трения ρ для воздуха в прямых металлических трубопроводах

Диаметр воздухопровода (м)	С к о р о с т ь в о з д у х а (м/с е к)															
	5,6	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0
0,200 .	0,0044	0,0043	0,0042	0,0041	0,0041	0,0040	0,0040	0,0040	0,0040	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039	0,0039
0,225 .	43	42	41	40	40	40	39	39	39	39	39	38	38	38	38	38
0,250 .	42	41	40	39	39	39	39	38	38	38	38	38	38	38	37	37
0,275 .	41	40	40	39	39	39	38	38	38	38	37	37	37	37	37	37
0,300 . . .	41	40	39	38	38	38	38	37	37	37	37	37	37	37	36	36
0,325 .	41	40	39	38	38	38	37	37	37	37	37	37	36	36	36	36
0,350 .	40	39	39	38	38	37	37	37	37	37	36	36	36	36	36	36
0,375 .	40	39	38	37	37	37	37	37	36	36	36	36	36	36	36	36
0,400 . . .	40	39	38	37	37	37	37	36	36	36	36	36	36	36	36	36
0,425 .	39	38	38	37	37	37	36	36	36	36	36	36	36	36	35	35
0,450 .	39	38	38	37	37	36	36	36	36	36	36	35	35	35	35	35
0,475 .	39	38	38	37	37	36	36	36	36	36	35	35	35	35	35	35
0,500 .	39	38	37	36	36	36	36	36	35	35	35	35	35	35	35	35
0,525 .	39	38	37	36	36	36	36	35	35	35	35	35	35	36	35	35
0,550 .	39	38	37	36	36	36	36	35	35	35	35	35	35	35	35	35
0,600 . . .	38	37	37	36	36	36	35	35	35	35	35	35	35	35	34	34
0,650 .	38	37	37	36	36	36	35	35	35	35	35	35	34	34	34	34
0,700 .	38	37	36	36	36	35	35	35	35	35	35	34	34	34	34	34
0,750 .	38	37	36	36	36	35	35	35	35	35	34	34	34	34	34	34
0,800 .	38	37	36	35	35	35	35	35	36	35	34	34	34	34	34	34

УДМУНТ
(ДИТ)

Потеря давления h_l мм в. с. для прямого кирпичного или бетонного трубопровода $l = 1$ м

Периметр u (м)	Сечение F (м ²)	Коэффициент	Скорость воздуха в м/сек													
			3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0
0,80	0,04	0,009	0,10	0,17	0,27	0,39	0,54	0,70	0,89	2,10	1,33	1,58	1,86	2,15	2,47	2,80
0,94	0,06	0,009	0,08	0,14	0,22	0,32	0,44	0,57	0,73	0,90	1,09	1,30	1,52	1,76	2,03	2,30
1,20	0,09	0,008	0,06	0,10	0,16	0,23	0,32	0,41	0,53	0,65	0,78	0,94	1,10	1,28	1,46	1,66
1,40	0,12	0,008	0,05	0,09	0,14	0,20	0,28	0,36	0,46	0,57	0,69	0,82	0,96	1,12	1,28	1,46
1,60	0,16	0,008	0,04	0,08	0,12	0,17	0,24	0,31	0,39	0,49	0,59	0,71	0,83	0,96	1,10	1,26
1,80	0,20	0,008	0,04	0,07	0,11	0,15	0,21	0,28	0,35	0,44	0,53	0,64	0,74	0,86	0,99	1,12
2,00	0,25	0,008	0,03	0,06	0,10	0,14	0,19	0,25	0,31	0,39	0,47	0,56	0,66	0,76	0,88	1,00
2,20	0,30	0,007	0,03	0,05	0,08	0,11	0,15	0,20	0,25	0,31	0,38	0,45	0,53	0,62	0,70	0,80
2,40	0,35	0,007	0,03	0,05	0,07	0,10	0,14	0,19	0,23	0,29	0,35	0,42	0,49	0,57	0,66	0,75
2,50	0,40	0,007	0,02	0,04	0,07	0,09	0,13	0,17	0,22	0,27	0,32	0,39	0,45	0,53	0,60	0,69
2,80	0,50	0,007	0,02	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,19	0,24	0,29	0,35	0,40	0,47	0,54	0,61
3,00	0,55	0,007	0,02	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,28	0,33	0,39	0,46	0,53	0,60
3,20	0,65	0,007	0,02	0,03	0,05	0,07	0,10	0,13	0,17	0,21	0,25	0,30	0,35	0,41	0,47	0,54
3,60	0,80	0,007	0,01	0,03	0,05	0,07	0,09	0,12	0,15	0,19	0,27	0,27	0,32	0,37	0,43	0,48
3,80	0,90	0,007	0,01	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,14	0,18	0,22	0,26	0,30	0,35	0,40	0,46

При применении круглых и прямоугольных металлических воздухопроводов коэффициент сопротивления зависит от радиуса кривизны, а именно:

при радиусе кривизны $r = d$, . . .	$\xi_n = 0,25$
$r > d$ до $2d$	$\xi_n = 0,20$
$r > 2d$ до $4d$	$\xi_n = 0,15$
$r > 4d$ до $6d$	$\xi_n = 0,07$

Для изгиба колена под некоторым углом α , если радиус кривизны $r \geq 2d$ для ξ_n , можно принять следующие значения:

$\alpha = 20^\circ$	40°	60°	80°	90°	100°	120°	140°	160°
$\xi_n = 0,03$	0,14	0,37	0,75	1,00	1,27	1,87	2,43	2,85

Для кирпичных каналов следует брать такое значение коэффициента ξ_n .

при повороте канала под прямым углом:

$$\xi_n = 1,5$$

при колене с плавным закруглением:

$$\xi_n = 1,1,$$

при плавном повороте под углом в 135° :

$$\xi_n = 0,6.$$

При очень плавных поворотах для кирпичных, бетонных и металлических воздухопроводов можно принять:

$$\xi_n = 0.$$

Сопротивление от изменения сечения воздухопровода

При проектировании воздушной системы котла следует стремиться всячески избегать изменений сечения воздухопровода; в тех же случаях, когда все же приходится к этому прибегать, сужение или расширение воздухопровода необходимо выполнять центральным и постепенным, т. е. чтобы геометрическая ось предыдущего сечения совпадала с геометрической осью последующего сечения.

При всяком центральном постепенном изменении сечения возникающее при этом сопротивление выражается формулой:

$$h_c = \xi_c \frac{w_s^2}{2g} \gamma, \quad (359)$$

где w_s — скорость воздуха в м/сек в последующем сечении,
 ξ_c — коэффициент сопротивления изменению сечения.

Для случая постепенного центрального сужения канала

$$\xi_c = 0,076$$

и, следовательно, формула (359) переписывается так:

$$h_c = 0,00465 w_b^2. \quad (359a)$$

Значение сопротивления в этом случае в функции от скорости представлено на таблице 42.

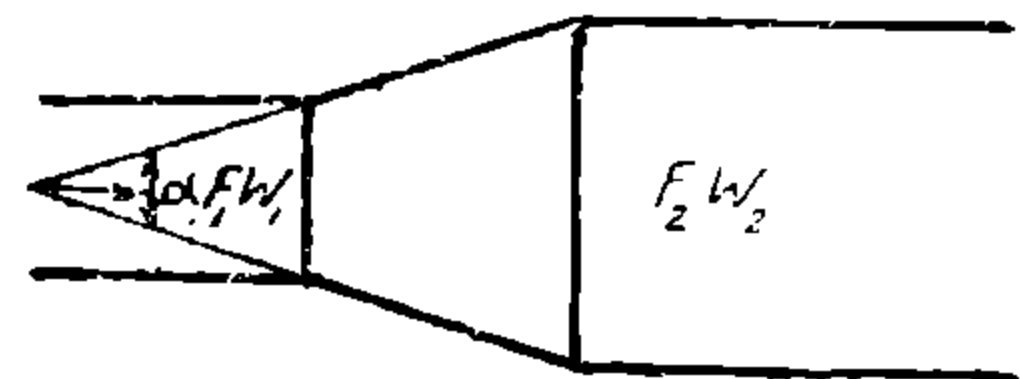
Таблица 42

$w_b =$	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0
$h_c =$	0,17	0,23	0,30	0,38	0,46	0,56	0,67	0,79	0,91	1,05	1,20

Для случая постепенного центрального расширения канала

$$\xi_c = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \sin \alpha. \quad (360)$$

где F_1 — предшествующее сечение,
 F_2 — последующее сечение,
 α — угол, образуемый продолжением линий, соединяющих крайние точки проекции обоих сечений (см. фиг. 31).



Фиг. 31. Расширение потока газов

Значения коэффициента ξ_c в этом случае для различных значений $\frac{F_2}{F_1}$ и α представлены на таблице 43.

Таблица 43

α°	Отношение F_2/F_1						
	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0
10	0,00	0,03	0,06	0,11	0,17	0,40	0,70
15	0,01	0,04	0,09	0,16	0,26	0,58	1,04
20	0,01	0,05	0,12	0,22	0,34	0,77	1,36
25	0,02	0,06	0,15	0,27	0,42	0,95	1,68
30	0,02	0,08	0,18	0,32	0,50	1,12	2,00
40	0,02	0,10	0,23	0,41	0,64	1,44	2,55

Из изложенного метода ясно, что расчет сопротивления воздухопроводов и выбор вентилятора производится после того, как котельная установка конструктивно скомпонована и определена конфигурация воздухопроводов, после чего подсчет их сопротивления производится по частям.

Применение изложенного расчета настолько просто и ясно, что мы не будем приводить цифровых примеров, закончив этим свой курс теплового расчета паровых котлов.

Типичные топлива России

ТОПЛИВО	Содержание в % веса органической части				Количество горюч. летучих веществ	Низшая теплопроизводит. в кал/кг.		Хорошее рабочее топливо данного типа содержит					
	C°	H°	O° + N°	$\frac{H°}{C°}$		Q _{орг.}	Q _{раб.}	W %	A %	S %	B = $\frac{W+A+S}{\%}$		
Клетчатка C ₆ H ₁₀ O ₅	44,4	6,2	49,4	0,14	—	3870	—	—	—	—	—		
Дерево	50,0	6,0	44,0	0,12	~ 75	4440	3100	25	1	0	26		
Горф {	молодой (моховой)	53,0	6,0	41,0	0,113	75	4700	3100	25	5	0	30	
	хороший боровой	58,0	6,0	36,0	0,107	70	5200	3500	25	5	0	30	
Бурый уголь	69	5,8	25,2	0,083	~ 50	6350							
Донецкий бассейн {	Камен. угли {	Лисичанский	80	5,7	14,3	0,072	42	7600	6700	5	5	2	12
		Голубовский	82,3	5,5	12,2	0,067	35	7700	6800	5	5	2	12
		Алмазный	87	5,0	8,0	0,057	25	8100	7100	5	5	2	12
		Смоляниновский	90	5,0	5,0	0,050	15	8500	7450	5	5	2	12
	Антрациты {	Тощие угли	93,2	3,8	3,0	0,41	10	8550	7550	5	5	2	12
		„Великан“	94	3,8	2,2	0,040	8	8480	7480	5	5	2	12
		Более горючий (Хрустальский)	95	2,5	2,5	0,026	5	8350	7360	5	5	2	12
		Менее горючий (Грушевский, Власовский и др.)	97,5	1,5	1,0	0,016	3	8200	7200	5	5	2	12
Домбровский каменный уголь	77	6,0	17,0	0,77	40	7200	6200	6	6	1	13		

УДМУТ
(ДИТ)

ТОПЛИВО	Содержание в % веса органической части				Количество горюч. летучих веществ %/%	Низшая тепло-производит. в кал/кг		Хорошее рабочее топливо данного типа содержит				
	C°	H°	O° + N°	$\frac{H^{\circ}}{C^{\circ}}$		Q _{орг.}	Q _{раб.}	W %	A %	S %	B = $\frac{W+A+S}{\%}$	
Подмосковный камерный угольный бассейн	Курной уголь (крупные сорта)	74	5,5	20,5	0,079	45	7000	3400	32	15	3	50
	Богхед	78	8,5	13,5	0,112	70—80	8100	5000	16	15	4	35
Уральский угольный бассейн	Сев.-Уральский камен. уголь (Кизеловский, Луньевский).	84	6	10	0,071	35	8000	5700	6	20	4	30
	Челябинский уголь	73	4	23	0,055	36	6200	4300	15	14	1	30
	Богословский уголь (Сев. Урал)	67	4	29	0,060	40	5700	2600	33	17	0,7	50,7
	Егоршинский антрацит.	92,5	3,5	4	0,037	9	8250	6600	5	14,7	0,5	20,0
	Троицкий антрацит	95,8	0,7	3,5	0,007	3	7850	6300	9	10,5	0,5	20
Сибир. Кузнецкий бассейн	Кольчугинский	84	5,5	10,5	0,066	35	8050	7070	6,5	4,5	1	12
	Кемеровский	87	5,1	7,9	0,057	25	8230	7000	6,0	8,5	0,5	15
	Судженский	90,8	4,4	4,8	0,049	14	8460	7000	8,0	8,5	0,5	17
	Иоркисирский	84,5	5,3	10,2	0,063	35	7900	6600	60	8	2	16
	Кардиф	92	4,5	3,5	0,049	14	8500	7650	5	4	1	10
Нефтяные остатки—Баку	86,5	12,5	1	0,144	70—80	10000	10000	0	0	0	0	

Средний состав органической массы топлива СССР

Топливо	С°	Н°	О°	Н°	Л°	
Дрова {	лиственные	48,85	6,2	42,9	1,05	86,5
	хвойные	50,9	6,2	41,95	0,95	83,5
	в среднем	50,2	6,2	42,6	1,0	86,0
Торф Ц. П. Р.	58,9	6,0	33,1	2,0	70,0	
Богословский бурый уголь	65,0	4,5	29,0	1,5	47,0	
Подмосковный курной уголь	71,7	5,4	21,6	1,3	46,7	
Челябинский	73,4	5,0	20,1	1,5	45,0	
Донецкий Д.	81,1	5,7	11,4	1,8	45,5	
Г	84,1	5,6	8,6	1,7	40,0	
ПЖ	88,2	5,3	4,8	1,7	30,5	
К.	90,0	5,0	3,3	1,7	22,5	
ПС	91,2	4,6	2,5	1,7	16,5	
Т	91,6	4,4	2,4	1,6	14,0	
А . . .	95,3	2,1	2,6		3,7	
Анджеро-Судженский	90,2	4,0	4,8	1,0	15,7	
Кольчугинский	83,0	5,6	8,9	2,5	41,0	
Кемеровский	87,1	5,1	6,0	1,8	26,5	
Прокопьево-Киселевский	87,7	4,0	6,2	2,1	18,5	
Осиповский	87,0	5,3	4,8	2,9	30,3	
Черемховский	76,9	5,05	16,55	1,5	47,5	
Кизеловский	82,05	5,55	11,8	0,6	40,5	
Подмосковный богхед	76,0	8,45	15,55		77,0	
Нефть	86,8	12,8	0,4		—	

Обозначения к таблицам II и III

Подмосковные угли

- К — крупный
 О — орех
 С — семячко
 МС — мелочь с неотсеянным семячком
 РМ — рядовой с мелочью

Донецкие угли

- Д — длиннопламенный
 Г — газовый
 ПЖ — паровичный жирный
 К — коксовый
 ПС — паровичный спекающийся
 Т — тощий

Антрацит

- АП — плита и кулак > 5"
 АК — крупный орех 5"—1"

- АМ — мелкий орех 1"—1/2"
 АС — семячко 1/2"—1/8"
 АШ — штыб 1/4"—0
 АРШ — рядовой и штыб 5"—0
 S_L^2 — содержание летучей серы, отнесенное к горючей массе
 Ас — содержание золы в сухой массе топлива
 Ар — содержание золы в рабочем топливе
 Wp — влажность рабочего топлива

Органические массы

- С° — углерод
 Н° — водород
 О° — кислород
 N° — азот
 Л° — содержание летучих

Средний состав балласта топлива СССР

Род топлива или месторождение	Марка или сорт	S_{λ}^2 %	A_c %	W_p %	A_p %
Дрова	.	0	0,7	30	0,5
Торф средн. Ц.П.Р.	.	0,2	9,0	30	6,3
Богословский бурый уголь	.	0,5	16	32	10,9
Челябинский	.	1,0	14	17	11,6
Подмосковный курной уголь	К	4,5	21,2	31	14,6
	О	5,7	24,4	31	16,8
	С	5,6	26,5	31	18,3
	МС	5,6	30,0	32	20,4
	РМ	6,6	31,0	32,5	20,9
Донецкий каменный уголь	Д	4,6	12,3	10	11,1
	Г	4,0	11,7	5,0	11,1
	ПЖ	3,0	11,9	4,0	11,4
	К	2,8	11,9	4,0	11,4
	ПС	2,3	10,1	3,5	9,7
	Т	2,5	10,3	3,5	9,9
	АП	1,7	5,7	5,0	5,4
Донецкий антрацит	АК	1,7	7,8	5,0	7,4
	АМ	2,0	11,8	5,0	11,2
	АС	1,5	17,6	5,0	16,7
	АШ	1,5	20	5,5	18,9
	АРШ	1,5	13,1	5,0	12,4
Кизеловский каменный уголь	.	4,5	23,5	4,5	22,4
Луньевский " "	.	6,5	34,0	4,0	32,6
Кузбасс: Анджеро-Судженский	.	0,6	10,0	5,0	9,5
Кольчугинский	.	0,6	8,8	5,5	8,3
Кемеровский	.	0,6	9,2	5,5	8,7
Прокопьево-Киселевский	.	0,3	9,5	7,5	8,8
Черемховский	.	1,0	14,2	9,5	12,9
Ферганский	.	1,8	13	22	10,1
Тквибульский	.	1,4	16	10	14,4
Сучанский	.	0,5	13,8	3	13,4
Мазут	.	0,15	0,2	3,0	0,2

**Элементарный состав рабочей массы топлив СССР и рабочая
теплопроизводительность**

Топливо	Содержание в процентах рабочей массы						Низш. раб. теплопроизв. изв. в кал/кг
	C	H	(O+N) 1)	W	A (зола)	S	
Дрова сухопутной доставки .	39,2	4,92	34,28	20	1,6	—	3400
" " " "	36,6	4,5	32,4	25	1,5	—	3100
" " " "	34,22	4,28	30,08	30	1,42	—	2875
" сплавные	36,0	4,5	31,5	25	3,0	—	3070
" " " " " " "	33,12	4,26	29,82	30,0	2,8	—	2780
Торф машино - формованный							
Моск. губ.	41,21	4,12	25,83	26,11	2,73	—	3550
Гидроторф Моск. губ.	33,85	3,35	20,68	39,72	2,4	—	2820
Сфагн. торф, хорошо разлож.							
Твер. г.	43,3	3,86	20,8	25	2,04	—	3585
Торф смеш. Яросл. губ.	41,7	3,7	24,6	25	5,0	—	3520
" осок, хорошо разлож. Минск. губ.	42,4	4,3	23,3	25	5,0	—	3760
Бурый уголь	51,7	4,4	18,9	20	5,0	—	4675
" " " "	25,55	5,52	9,31	60	3,0	—	2000
Подмосковный богхед	49,75	2,14	9,73	16	15,0	4,0	5170
Подмосковный курной уголь марки:							
К (крупный — 2")	38,4	2,86	10,74	30,0	15,0	3,0	3440
О (орех — 1—2")	37,00	2,75	10,25	30,0	17,0	3,0	3300
РМ (рядовой с мелким)	35,1	2,6	9,8	32	17,0	3,5	3100
М (мелкий (0—1"))	30,6	2,28	8,62	33,0	21,5	4,0	2740
Донецкий каменный уголь марки:							
ПЖ (паров.-жирный)	73,44	4,33	4,90	3,5	12,05	1,78	6950
ПС (паров.-спекающийся)	75,83	3,85	3,68	3	11,5	2,14	7150
Д (длинопламенный)	56,2	4,02	10,15	11,0	15,15	3,48	5450
Донецкий антрацит марки:							
АП (плита — 5")	85,4	1,75	1,75	4,5	4,8	1,8	7350
АК (крупный орех 5"—1")	82,7	1,72	1,72	4,5	7,6	1,76	7150
АМ (мелкий орех 1"—1/2")	77,28	1,59	1,59	4,5	13,4	1,64	6650
АШ (штыб 1/4"—0)	68,21	1,37	1,37	6,0	21,6	1,45	5800
Уральский Егоршинский антрацит	74,00	2,80	3,2	5,0	14,5	0,5	6600
Троицкий антрацит	76,64	0,56	2,8	9,0	10,5	0,5	6200
Кизеловский кам. уголь	58,80	4,20	7,0	6,0	20,0	4,0	5700
Челябинский бурый уголь	51,10	2,80	16,1	15,0	14,0	1,0	4300
Богословский бурый уголь	33,03	1,97	14,30	33,0	17,0	0,7	2600
Кузнецкий Кольчугинский кам. уголь (Сибирь)	73,90	4,85	9,25	6,0	4,5	1,0	7070
Кузнецкий Кемеровский кам. уголь	73,97	4,33	6,70	6,0	8,5	0,5	7000
" Судженский кам. уголь	75,37	3,65	3,98	8,0	8,5	0,5	7000
Мазут	84,51	12,2	0,99	2,0	0,3	—	9820

1) N может быть принят равным 1%.

Таблица IVa

Элементарный состав рабочей массы топлив СССР и рабочая теплопроизводительность¹⁾

Т О П Л И В О	Содержание в %/о веса рабочей массы								Низш. раб. те допроизво- дительность в кал. кг.
	С	Н	О	N	W	А (зола)	S	Л (лет.гор.)	
Донецкий каменный уголь марки Г (газовый)	67,5	4,58	6,58	1,33	5	11,85	3,33	32,9	6445
» » » К (коксовый)	73	4,12	2,94	1,345	3	13,1	2,53	19,3	6930
» » » Т (тощий)	81,2	3,66	1,97	1,34	3,5	7,25	1,07	11,2	7430
» антрацит марки АРШ (рядовой со штыбом)	76,7	1,55	1,55	0,57	6	12,65	1,22	3,26	6500
» » АС (семечко)	76	1,49	1,09	0,562	6	13,6	1,45	3,23	6430
Уральский Егоршинский антрацит	72,1	2,74	2,18	0,47	5	17,1	0,47	7,03	6410
» Полтавский »	71,5	0,87	1,49	0,373	8	17,5	0,3	2,24	5915
» Бреднинский »	73,2	1,18	2,84	0,55	8	13,8	0,63	2,75	6110
» Дуньевский каменный уголь	48,6	3,5	5,83	0,57	5	31,4	4,95	26,6	4860
Кавказский Тквибульский каменный уголь	59,8	3,8	10,1	1,22	9	15	0,97	32	5565
Кузнецкий Кемеровский »	70	3,98	5,2	1,46	8,5	10,5	0,647	22,6	6526
» Прокопьевский и Кизеловский кам. уголь	71,3	3,28	5,17	1,72	7	11,18	0,41	17,2	6415
Минусинский Черногорский кам. уголь	—	4,41	—	—	11,5	5,3	0,415	34,2	6230
Иркутский Черемховский » »	61	4,5	10,6	1,16	9,5	13,1	0,855	36,5	5705
Сучанский жирный » »	—	4,15	—	—	4	14,4	0,408	20,5	6775
Веймарский сланец CO ₂ = 20,6	24,6	2,95	4,5	0,0985	25 ²⁾	33,7+8,5 ²⁾	0,658	26,2	2355
Капширский CO ₂ = 21,9	18,2	2,35	3,76	0,525	18 ²⁾	48,5+7,4 ²⁾	1,26	20,9	2005
Ундорский » CO ₂ = 17,2	16,2	1,94	4,63	0,486	25 ²⁾	45,7+5 ²⁾	1,09	17	1470
Донецкий металлургический кокс марки КМ	77	0,562	0,403	1,05	7,5	12	1,53	3,23	6350
» литейный кокс марки КЛ	79,5	0,578	0,413	1,16	7	10,7	0,823	3,3	6510

¹⁾ Влажность дана естественная в месторождении; рыночная влажность для всех трех видов сланцев составляет около 15%. Рабочая масса сланцев подсчитана по естественной влажности, а «А»_{раб.} включает зольность и вес углекислоты, выделяющейся при распадении карбонатов.

²⁾ Первое слагаемое дает видимую лабораторную золу, а второе слагаемое — вес углекислоты, выделяющейся при распадении карбонатов.

Таблица V

Плавкость золы различных топлив СССР по данным Теплотехнического Института

Т О П Л И В О	Температура начала деформации °Ц			Температура размягчения °Ц			Температура жидко лавкого состояния °Ц		
	От	До	Среднее	От	До	Среднее	От	До	Среднее
Бурые угли в полувоздушной среде	1000	1160	1100	1090	1250	1160	1130	1290	1200
Бурые угли в среде продуктов полного горения	1070	1210	1155	1160	1290	1250	1230	1360	1300
Торф в полувосстановит. среде	970	1330	1140	1060	1360	1205	1100	1390	1240
Торф в среде продуктов полного горения	1160	1350	1200	1140	1370	1260	1160	1400	1280
Донецкий длиннопламенный в полувосстановит. среде	1000	1100	1045	1040	1250	1140	1080	1330	1200
Донецкий газовый уголь в полувосстановит. среде	940	1085	1036	1080	1170	1133	1160	1265	1210
Донецкий уголь ПЖ в полувосстановит. среде	970	1090	1030	1065	1190	1140	1170	1260	1225
Донецкий уголь Ф в полувосстановит. среде	1000	1100	1070	1070	1195	1140	1150	1295	1225
Донецкий уголь ПС в полувосстановит. среде	1000	1260	1085	1080	1300	1140	1170	1380	1240
Донецкий уголь Т в полувосстановит. среде	1015	1150	1075	1060	1230	1135	1130	1280	1205
Донецкие антрациты: АП	—	—	1000	—	—	1110	1090	1180	1160
АК	—	—	1070	—	—	1130	1140	1260	1225
АРШ	—	—	1075	—	—	1210	1200	1370	1295
АМ	—	—	1080	—	—	1180	1180	1310	1260
АС	—	—	1080	—	—	1200	1200	1420	1295
АШ	—	—	1150	—	—	1280	1285	1510	1380
Каменные угли Урала:									
в полувосстановит. среде	1035	1190	1150	1055	1380	1295	1130	1460	1380
в среде продуктов полного горения	1370	1440	1415	1400	1460	1440	1440	1450	1445

Таблица VI

Содержание летучих в топливах СССР

Род топлива	Содержание летуч. веществ в рабочей массе (%)	Род топлива	Содержание летуч. веществ в рабочей массе (%)
Мазут	68—78	Подмосковный богхед	W=16% 63
Дрова	W = 20% 60	" курной уголь, =32% 30	
" " = 25% 56		Донецкий каменный уголь длиннопламенный марки Д 36	
" " = 30% 52		Донецкий каменный уголь марки ПЖ 23	
" " = 40% 45		" " ПС 14	
Торф молодой = 25% 56		Донецкие антрациты марки АП 4	
" хороший = 25% 52		" " АК 3,9	
Бурый уголь = 20% 40		" " АМ 3,6	
" " = 60% 20		Сланец Веймарского рудника 31,92	

Классификация донецких углей Топливной комиссии Госплана

Таблица VII

М а р к а		Длинно- пламенный	Газовый	Паровично- жирный	Паровично- спекаю- щийся	Флотский	Тощий	Антрацит	
		Д ¹⁾	Г	ПЖ	ПС	Ф	Т	А	
Органическая масса	Углерод С ^o	от до ср.	76,5—85,5 79,9	78,5—88,5 83,0	84,0—92,5 88,8	89,0—93,5 91,0	— 89,5	89,5—94,5 91,7	94,5—97,5 96,0
	Водород Н ^o	от до ср.	6,4—5,0 5,7	6,3—4,8 5,6	6,0—4,4 5,2	5,2—4,1 4,6	— 5,1	5,0—3,7 4,3	1,4—2,7 2,0
	Кислород + азот О ^o + N ^o	от до ср.	17,5—10,0 14,4	16,0—6,8 11,4	10,8—3,1 6,0	6,0—2,1 4,4	— 5,4	2,6—1,6 4,0	1,0—3,3 2,0
	В том числе азот	от до ср.	2,2—1 1,8	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,7	— 1,6	— —
Горючая масса	Содержание летучих	от до ср.	44 47	36,47 42	20,36 28	13,5—20 17	17—32 25	10—15 14	2,7—7,7 4,5
	Содержание летучей серы	ср.	4,5	3,4	2,1	2,5	1,5	2,3	2,0
	Низшая теплотворная способность	от до ср.	6900—8100 7500	7000—8360 7850	7600—8620 8350	8150—8620 8450	7840—8610 8400	8100—8620 8450	8000—8350 810
Гигроскопическая влага . . .			7	3	1,5	1,0	1,0	1,0	4,0
Спекаемость			Не спек.	Слабо спек.	Спекается		Не спекается		
Характер лабораторного кокса			Порошкообразный или слегка сплавленный	Сплавленный, вспученный, рыхлый	Сплавленный, умеренно плотный	Сплавленный, плотный	То же	Слегка сплавленный или порошкообразный	Порошкообразный

¹⁾ Только угли Лисичанского района.

Состав газообразных топлив

Таблица VIII

Топливо	Химический состав по объему							Удельный вес при 0° и 760 мм р. с.	Теплотворн. способность (низшая) кал/м³
	Горючая часть				Негорючая часть				
	CO %	H₂ %	CH₄ %	C₂H₄ %	CO₂ %	N₂ %	O₂ %		
Светильный газ . . .	4—11	45—50	30—43	3—6	1—3	1—6	0—1,5	0,5	5000
Газ коксовых печей	7—10	49—55	27—32	2—4	1—3	2—6	—	0,5	4000—5000
Генераторный газ из кам угля . . .	22	13	2	—	6	57	—	1,13	1176
Генерат. газ из кокса	23	14	1	—	7	56	—	1,14	1148
” ” ” брикетов бур. угля	29	12	2	—	4	53	—	1,13	1365
Генерат. газ из торфа	15,0	10,0	4,0	—	14,0	57	—	1,22	1058
Колошниковый газ	31,2	2,4	—	—	7,5	58,9	—	1,28	1014

Таблица IX

Характеристика и теплотворная способность газов

Газ	Химич. обозначения	Молекулярный вес	Плотность по воздуху	Вес 1 м³ газа (кг)	Теплопроизводительность 1 кг газа (в кал.)		Теплопроизводительность 1 м³ газа (при 0° и 760)	
					Высшая	Низшая	Высшая	Низшая
Окись углерода .	CO	28	0,97	1,251	2440	2440	3050	3050
Водород .	H₂	2	0,07	0,089	34100	28700	3050	2570
Метан	CH₄	16	0,554	0,715	13250	11900	9480	8520
Этан .	C₂H₆	30	1,035	1,34	12350	11300	16550	15150
Пропан .	C₃H₈	44	1,52	1,965	12000	11050	23650	21750
Бутан .	C₄H₁₀	58	2,00	2,59	11800	10900	30600	28200
Эгилен .	C₂H₄	28	0,965	1,251	12000	11250	15030	14070
Пропилен .	C₃H₆	42	1,45	1,875	11850	11100	22230	20800
Бугилен .	C₄H₈	56	1,935	2,5	11600	10870	29000	27090
Ацетилен .	C₂H₂	26	0,90	1,16	12000	11600	13950	13460

Характеристика некоторых газов

Таблица IXa

Наименование газа	Атомность	Химическое обозначение	Молекулярный вес		Вес 1 м³ в кг		Газовая константа R	Удельная теплоемкость между 0° и 200		K = $\frac{C_p}{C_v}$
			Приблизительно	Точно	При 0° и 760 мм	При 15° и 735,5 мм		Для 1 кг	Для 1 м³	
								При постоянном давлении		
			Cp	$\frac{C_p}{1760}$						
Воздух (сухой)	1	—	29	28,98	1,293	1,186	29,27	0,241	0,312	1,405
Кислород .	2	O₂	32	32,0	1,429	1,310	26,5	0,218	0,312	1,400
Азот .	2	N₂	28	28,02	1,251	1,147	30,26	0,249	0,312	1,408
Водород . . .	2	H₂	2	2,016	0,089	0,083	420,6	3,426	0,308	1,407
Окись углерода .	2	CO	28	28,0	1,251	1,148	30,25	0,241	0,312	1,410
Угольная кислота	3	CO₂	44	44,0	1,977	1,813	19,27	0,208	0,411	1,280
Серный ангидрид	3	SO₂	64	64,06	2,927	2,65	13,24	0,154	0,429	1,25
Водяные пары .	3	H₂O	18	18,016	0,805	0,738	47,06	0,461	0,370	1,28
Ацетилен .	4	C₂H₂	26	26,02	1,162	1,066	32,59	0,371	0,438	1,26
Метан .	5	CH₄	16	16,03	0,715	0,657	52,8	0,59	0,421	1,28

Таблица X

Вес 1 м³ воздуха и водяного пара при различных температурах

Температура ° Ц	γ вес су- хого воз- духа при 160 мм рт. ст.	γ'' вес 1 м ³ водяных паров в г/м ³ воз- духа	h' упру- гость водяного пара в мм рт. ст. при ° Ц	Темпе- ратура в ° Ц	γ	γ''	h'
- 20	1,395	1,06	0,93	+20	1,205	17,18	17,39
- 18	1,385	1,27	1,12	22	1,197	19,28	19,66
- 16	1,374	1,47	1,31	24	1,189	21,62	22,18
- 14	1,363	1,73	1,55	26	1,181	24,17	24,99
- 12	1,353	2,03	1,83	28	1,173	27,02	28,10
- 10	1,342	2,30	2,09	30	1,165	30,13	31,55
- 8	1,332	2,68	2,45	32	1,157	33,55	35,36
- 6	1,322	3,12	2,87	34	1,150	37,29	39,56
- 4	1,312	3,62	3,37	36	1,142	41,40	44,20
- 2	1,303	4,21	3,94	38	1,135	45,88	49,30
- 0	1,293	4,87	4,60	40	1,128	50,77	54,90
+ 2	1,284	5,58	5,30	42	1,121	56,09	61,05
4	1,275	6,37	6,10	44	1,114	61,88	67,79
6	1,265	7,26	7,00	46	1,107	68,18	75,16
8	1,256	8,26	8,02	48	1,100	75,01	83,20
10	1,247	9,37	9,16	50	1,093	82,50	91,98
12	1,239	10,62	10,46	52	1,086	90,06	101,54
14	1,230	12,00	11,91	54	1,079	99,09	111,94
16	1,222	13,55	13,54	56	1,073	108,50	123,24
18	1,213	15,27	15,36	58	1,066	118,60	135,50

Теплоемкость водорода

Таблица XIa

$$Mc_o^t = 6,685 + 0,0045 t$$

t	На 2 кг или 22,4 м ³		На 1 кг		На 1 м ³		t
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o^t	c_t	
200	6,775	6,865	3,388	3,433	0,303	0,307	200
300	820	955	410	478	305	311	300
400	865	7,045	433	523	307	315	400
500	910	135	455	568	309	319	500
600	955	225	478	613	311	323	600
700	7,000	315	500	658	313	327	700
800	045	405	523	703	315	331	800
900	090	495	545	748	317	335	900
1000	135	585	568	793	319	339	1000
1100	180	675	590	838	321	343	1100
1200	225	765	613	883	323	347	1200
1300	270	855	635	928	325	351	1300
1400	315	945	658	973	327	355	1400
1500	350	8,035	680	4,018	329	359	1500
1600	405	125	703	063	331	363	1600
1700	450	215	725	108	333	367	1700
1800	4 5	305	- 748	153	335	371	1800
1900	540	395	770	198	337	375	1900
2000	585	485	793	243	339	379	2000
2100	630	575	815	288	341	383	2100
2200	675	665	838	338	343	387	2200

Теплоемкость кислорода

Таблица XI6

$$Mc_o^t = 6,885 + 0,00045 t$$

<i>t</i>	На 32 кг или 22,4 м³		На 1 кг		На 1 м³		<i>t</i>
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o^t	c_t	
200	6,975	7,065	0,218	0,221	0,311	0,315	200
300	7,020	155	219	224	313	319	300
400	065	245	221	226	315	323	400
500	110	335	222	229	317	327	500
600	155	425	224	232	319	331	600
700	200	515	225	235	321	335	700
800	245	605	226	238	323	340	800
900	290	695	228	240	325	344	900
1 000	335	785	229	243	327	348	1 000
1 100	380	875	231	246	329	352	1 100
1 200	425	965	232	249	331	356	1 200
1 300	470	8,055	233	252	333	360	1 300
1 400	515	145	235	255	335	364	1 400
1 500	560	235	236	257	338	368	1 500
1 600	605	325	238	260	340	372	1 600
1 700	650	415	239	263	342	376	1 700
1 800	695	505	240	266	344	380	1 800
1 900	740	595	242	269	346	384	1 900
2 000	785	685	243	271	348	388	2 000
2 100	830	775	245	274	350	392	2 100
2 200	875	865	246	277	352	396	2 200

Теплоемкость азота

Таблица XIв

$$Mc_o^t = 6,685 + 0,00045 t$$

<i>t</i>	На 28,15 кг или 22,4 м³		На 1 кг		На 1 м³		<i>t</i>
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o^t	c_t	
200	6,775	6,865	0,241	0,244	0,303	0,307	200
300	820	955	242	247	305	311	300
400	865	7,045	244	250	307	315	400
500	910	135	246	254	309	319	500
600	955	225	247	257	311	323	600
700	7,000	315	249	260	313	327	700
800	045	405	250	263	315	331	800
900	090	495	252	266	317	335	900
1 000	135	585	254	270	319	339	1 000
1 100	180	675	255	273	321	343	1 100
1 200	225	765	257	276	323	347	1 200
1 300	270	855	258	279	325	351	1 300
1 400	315	945	260	282	327	355	1 400
1 500	360	8,035	262	286	329	359	1 500
1 600	405	125	263	289	331	363	1 600
1 700	450	215	265	292	333	367	1 700
1 800	495	305	266	295	335	371	1 800
1 900	540	395	268	298	337	375	1 900
2 000	585	485	270	302	339	379	2 000
2 100	630	575	271	305	341	383	2 100
2 200	675	665	273	308	343	387	2 200

Теплоемкость сухого воздуха

Таблица XIг

$$Mc_o^t = 6,727 + 0,00045 t$$

t	На 28,96 кг или 22,4 м³		На 1 кг		На 1 м³		t
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o^t	c_t	
200	6,817	6,907	0,235	0,239	0,304	0,308	200
300	862	997	237	242	306	312	300
400	907	7,087	239	245	308	316	400
500	952	177	240	248	310	320	500
600	997	267	242	251	312	324	600
700	7,042	357	243	254	314	328	700
800	087	447	245	257	316	332	800
900	132	537	246	260	318	336	900
1 000	177	627	248	263	320	340	1 000
1 100	222	717	249	266	322	344	1 100
1 200	267	807	251	270	324	348	1 200
1 300	312	897	252	273	326	352	1 300
1 400	357	987	254	276	328	356	1 400
1 500	402	8,077	256	279	330	360	1 500
1 600	447	167	257	282	332	364	1 600
1 700	492	257	259	285	334	368	1 700
1 800	537	347	260	288	336	372	1 800
1 900	582	437	262	291	338	376	1 900
2 000	627	527	263	294	340	380	2 000
2 100	672	617	265	298	342	384	2 100
2 200	717	707	266	301	345	389	2 200

Теплоемкость окиси углерода

Таблица XIд

$$Mc_o^t = 6,685 + 0,00045 t$$

t	На 28 кг или 22,4 м³		На 1 кг		На 1 м³		t
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o^t	c_t	
200	6 775	6,865	0,242	0,245	0,303	0,307	200
300	820	955	244	248	305	311	300
400	865	7,045	245	252	307	315	400
500	910	135	247	255	309	319	500
600	955	225	248	258	311	323	600
700	7,000	315	250	261	313	327	700
800	045	405	252	265	315	331	800
900	090	495	253	268	317	335	900
1 000	135	585	255	271	319	339	1 000
1 100	180	675	256	274	321	343	1 100
1 200	225	765	258	277	323	347	1 200
1 300	270	855	260	281	325	351	1 300
1 400	315	945	261	284	327	355	1 400
1 500	360	8,035	263	287	329	359	1 500
1 600	405	125	265	290	331	363	1 600
1 700	450	215	266	293	333	367	1 700
1 800	495	305	268	297	335	371	1 800
1 900	540	395	269	300	337	375	1 900
2 000	585	485	271	303	339	379	2 000
2 100	630	575	273	306	341	383	2 100
2 200	675	665	274	309	343	387	2 200

Теплоемкость углекислоты

Таблица XIe

$$c_o^t = 0,201 + 0,0000742t - 0,000000018t^2 \text{ (до } 1600^\circ),$$

$$Mc_o^t = 8,785 + 0,0033t - 0,000000095t^2 + 0,0000000001t^3 \text{ (свыше } 1600^\circ)$$

t	На 44 кг или 22,4 м³		На 1 кг		На 1 м³		t
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o^t	c_t	
200	9,465	10,055	0,215	0,229	0,423	0,449	200
300	752	586	222	241	435	473	300
400	10,023	11,076	228	252	447	495	400
500	278	515	234	262	459	514	500
600	518	906	239	271	470	532	600
700	741	12,250	244	278	480	547	700
800	949	547	249	285	489	560	800
900	11,141	796	253	291	497	571	900
1000	317	998	257	295	505	580	1000
1100	477	13,152	261	299	512	587	1100
1200	621	292	264	302	519	593	1200
1300	750	428	267	305	525	600	1300
1400	856	537	270	308	529	604	1400
1500	959	623	272	310	534	608	1500
1600	12,043	687	274	311	538	611	1600
1700	141	734	276	312	542	613	1700
1800	230	764	278	313	546	615	1800
1900	311	780	280	313	550	615	1900
2000	385	785	281	313	553	615	2000
2100	451	781	283	313	556	615	2100
2200	512	770	284	313	559	615	2200

Теплоемкость сернистого газа

Таблица XIж

$$Mc_o^t = 8,785 + 0,0033t - 0,000000095t^2 + 0,0000000001t^3$$

t	На 64 кг или 22,4 м³		На 1 кг		На 1 м³		t
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o	c_t	
200	9,465	10,055	0,148	0,157	0,423	0,449	200
300	752	586	153	165	435	473	300
400	10,023	11,076	157	173	447	495	400
500	278	515	161	180	459	514	500
600	518	906	164	186	470	532	600
700	741	12,250	168	191	480	547	700
800	949	547	171	196	489	560	800
900	11,141	796	174	200	497	571	900
1000	317	998	177	203	505	580	1000
1100	477	13,152	179	206	512	587	1100
1200	621	292	182	208	519	593	1200
1300	750	428	184	210	525	600	1300
1400	856	537	185	212	529	604	1400
1500	959	623	187	213	534	608	1500
1600	12,043	687	188	214	538	611	1600
1700	141	734	190	215	542	613	1700
1800	230	764	191	215	546	615	1800
1900	311	780	192	215	550	615	1900
2000	385	785	194	215	553	615	2000
2100	451	781	195	215	556	615	2100
2200	512	770	196	215	559	615	2200

УДК 621.772
(ДІПТ)

Теплоемкость водяного пара
 $Mc_o^t = 8,05 + 0,0005t + 0,000000000 t^3$

Т а б л и ц а ХІз

<i>t</i>	На 18 кг или 2,4 м³		На 1 кг		На 1 м³		<i>t</i>
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o^t	c_t	
200	8,152	8,256	0,453	0,459	0,364	0,369	200
300	205	372	456	465	366	374	300
400	263	501	459	472	369	380	400
500	325	650	463	481	372	386	500
600	393	823	466	490	375	394	600
700	469	9,024	471	501	378	403	700
800	552	260	475	514	382	413	800
900	646	533	480	530	386	426	900
1 000	750	850	486	547	391	440	1 000
1 100	866	10,215	493	568	396	456	1 100
1 200	996	632	500	591	402	475	1 200
1 300	9,139	11,109	508	617	408	496	1 300
1 400	299	645	517	647	415	520	1 400
1 500	475	12,250	526	681	423	547	1 500
1 600	669	923	537	718	432	577	1 600
1 700	883	13,680	549	760	441	611	1 700
1 800	10,116	14,516	562	807	452	648	1 800
1 900	372	15,438	576	858	463	689	1 900
2 000	650	16,450	592	914	475	734	2 000
2 100	952	17,558	608	976	489	784	2 100
2 200	11,280	18,678	627	1,043	504	838	2 200

Теплоемкость этилена C₂H₄
 $c_o^t = 0,3364 + 0,0004125t$

Т а б л и ц а ХІи

<i>t</i>	На 22,4 м³		На 1 кг		На 1 м³		<i>t</i>
	Mc_o^t	Mc_t	c_o^t	c_t	c_o^t	c_t	
200	11,730	14,04	0,419	0,501	0,524	0,627	200
300	12,885	16,35	460	584	575	730	300
400	14,040	18,66	501	666	627	833	400
500	15,195	20,97	435	749	678	936	500
600	16,350	23,28	584	831	730	1,039	600
700	17,505	25,59	625	914	781	142	700
800	18,660	27,90	666	969	833	245	800
900	19,815	30,21	708	1,079	885	349	900
1 000	20,970	32,52	749	161	936	452	1 000
1 100	22,125	34,83	790	244	988	555	1 100

Теплоемкость метана CH₄
 $Mc_o^t = 9,78 + 1,006t$

Т а б л и ц а ХІк

200	10,98	12,18	0,686	0,761	0,490	0,544	200
300	11,58	13,38	724	836	517	597	300
400	12,18	14,58	761	911	544	651	400
500	12,78	15,78	799	986	571	704	500
600	13,38	16,98	836	1,061	597	758	600
700	13,98	18,18	874	136	624	811	700
800	14,58	19,38	911	211	651	865	800
900	15,18	20,58	949	286	678	919	900
1 000	15,78	21,78	986	361	704	972	1 000
1 100	16,38	22,98	1,024	436	731	1,026	1 100

Таблица Хл

°C	Воздух	N ₂ , CO	O ₂	CO ₂	H ₂ O	H ₂
----	--------	---------------------	----------------	-----------------	------------------	----------------

Истинная теплоемкость при постоянном давлении на 1 кг

0	0,2404	0,2489	0,2178	0,1989	0,4740	3,391
100	0,2409	0,2493	0,2182	0,2080	0,4598	3,426
200	0,2417	0,2502	0,2189	0,2172	0,4592	3,461
300	0,2429	0,2514	0,2199	0,2262	0,4625	3,496
400	0,2442	0,2527	0,2211	0,2347	0,4680	3,530
500	0,2457	0,2543	0,2225	0,2428	0,4770	3,565
600	0,2475	0,2561	0,2241	0,2505	0,4880	3,600
800	0,2516	0,2604	0,2279	0,2644	0,5140	3,669
900	0,2540	0,2629	0,2300	0,2707	0,5308	3,704
1000	0,2566	0,2656	0,2324	0,2765	0,5491	3,739
1100	0,2595	0,2685	0,2350	0,2819	0,5697	3,773
1200	0,2625	0,2717	0,2377	0,2868	0,5936	3,808
1300	0,2658	0,2751	0,2407	0,2912	0,6191	3,843
1400	0,2693	0,2787	0,2438	0,2952	0,6474	3,878
1500	0,2729	0,2825	0,2472	0,2987	0,6785	3,912
1600	0,2769	0,2865	0,2507	0,3017	0,7118	3,947
1700	0,2810	0,2908	0,2544	0,3043	0,7485	3,982
1800	0,2853	0,2953	0,2583	0,3064	0,7862	4,016
1900	0,2898	0,3000	0,2625	0,3081	0,8073	4,051
2000	0,2946	0,3049	0,2668	0,3092	0,8295	4,086

Истинная теплоемкость при постоянном объеме на 1 кг

0	0,1715	0,1715	0,1553	0,1523	0,3521	2,406
100	0,1722	0,1782	0,1559	0,1623	0,3449	2,441
200	0,1731	0,1791	0,1568	0,1718	0,3466	2,469
300	0,1746	0,1807	0,1581	0,1809	0,3509	2,510
400	0,1759	0,1821	0,1593	0,1895	0,3568	2,545
500	0,1771	0,1833	0,1604	0,1976	0,3661	2,579
600	0,1789	0,1851	0,1620	0,2053	0,3773	2,614
700	0,1809	0,1872	0,1638	0,2125	0,3894	2,649
800	0,1830	0,1894	0,1658	0,2192	0,4034	2,684
900	0,1854	0,1919	0,1679	0,2255	0,4203	2,718
1000	0,1881	0,1946	0,1703	0,2314	0,4386	2,753
1100	0,1909	0,1975	0,1729	0,2367	0,4593	2,788
1200	0,1938	0,2007	0,1756	0,2416	0,4832	2,822
1300	0,1972	0,2041	0,1786	0,2460	0,5087	2,857
1400	0,2007	0,2077	0,1818	0,2500	0,5370	2,892
1500	0,2043	0,2115	0,1851	0,2535	0,5581	2,927
1600	0,2083	0,2156	0,1886	0,2566	0,6014	2,961
1700	0,2124	0,2198	0,1923	0,2591	0,6381	2,996
1800	0,2167	0,2239	0,1963	0,2612	0,6758	3,031
1900	0,2213	0,2290	0,2004	0,2629	0,6969	3,066
2000	0,2260	0,2339	0,2047	0,2641	0,7191	3,100

°C	Воздух	N ₂ , CO	O ₂	CO ₂	H ₂ O	H ₂
----	--------	---------------------	----------------	-----------------	------------------	----------------

Средняя теплоемкость при постоянном давлении на 1 кг

0	0,2404	0,2489	0,2178	0,1989	0,4740	3,391
100	0,2406	0,2490	0,2179	0,2034	0,4633	3,409
200	0,2410	0,2494	0,2182	0,2080	0,4613	3,426
300	0,2414	0,2498	0,2186	0,2126	0,4615	3,443
400	0,2419	0,2504	0,2191	0,2171	0,4629	3,461
500	0,2425	0,2510	0,2196	0,2219	0,4640	3,478
600	0,2432	0,2517	0,2202	0,2256	0,4676	3,496
700	0,2439	0,2524	0,2209	0,2297	0,4710	3,513
800	0,2447	0,2533	0,2217	0,2336	0,4756	3,530
900	0,2457	0,2543	0,2225	0,2374	0,4811	3,548
1000	0,2466	0,2552	0,2233	0,2410	0,4872	3,565
1100	0,2477	0,2563	0,2243	0,2445	0,4938	3,582
1200	0,2488	0,2575	0,2253	0,2478	0,5012	3,600
1300	0,2499	0,2587	0,2264	0,2510	0,5093	3,617
1400	0,2512	0,2600	0,2275	0,2540	0,5180	3,635
1500	0,2525	0,2613	0,2287	0,2569	0,5276	3,652
1600	0,2539	0,2628	0,2299	0,2596	0,5380	3,669
1700	0,2554	0,2643	0,2313	0,2621	0,5493	3,687
1800	0,2569	0,2659	0,2327	0,2645	0,5614	3,704
1900	0,2585	0,2675	0,2341	0,2668	0,5737	3,721
2000	0,2602	0,2693	0,2356	0,2689	0,5859	3,739

Средняя теплоемкость при постоянном объеме на 1 кг

0	0,1715	0,1775	0,1553	0,1523	0,3521	2,406
100	0,1718	0,1778	0,1556	0,1573	0,3466	2,423
200	0,1722	0,1783	0,1560	0,1622	0,3467	2,441
300	0,1727	0,1787	0,1564	0,1669	0,3473	2,458
400	0,1732	0,1793	0,1569	0,1715	0,3485	2,475
500	0,1738	0,1799	0,1574	0,1759	0,3513	2,492
600	0,1745	0,1806	0,1581	0,1802	0,3550	2,510
700	0,1753	0,1814	0,1587	0,1843	0,3587	2,527
800	0,1761	0,1823	0,1595	0,1882	0,3634	2,545
900	0,1770	0,1832	0,1603	0,1921	0,3688	2,562
1000	0,1780	0,1842	0,1612	0,1957	0,3749	2,579
1100	0,1790	0,1853	0,1621	0,1992	0,3817	2,597
1200	0,1801	0,1864	0,1631	0,2025	0,3889	2,614
1300	0,1813	0,1876	0,1642	0,2057	0,3975	2,632
1400	0,1826	0,1890	0,1653	0,2087	0,4065	2,649
1500	0,1839	0,1903	0,1665	0,2116	0,4163	2,666
1600	0,1853	0,1918	0,1678	0,2143	0,4265	2,684
1700	0,1868	0,1933	0,1691	0,2169	0,4380	2,701
1800	0,1883	0,1949	0,1705	0,2193	0,4499	2,718
1900	0,1899	0,1965	0,1720	0,2215	0,4625	2,736
2000	0,1916	0,1983	0,1735	0,2236	0,4748	2,753

Таблица ХІІ

°C	N ₂ , O ₂ , CO, воздух	CO ₂	H ₂ O	H ₂
----	---	-----------------	------------------	----------------

Истинная теплоемкость при постоянном давлении на 1 м³ (0/760)

0	0,3112	0,3931	0,3809	0,3049
100	0,3116	0,4110	0,3695	0,3081
200	0,3125	0,4295	0,3690	0,3112
300	0,3143	0,4470	0,3717	0,3143
400	0,2161	0,4641	0,3761	0,3174
500	0,3179	0,4768	0,3833	0,3206
600	0,3201	0,4951	0,3922	0,3237
700	0,3228	0,5094	0,4018	0,3268
800	0,3254	0,5225	0,4130	0,3299
900	0,3286	0,5350	0,4265	0,3330
1000	0,3321	0,5467	0,4413	0,3362
1100	0,3357	0,5570	0,4578	0,3393
1200	0,3397	0,5669	0,4770	0,3424
1300	0,3437	0,5755	0,4975	0,3455
1400	0,3482	0,5835	0,5202	0,3486
1500	0,3531	0,5903	0,5452	0,3518
1600	0,3580	0,5966	0,5720	0,3549
1700	0,3634	0,6015	0,6015	0,3580
1800	0,3692	0,6056	0,6318	0,3611
1900	0,3750	0,6087	0,6487	0,3642
2000	0,3812	0,6114	0,6666	0,3674

Истинная теплоемкость при постоянном объеме на 1 м³ (0/760)

0	0,2219	0,3010	0,2829	0,2162
100	0,2228	0,3208	0,2772	0,2193
200	0,2241	0,3396	0,2785	0,2225
300	0,2254	0,3576	0,2820	0,2256
400	0,2272	0,3747	0,2867	0,2287
500	0,2290	0,3904	0,2942	0,2318
600	0,2312	0,4057	0,3032	0,2350
700	0,2339	0,4200	0,3129	0,2381
800	0,2366	0,4335	0,3242	0,2412
900	0,2397	0,4456	0,3377	0,2443
1000	0,2433	0,4573	0,3525	0,2474
1100	0,2469	0,4681	0,3691	0,2506
1200	0,2509	0,4775	0,3883	0,2537
1300	0,2549	0,4865	0,4088	0,2568
1400	0,2598	0,4942	0,4315	0,2599
1500	0,2643	0,5009	0,4565	0,2630
1600	0,2696	0,5072	0,4833	0,2662
1700	0,2745	0,5121	0,5128	0,2693
1800	0,2804	0,5162	0,5431	0,2724
1900	0,2862	0,5198	0,5600	0,2755
2000	0,2924	0,5220	0,5779	0,2786

Таблица XIю

°C	N ₂ , O ₂ , CO, воздух	CO ₂	H ₂ O	H ₂
----	---	-----------------	------------------	----------------

Средняя теплоемкость при постоянном давлении на 1 м³ (0/760)

0	0,3112	0,3931	0,3809	0,3049
100	0,3112	0,4021	0,3723	0,3063
200	0,3116	0,4110	0,3707	0,3081
300	0,3120	0,4200	0,3709	0,3094
400	0,3129	0,4290	0,3720	0,3112
500	0,3138	0,4376	0,3729	0,3125
600	0,3147	0,4461	0,3758	0,3143
700	0,3156	0,4542	0,3785	0,3156
800	0,3165	0,4618	0,3822	0,3174
900	0,3179	0,4694	0,3866	0,3188
1000	0,3192	0,4766	0,3915	0,3206
1100	0,3205	0,4834	0,3968	0,3219
1200	0,3219	0,4897	0,4028	0,3237
1300	0,3232	0,4959	0,4093	0,3250
1400	0,3250	0,5022	0,4163	0,3268
1500	0,3268	0,5076	0,4240	0,3281
1600	0,3286	0,5130	0,4323	0,3299
1700	0,3304	0,5180	0,4414	0,3313
1800	0,3321	0,5229	0,4511	0,3330
1900	0,3344	0,5274	0,4610	0,3344
2000	0,3366	0,5314	0,4708	0,3362

Средняя теплоемкость при постоянном объеме на 1 м³ (0/760)

0	0,2219	0,3010	0,2829	0,2162
100	0,2223	0,3109	0,2785	0,2176
200	0,2223	0,3208	0,2786	0,2193
300	0,2232	0,3297	0,2791	0,2207
400	0,2241	0,3392	0,2800	0,2225
500	0,2250	0,3477	0,2823	0,2238
600	0,2259	0,3562	0,2853	0,2256
700	0,2268	0,3643	0,2882	0,2269
800	0,2277	0,3720	0,2920	0,2287
900	0,2290	0,3796	0,2964	0,2300
1000	0,2304	0,3868	0,3013	0,2318
1100	0,2317	0,3935	0,3067	0,2332
1200	0,2330	0,4003	0,3125	0,2350
1300	0,2344	0,4066	0,3194	0,2363
1400	0,2632	0,4124	0,3267	0,2381
1500	0,2379	0,4182	0,3345	0,2394
1600	0,2397	0,4236	0,3427	0,2412
1700	0,2415	0,4286	0,3520	0,2425
1800	0,2437	0,4335	0,3615	0,2443
1900	0,2455	0,4380	0,3717	0,2457
2000	0,2478	0,4420	0,3815	0,2474

Насыщенный водяной пар
По Knoblauch, Raisch и Hausen 1923 г.

Давление	Температура насыщения		Удельный		Теплосодержание		Теплота парообразования			Энтропия		
			Объем	Вес	Воды при t° насыщ. пара	Сухого насыщ. пара	Полная	Внешняя	Внутренняя	Воды при температуре насыщ.	Сухого насыщ. пара	Разность
	сухого насыщенного пара		кал/кг	кал/кг								
атм. абс.	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{абс.}$	мт ³ /кг	кг/мт ³	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг $^\circ\text{C}$	кал/кг $^\circ\text{C}$	кал/кг $^\circ\text{C}$
0,02	17,19	290,29	68,2977	0,014642	17,2	604,1 ₅	586,9 ₅	32,00	555,0	0,0611 ₅	2,0849	2,0236 ₅
0,04	28,63	301,73	35,4735	0,028190	28,6 ₅	609,5 ₅	580,1 ₅	33,24	547,7	0,0998	2,0258	1,9262 ₅
0,06	35,82	308,92	24,2000	0,041322	35,8	612,9	577,1	34,01	543,1	0,1233	1,9916	1,8683
0,08	41,16	314,26	18,4549	0,054186	41,2	615,3	574,1	34,58	539,5	0,1404	1,9676	1,8272
0,10	45,44	318,54	14,9584	0,066852	45,4	617,2	571,8	35,04	536,8	0,1540	1,9490	1,7950
0,15	53,59	326,69	10,2172	0,097874	53,6	620,7	567,1	35,90	531,2	0,1792	1,9154	1,7362
0,20	59,66	332,76	7,79821	0,12823	59,6 ₅	623,3 ₅	563,7	36,53	527,2	0,1976	1,8918	1,6942
0,25	64,56	337,66	6,32508	0,15810	64,5	624,4	560,9	37,03	523,9	0,2123	1,8736	1,6623
0,30	68,68	341,78	5,33093	0,18758	68,7	627,2	558,5	37,46	521,0	0,2244	1,8587	1,6343
0,35	72,26	345,36	4,6376	0,21674	72,3	628,7	556,4	37,82	518,6	0,2348	1,8462	1,6114
0,40	75,42	348,52	4,07083	0,24565	75,4	630,0	554,6	38,13	516,5	0,2439	1,8354	1,5915
0,45	78,27	351,37	3,64571	0,27429	78,3	631,2	552,9	38,42	514,5	0,2521	1,8259	1,5738
0,5	80,87	353,97	3,30311	0,30274	80,9	632,2 ₅	551,3 ₅	38,68	512,7	0,2595	1,8174	1,5579
0,6	85,45	358,55	2,78459	0,35911	85,5	634,1	548,6	39,12	509,5	0,2724	1,8027	1,5303
0,7	89,45	362,55	2,41047	0,41486	89,5	635,7	546,2	39,51	506,7	0,2836	1,7903	1,5067
0,8	92,99	366,09	2,12725	0,47009	93,0	637,1	544,1	39,84	504,3	0,2933 ₅	1,7795 ₅	1,4862
0,9	96,17	369,27	1,90514	0,52490	96,3	638,3	542,0	40,14	501,9	0,3021	1,7702	1,4681
1,0	99,08	372,18	1,72629	0,57928	99,2	639,4 ₅	540,2 ₅	40,41	499,8	0,3100	1,7617	1,4517
1,2	104,24	377,34	1,45547	0,68706	104,4	641,4	537,0	40,88	496,1	0,3239	1,7471	1,4232
1,4	108,73	381,83	1,25990	0,79371	108,9 ₅	643,1	534,1	41,28	492,9	0,3358	1,7348	1,3990
1,6	112,72	385,82	1,11188	0,89938	113,0	644,5	531,5	41,63	489,9	0,3463	1,7241	1,3778
1,8	116,33	389,43	0,99580	1,0042	116,7	645,8	529,1	41,94	487,2	0,3558	1,7146	1,3588

УДК 621.001.6
(ДНТ)

Давление	Температура насыщения		Удельный		Теплосодержание		Теплота парообразования			Энтропия		
			Объем	Вес	Воды при t° насыщ. пара	Сухого насыщ. пара	Полная	Внешняя	Внутренняя	Воды при температуре насыщ.	Сухого насыщ. пара	Разность
	сухого насыщенного пара		кал/кг	кал/кг								
атм. абс.	°Ц	°абс.	мт ³ /кг	кг/мт ³	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг °Ц	кал/кг °Ц	кал/кг °Ц
2,0	119,61	392,71	0,90221	1,1084	120,0	646,9	526,9	42,26	484,6	0,3642	1,7062	1,3419
2,5	126,78	399,88	0,73201	1,3661	127,3	649,3	522,0	42,81	479,2	0,3827	1,6881	1,3054
3,0	132,87	405,97	0,61698	1,6208	133,5	651,2	517,7	43,28	474,4	0,3981	1,6735	1,2754
3,5	138,18	411,28	0,53375	1,8735	139,0	652,8	513,8	43,67	470,1	0,4114	1,6610	1,2496
4,0	142,91	415,01	0,47082	2,1240	143,8	654,2	510,4	44,01	466,4	0,4231	1,6501	1,2270
4,5	147,19	420,29	0,42159	2,3720	148,3	655,4	507,1	44,33	462,8	0,4336	1,6405	1,2069
5,0	151,10	424,20	0,38177	2,6194	152,3	656,4	504,1	44,59	459,5	0,4431 ₅	0,6318 ₅	1,1887
5,5	154,71	427,81	0,34889	2,8663	156,0	657,3	501,3	44,81	456,5	0,4519	1,6240	1,1721
6,0	158,07	431,17	0,32139	3,1115	159,5	658,2	498,7	45,02	453,7	0,4600	1,6168	1,1568
6,5	161,21	434,31	0,29796	4,3562	162,8	658,9	496,1	45,20	450,9	0,4675	1,6101	1,1426
7,0	164,16	437,36	0,27780	3,5997	165,8	659,5	493,7	45,37	448,3	0,4745	1,6039	1,1294
7,5	166,96	440,06	0,26023	3,8428	168,7 ₅	660,1	491,3 ₅	45,53	445,8	0,4811	1,5981	1,1170
8,0	169,59	442,69	0,24477	4,0855	171,5	660,7	489,2	45,66	443,5	0,4873	1,5926	1,1053
8,5	172,12	445,22	0,23110	4,3271	174,2	661,2	487,0	45,79	441,2	0,4932	1,5875	1,0943
9,0	174,52	447,62	0,21887	4,5689	176,6 ₅	661,6 ₅	485,0	45,91	439,1	0,4988	1,5826	1,0838
9,5	176,82	449,92	0,20790	4,8100	179,1	662,1	483,0	46,02	437,0	0,5041 ₅	1,5779 ₅	1,0738
10,0	179,03	452,13	0,19797	5,0513	181,4	662,5	481,1	46,11	435,0	0,5093	1,5735	1,0642
10,5	181,16	454,26	0,18899	5,2913	183,6 ₅	662,8 ₅	479,2	46,21	433,0	0,5142	1,5693	1,0551
11,0	183,20	456,30	0,18078	5,5316	185,8	663,2	477,4	46,29	431,1	0,5189	1,5652 ₅	1,0463 ₅
11,5	185,18	458,28	0,17326	5,7717	187,9	663,4	475,5	46,37	429,1	0,5235	1,5614	1,0379
12,0	187,08	460,18	0,16635	6,0114	189,9	663,7	473,8	46,44	427,4	0,5278	1,5577	1,0299
12,5	188,93	462,03	0,15997	6,2512	191,9	664,0	472,1	46,51	425,6	0,5320	1,5540	1,0220
13,0	190,71	463,81	0,15406	6,4910	193,8	664,2	470,4	46,57	423,8	0,5361	1,5506	1,0145
13,5	192,45	465,55	0,14856	6,7313	195,6	664,4	468,8	46,62	422,2	0,5400	1,5472 ₅	1,0072 ₅

Давление	Температура насыщения		Удельный		Теплосодержание		Теплота парообразования			Энтропия				
			Объем	Вес	Воды при t° насыщ. пара	Сухого насыщ. пара	Полная	Внешняя	Внутренняя	Воды при температуре насыщ.	Сухого насыщ. пара	Разность		
	сухого насыщенного пара	сухого насыщенного пара	атм. абс.	$^\circ\text{Ц}$									$^\circ\text{абс.}$	мт ³ /кг
14,0	194,14	467,24	0,14343	6,9720	197,4	664,6	467,2	46,66	420,5	0,5438	1,5440	1,0002		
14,5	195,77	468,87	0,13868	7,2108	199,1	664,8	465,7	46,71	419,0	0,5475 ₅	1,5409	0,9933 ₅		
15,0	197,37	470,47	0,13421	7,4510	200,8 ₅	664,9 ₅	464,1	46,75	417,3	0,5511 ₅	1,5378 ₅	0,9867		
16,0	200,44	473,54	0,12608	7,9315	204,1	665,3	461,2	46,82	414,4	0,5581	1,5321	0,9740		
17,0	203,36	476,46	0,11891	8,4097	207,3	665,6	458,3	46,89	411,4	0,5646	1,5266	0,9620		
18,0	206,15	479,25	0,11246	8,8921	210,2 ₅	665,8	455,5 ₅	46,93	408,6	0,5710 ₅	1,5214	0,9503 ₅		
19,0	208,82	481,92	0,10670	9,3721	213,1	666,0	452,9	46,97	405,9	0,5768	1,5165	0,9397		
20,0	211,39	484,49	0,10150	9,8522	215,9	666,2	450,3	47,00	403,3	0,5824 ₅	1,5118 ₅	0,9294		
21,0	213,85	486,95	0,09675	10,336	218,6	666,3	447,7	47,01	400,7	0,5878 ₅	1,5073	0,9194 ₅		
22,0	216,24	489,34	0,09241	10,821	221,1 ₅	666,4	445,2 ₅	47,01	398,2	0,5931 ₅	1,5029 ₅	0,9098		
23,0	218,53	491,63	0,08847	11,303	223,6	666,5	442,9	47,03	395,9	0,5981 ₅	1,4989	0,9007		
24,0	220,75	493,85	0,08485	11,786	226,1	666,6	440,5 ₅	47,03	393,5	0,6030 ₅	1,4950	0,8920		
25,0	222,90	496,00	0,08146	12,276	228,4	666,7	438,3	47,01	391,3	0,6077	1,4912	0,8835		
26,0	224,99	498,09	0,07834	12,765	230,7	666,7 ₅	436,0	46,98	389,0	0,6123	1,4875	0,8752		
27,0	227,02	500,12	0,07545	13,254	232,9	666,7 ₅	433,8 ₅	46,96	386,9	0,6166	1,4839	0,8673		
28,0	228,99	502,09	0,07277	13,742	235,1	666,8	431,7	46,94	384,8	0,6209	1,4805	0,8596		
29,0	230,90	504,00	0,07024	14,237	237,2	666,8	429,6	46,89	382,7	0,6250	1,4772	0,8522		
30,0	232,77	505,87	0,06789	14,730	239,2 ₅	666,8	427,5 ₅	46,86	380,7	0,6290	1,4740	0,8450		
32,0	236,36	509,46	0,06360	15,723	243,2	666,7	423,5	46,76	376,7	0,6367 ₅	1,4678 ₅	0,8311		
34,0	239,78	512,88	0,05980	16,722	247,0	666,7	419,7	46,65	373,0	0,6440 ₅	1,4620 ₅	0,8180		
36,0	243,05	516,15	0,05641	17,727	250,7	666,6	415,9	46,53	369,4	0,6510	1,4567	0,8057		
38,0	246,19	519,29	0,05336	18,741	254,1	666,5	412,3 ₅	46,39	366,0	0,6576 ₅	1,4515 ₅	0,7939		
40,0	249,20	522,30	0,05059	19,767	257,5	666,4	408,9	46,23	362,7	0,6640 ₅	1,446 ₅	0,7826		
42,0	252,09	525,19	0,04809	20,794	260,8	666,3	405,5	46,08	359,4	0,6701	1,4420	0,7719		

УДК 621.6
(ДНТ)

Давление	Температура насыщения		Удельный		Теплосодержание		Теплота парообразования			Энтропия		
			Объем сухого насыщенного пара	Вес	Воы при t° насыщ. пара	Сухого насыщенного пара	Полная	Внешняя	Внутренняя	Воды при температуре насыщ.	Сухого насыщенного пара	Разность
атм. абс.	°Ц	°абс.	мт³/кг	кг/мт³	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг	кал/кг °Ц	кал/кг °Ц	кал/кг °Ц
44,0	254,89	527,99	0,04581	21,829	263,9 ₅	666,1 ₅	402,2	45,92	356,3	0,6760	1,4376	0,7616
46,0	257,58	530,68	0,04372	22,873	267,0	666,0	399,0	45,75	353,2	0,6817	1,4334	0,7517
48,0	260,19	533,29	0,04180	23,923	270,0	665,9	395,9	45,57	350,3	0,6871	1,4293 ₅	0,7422
50,0	262,72	535,82	0,04001	25,494	272,8 ₅	665,7 ₅	392,9	45,36	347,5	0,6924 ₅	1,4255 ₅	0,7331
55,0	268,72	541,82	0,03612	27,685	279,7	665,5	385,8	44,87	340,9	0,7049	1,4167	0,7118
60,0	274,32	547,42	0,03285	3,441	286,5	665,2	379,0 ₅	44,34	334,7	0,7165	1,4088	0,6923
70 ¹⁾	284,5	557,5	0,02769	36,12	298,0	655,3	357,3	43,16	314,1	0,7371	1,3781	0,6410
80	293,6	566,6	0,02374	42,13	308,8	650,6	341,8	41,87	299,9	0,7557	1,3591	0,6033
90	301,9	574,9	0,02064	48,45	319,0	645,6	326,7	40,49	286,2	0,7731	1,3413	0,5682
100	309,5	582,5	0,01815	55,11	328,7	640,5	311,8	39,07	272,7	0,7893	1,3245	0,5352
110	316,5	589,5	0,01609	62,15	338,1	635,1	297,0	37,59	259,4	0,8049	1,3087	0,5038
120	323,1	596,1	0,01437	69,60	347,3	629,7	282,4	36,07	246,4	0,8198	1,2935	0,4737
130	329,3	602,3	0,01290	77,50	356,4	624,2	267,8	34,50	233,3	0,8342	1,2789	0,4447
140	335,0	608,0	0,01164	85,91	365,3	618,6	253,3	32,87	220,4	0,8483	1,2649	0,4166
150	340,5	613,5	0,01054	94,87	374,1	612,9	238,8	31,19	207,6	0,8622	1,2514	0,3891
160	345,7	618,7	0,00956	104,6	383,4	606,3	222,8	29,41	193,4	0,8754	1,2372	0,3618
180	355,4	628,4	0,00782	128,0	401,9	592,6	190,7	25,23	165,5	0,9044	1,2079	0,3035
200	364,2	637,2	0,00614	162,9	425,6	572,8	147,3	19,34	127,9	0,9404	1,1715	0,2311
225	374	647	0,00310	322,6	501,1	501,1	0	0	0	1,0558	1,0558	0

1) Для давлений выше 70 атм. по таблице Молье 1925 г.

Теплосодержание

Температура перегретого пара t_n °C	$P_{абс} = 1$	2	3	4	5	7	9	11
	t_n °C = 99,08	119,61	132,87	142,91	151,10	164,16	174,52	183,20
	i_n кал/кг = 639,45	646,9	651,2	654,2	656,4	659,5	661,65	663,2
100	639,8	—	—	—	—	—	—	—
110	644,7	—	—	—	—	—	—	—
120	649,5	647,1	—	—	—	—	—	—
130	654,25	652,1	—	—	—	—	—	—
140	659,0	656,9	654,9	—	—	—	—	—
150	663,7	661,8	659,9	657,9	—	—	—	—
160	668,4	666,7	664,9	663,1	661,2	—	—	—
170	673,1	671,5	669,8	668,2	666,45	662,85	—	—
180	677,75	676,25	674,7	673,2	671,6	668,35	664,9	—
190	682,4	681,0	679,6	678,2	676,7	673,7	670,6	667,3
200	687,1	685,8	684,5	683,1	681,8	679,05	676,2	673,3
210	691,8	690,6	689,3	688,1	686,8	684,3	681,7	679,0
220	696,5	695,3	694,2	693,0	691,8	689,5	687,1	684,65
230	701,2	700,0	699,0	697,9	696,8	694,6	692,4	690,2
240	705,9	704,9	703,8	702,8	701,8	699,7	697,65	695,6
250	710,6	709,6	708,6	707,7	706,7	704,8	702,85	700,95
260	715,3	714,4	713,5	712,55	711,7	709,8	708,0	706,3
270	720,1	719,2	718,3	717,4	716,55	714,8	713,2	711,5
280	724,8	723,95	723,1	722,3	721,5	719,9	718,3	716,7
290	729,55	728,7	727,9	727,2	726,4	724,9	723,4	721,9
300	734,3	733,5	732,8	732,0	731,3	729,9	728,45	727,1
310	739,1	738,3	737,6	736,9	736,2	734,8	733,5	732,2
320	743,9	743,2	742,5	741,8	741,1	739,8	738,6	737,35
330	748,7	748,0	747,3	746,7	746,05	744,8	743,6	742,5
340	753,5	752,8	752,2	751,6	751,0	749,8	748,7	747,6
350	758,3	757,7	757,1	756,5	755,9	754,8	753,7	752,7
360	763,1	762,5	762,0	761,4	760,85	759,8	758,75	757,75
370	768,0	767,4	766,9	766,3	765,8	764,8	763,8	762,85
380	772,85	772,3	771,8	771,3	770,8	769,8	768,8	767,9
390	777,7	777,2	776,7	776,2	775,7	774,8	773,9	773,0
400	782,6	782,1	781,6	781,2	780,7	779,8	778,9	778,1
410	787,5	787,05	786,6	786,1	785,7	784,8	784,0	783,2
420	792,5	792,0	791,6	791,1	790,7	789,9	789,1	788,3
430	797,4	796,95	796,5	796,1	795,7	794,9	794,15	793,4
440	802,35	801,9	801,5	801,1	800,7	800,0	799,2	798,55
450	807,3	806,9	806,5	806,1	805,8	805,0	804,3	803,7
460	812,3	811,9	811,5	811,15	810,8	810,1	809,4	808,8
470	817,3	816,9	816,55	816,2	815,85	815,2	814,5	813,9
480	822,3	822,0	821,6	821,3	820,9	820,3	819,7	819,1
490	827,4	827,0	826,7	827,35	826,0	825,4	824,8	824,0
500	832,4	832,1	831,8	831,5	831,15	830,55	830,0	829,2

13	15	17	19	21	23	25	30	35
190,71	197,37	203,36	208,82	213,85	218,53	22,90	232,77	241,41
664,2	664,95	665,6	666,0	666,3	666,5	666,7	666,8	666,65
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—
670,1	666,8	—	—	—	—	—	—	—
676,2	673,3	670,2	666,9	—	—	—	—	—
682,15	679,55	676,85	674,0	671,0	667,7	—	—	—
687,9	685,6	683,2	680,7	678,1	675,4	672,5	—	—
693,5	691,4	689,25	687,05	684,8	682,4	680,0	673,25	—
699,0	697,1	695,2	693,2	691,2	689,1	687,0	681,3	675,0
704,5	702,7	700,95	699,15	697,3	695,5	693,6	688,8	683,5
709,9	708,2	706,6	705,0	703,3	701,7	700,0	695,7	691,2
715,2	713,7	712,2	710,7	709,2	707,65	706,1	702,3	698,4
720,5	719,1	717,7	716,3	714,9	713,5	712,1	708,7	705,2
725,7	724,4	723,1	721,8	720,5	719,25	718,0	714,8	711,65
731,0	729,7	728,5	727,3	726,1	724,9	723,7	720,9	717,95
736,15	735,0	733,8	732,7	731,6	730,5	729,4	726,7	724,05
741,3	740,2	739,1	738,1	737,0	736,0	735,0	732,5	730,0
746,5	745,4	744,4	743,4	742,4	741,5	740,5	738,2	735,85
751,65	750,65	749,7	748,7	747,8	746,9	746,0	743,8	741,65
756,8	755,8	754,9	754,0	753,1	752,3	751,4	749,35	747,3
761,9	761,0	760,2	759,3	758,5	757,65	756,8	754,9	752,95
767,1	766,2	765,4	764,6	763,8	763,0	762,2	760,35	758,5
772,2	771,4	770,6	769,8	769,0	768,3	767,6	765,8	764,1
777,3	776,5	775,8	775,0	774,3	773,6	772,9	771,2	769,55
782,45	781,7	781,0	780,3	779,6	778,9	778,2	776,6	775,0
787,6	786,9	786,2	785,5	784,8	784,2	783,5	782,0	780,5
792,7	792,0	791,4	790,7	790,1	789,5	788,8	787,35	785,9
797,9	797,2	796,6	795,9	795,3	794,7	794,1	792,7	791,3
803,0	802,4	801,8	801,2	800,6	800,0	799,4	798,05	796,7
808,2	807,5	806,95	806,4	805,8	805,25	804,7	803,4	802,05
813,3	812,7	812,2	811,6	811,05	810,5	810,0	808,7	807,45
818,5	817,9	817,4	816,85	816,3	815,8	815,3	814,0	812,85
823,7	823,1	822,6	822,1	821,6	821,1	820,6	819,4	818,2
828,9	828,4	827,9	827,4	826,9	826,4	825,9	824,7	823,6

Температура перегретого пара t_n °C	$P_{abc} = 40$	45	50	55	60	70	80	90
	t_n °C = 29,20	256,23	262,72	268,72	274,32	284,5	293,6	301,9
	i_n кал/кг = 666,4	666,1	665,75	665,5	665,2	652,2	650,6	645,6
100	—	—	—	—	—	—	—	—
110	—	—	—	—	—	—	—	—
120	—	—	—	—	—	—	—	—
130	—	—	—	—	—	—	—	—
140	—	—	—	—	—	—	—	—
150	—	—	—	—	—	—	—	—
160	—	—	—	—	—	—	—	—
170	—	—	—	—	—	—	—	—
180	—	—	—	—	—	—	—	—
190	—	—	—	—	—	—	—	—
200	—	—	—	—	—	—	—	—
210	—	—	—	—	—	—	—	—
220	—	—	—	—	—	—	—	—
230	—	—	—	—	—	—	—	—
240	—	—	—	—	—	—	—	—
250	667,3	—	—	—	—	—	—	—
260	677,6	670,6	—	—	—	—	—	—
270	686,4	681,4	674,8	667,4	—	—	—	—
280	694,3	689,9	685,1	679,7	673,45	—	—	—
290	701,6	697,7	693,9	689,65	685,0	—	—	—
300	708,5	705,2	701,8	698,3	694,6	675,2	660,1	—
310	715,1	712,2	709,2	706,15	703,0	—	—	—
320	721,4	718,8	716,1	713,45	710,7	—	—	—
330	727,6	725,2	722,8	720,4	717,9	—	—	—
340	733,6	731,4	729,2	727,0	724,8	—	—	—
350	739,55	737,5	735,4	733,4	731,4	721,8	714,4	706,2
360	745,4	743,4	741,5	739,6	737,7	—	—	—
370	751,1	749,3	747,5	745,7	743,95	—	—	—
380	756,8	755,05	753,4	751,7	750,0	—	—	—
390	762,4	760,75	759,1	757,55	756,0	—	—	—
400	768,0	766,4	764,9	763,35	761,9	756,4	751,9	747,1
410	773,5	772,0	770,5	769,1	767,7	—	—	—
420	779,0	777,6	776,2	774,8	773,4	—	—	—
430	784,5	783,0	781,75	780,4	779,1	—	—	—
440	789,95	788,65	787,3	786,0	784,7	—	—	—
450	795,4	794,1	792,8	791,6	790,35	786,3	783,2	780,0
460	800,8	799,55	798,3	797,1	795,9	—	—	—
470	806,2	805,0	803,8	802,6	801,5	—	—	—
480	811,65	810,45	809,3	808,15	807,0	—	—	—
490	817,0	815,9	814,8	813,65	812,5	—	—	—
500	822,45	821,35	820,2	819,15	818,1	814,2	811,8	809,4

Объем и плотность воды при различных температурах

t	Объем	Плотность	t	Объем	Плотность
0	0,99987	1,00013	80	0,9718	1,0290
2	0,99997	1,00003	85	0,9687	1,0324
4	1,00000	1,00000	90	0,9653	1,0359
6	0,99997	1,00003	95	0,9619	1,0396
8	0,99988	1,00012	100	0,9584	1,0434
10	0,99973	1,00027	110	0,9510	1,0515
12	0,99953	1,00048	120	0,9435	1,0600
14	0,99927	1,00073	130	0,9351	1,0694
16	0,99897	1,00103	140	0,9263	1,0795
18	0,99862	1,00138	150	0,9172	1,0903
20	0,99823	1,00177	160	0,9076	1,1018
22	0,99780	1,00221	170	0,8973	1,1145
24	0,99732	1,00268	180	0,8866	1,1279
26	0,99681	1,00320	190	0,8750	1,1429
28	0,99626	1,00375	200	0,8628	1,1590
30	0,99567	1,00435	210	0,850	1,177
32	0,99505	1,00497	220	0,837	1,195
34	0,99440	1,00563	230	0,823	1,215
36	0,99372	1,00632	240	0,809	1,236
38	0,99299	1,00706	250	0,794	1,259
40	0,9922	1,0078	260	0,779	1,283
45	0,9903	1,0099	270	0,765	1,308
50	0,9881	1,0121	280	0,75	1,34
55	0,9857	1,0145	290	0,72	1,38
60	0,9832	1,0171	300	0,70	1,42
65	0,9806	1,0198	310	0,68	1,46
70	0,9778	1,0227	320	0,66	1,51
75	0,9749	1,0258	—	—	—

Удельный объем перегретого пара

Таблица XIV6

Давление атм абс. (кг/см ² абс)	Темпе- ратура насыще- ния °C <i>t_n</i>	Удельный объем на погра- ничной кривой м ³ /кг	Удельный объем перегретого пара в м ³ /кг при температуре =									
			= 50°	= 100°	= 150°	= 200°	= 250°	= 300°	= 350°	= 400°	= 450°	= 500°
0,05	32,5	28,73	30,39	35,11	39,83	44,55	49,26	53,97	58,68	63,39	68,10	72,81
0,10	45,4	14,96	15,17	17,54	19,91	22,27	24,63	26,98	29,34	31,69	34,05	36,41
0,20	59,7	7,797	—	8,759	9,945	11,13	12,31	13,49	14,67	15,85	17,02	18,20
0,30	68,7	5,331	—	5,831	6,625	7,415	8,203	8,990	9,777	10,56	11,35	12,14
0,40	75,4	4,072	—	4,367	4,964	5,558	6,150	6,741	7,331	7,921	8,511	9,102
0,5	80,9	3,304	—	3,489	3,968	4,444	4,919	5,392	5,864	6,336	6,808	7,279
0,6	85,5	2,75	—	2,903	3,304	3,702	4,098	4,492	4,886	5,280	5,673	6,066
0,7	89,5	2,411	—	2,485	2,830	3,171	3,511	3,850	4,187	4,525	4,862	5,199
0,8	93,0	2,128	—	2,171	2,474	2,774	3,071	3,368	3,663	3,959	4,254	4,549
0,9	96,2	1,906	—	1,927	2,197	2,464	2,729	2,993	3,256	3,519	3,781	4,043
1,0	99,1	1,727	—	1,732	1,976	2,217	2,455	2,693	2,930	3,166	3,403	3,639
1,2	104,2	1,457	—	—	1,644	1,845	2,045	2,243	2,441	2,638	2,835	3,032
1,4	108,7	1,261	—	—	1,407	1,580	1,751	1,922	2,091	2,261	2,430	2,598
1,6	112,7	1,113	—	—	1,229	1,381	1,532	1,681	1,829	1,978	2,126	2,273
1,8	116,3	0,997	—	—	1,090	1,226	1,360	1,493	1,626	1,758	1,889	2,020
2,0	119,6	0,903	—	—	0,980	1,103	1,224	1,343	1,463	1,581	1,700	1,818
2,5	126,8	0,7330	—	—	0,7804	0,8798	0,9773	1,074	1,169	1,264	1,359	1,454
3,0	132,9	0,6180	—	—	0,6475	0,7313	0,8131	0,8937	0,9736	1,053	1,132	1,211
3,5	138,2	0,5347	—	—	0,5525	0,6252	0,6957	0,7651	0,8339	0,9022	0,9702	1,038
4,0	142,9	0,418	—	—	0,4812	0,5456	0,6078	0,6688	0,7291	0,7890	0,8486	0,9080
5	151,1	0,3825	—	—	—	0,4341	0,4846	0,5338	0,5824	0,6305	0,6783	0,7260
6	158,1	0,3222	—	—	—	0,3598	0,4025	0,4439	0,4846	0,5248	0,5648	0,6046
7	161,2	0,2785	—	—	—	0,3067	0,3438	0,3796	0,4147	0,4493	0,4837	0,5179
8	169,6	0,2454	—	—	—	0,2668	0,2998	0,3314	0,3623	0,3928	0,4229	0,4529
9	174,5	0,2195	—	—	—	0,2357	0,2655	0,2939	0,3215	0,3487	0,3756	0,4024



Давление атм. абс. (кг/см ² абс)	Темпе- ратура насыще- ния °C <i>t_n</i>	Удельный объем на погра- ничной кривой м ³ /кг	Удельный объем перегретого пара в м ³ /кг при температуре =									
			= 50°	= 100°	= 150°	= 200°	= 250°	= 300°	= 350°	= 400°	= 450°	= 500°
10	179,0	0,1985	—	—	—	0,2108	0,2381	0,2639	0,2889	0,3135	0,3373	03,619
12	187,1	0,1668	—	—	—	0,1734	0,1970	0,2189	0,2400	0,2607	0,2810	0,3012
14	194,1	0,1438	—	—	—	0,1465	0,1676	0,1867	0,2051	0,2229	0,2405	0,2579
16	200,4	0,1264	—	—	—	—	0,1455	0,1626	0,1788	0,1946	0,2101	0,2254
18	206,2	0,1128	—	—	—	—	0,1283	0,1439	0,1585	0,1726	0,1864	0,2001
20	211,4	0,1017	—	—	—	—	0,1145	0,1288	0,1422	0,1550	0,1675	0,1799
25	229,9	0,0816	—	—	—	—	0,0894	0,1017	0,1128	0,1233	0,1335	0,1434
30	232,8	0,06802	—	—	—	—	0,07257	0,08360	0,09318	0,1021	0,1108	0,1192
35	241,4	0,05816	—	—	—	—	0,06030	0,07060	0,07916	0,08703	0,09454	0,1018
40	249,2	0,05069	—	—	—	—	0,05088	0,06079	0,06863	0,07567	0,08236	0,08882
50	262,7	0,04007	—	—	—	—	—	0,04689	0,05383	0,05980	0,06533	0,07061
60	274,3	0,03289	—	—	—	—	—	0,03738	0,04389	0,04918	0,05396	0,05846
70	284,5	0,02769	—	—	—	—	—	0,03035	0,03672	0,04156	0,04582	0,04979
80	293,6	0,02374	—	—	—	—	—	0,02485	0,03126	0,03583	0,03972	0,04338
90	301,9	0,02064	—	—	—	—	—	—	0,02694	0,03135	0,03496	0,03820
100	309,5	0,01815	—	—	—	—	—	—	0,02341	0,02773	0,03113	0,03415
110	316,5	0,01609	—	—	—	—	—	—	0,02044	0,02475	0,02800	0,03082
120	323,1	0,01437	—	—	—	—	—	—	0,01789	0,2224	0,02538	0,02805
130	329,3	0,01290	—	—	—	—	—	—	0,01565	0,02008	0,02315	0,02570
140	335,0	0,01164	—	—	—	—	—	—	0,01366	0,01821	0,02123	0,02368
150	340,5	0,01054	—	—	—	—	—	—	0,01184	0,01656	0,01956	0,02192
160	345,7	0,00956	—	—	—	—	—	—	0,01018	0,01509	0,01808	0,02039
180	355,4	0,00782	—	—	—	—	—	—	—	0,01256	0,01560	0,01781
200	364,2	0,00614	—	—	—	—	—	—	—	0,01043	0,01358	0,01573
225	374,0	0,00310	—	—	—	—	—	—	—	0,00815	0,01149	0,01364

УДМУР
(ДИТ)

Стоимость паровых котлов

№ по пор.	Наименование оборудования и работ	Стоимость котельной при установке котлов по						Примечание
		$H_k = 750 \text{ м}^2$			$H_k = 600 \text{ м}^2$			
		Колич.	Цена за единицу	Сумма руб.	Колич.	Цена за единицу	Сумма руб.	
1	Котлы с перегревателями, помостами и лестницами . . .	5	190 600	953 000	6	164 900	989 400	По предложению Л. М. З. » Поверхность воздушных подогревателей, при выборе наиболее выгоднейшей температуры уходящих газов, равной для нашего случая 180° , определена: $H_k = 750 \text{ м}^2$, $H_{\text{ЭК}} = 1 200 \text{ м}^2$, $H_k = 600 \text{ м}^2$ — $H_{\text{ЭК}} = 1 000 \text{ м}^2$. Возд. подогреватели взяты пластинчатого типа Л. М. З. Стоимость их — 30 руб. м^2 . Стоимость остального оборудования взята по предложениям Л. М. З. Стоимость 1 м^3 железобетонного фундамента взята = 100 руб. Размеры котлов взяты по чертежам Л. М. З.
2	Паропроводы и питательные трубопроводы (комплект) . . .	5	28 000	140 000	6	25 000	150 000	
3	Цепные решетки . . .	10	18 000	180 000	12	16 000	192 000	
4	Подогреватели воздуха, дымососы, вентиляторы, дымовые трубы	5	60 000	300 000	6	52 000	312 000	
5	Транспорт (10%), монтаж и технадзор (15%), итого 25% .	—	—	393 250	—	—	410 850	
6	Фундаменты под котлы и экономайзеры	5	18 000	90 000	6	15 000	90 000	
7	Обмуровка котлов и топок	5	30 000	150 000	6	26 000	156 000	
8	Стоимость здания котельной из расчета 20 руб. за м^3 . .	—	—	560 000	6	—	640 000	
	Всего	—	—	2 766 250	—	—	2 940 250	

НБ
УДУНТ
(ДИТ)

Стоимость и вес зарубежных котлов

ЗАВОД	Система	Давление атм. изб.	Перегрева- тель °С	Поверхн. нагрева в м ² H _к	Стоимость котла (руб.)	Стоимость 1 м ² (руб.)	Вес котла (кг)
1. Дюррверке .	Секционный .	16	375	400	21 800	34,5	65 700
2. Керн и Ко	Гарб. 4-бар. .	20	400	1 200	69 600	58	172 000
3. Керн и Ко . .	Витк. 3-бар. .	20	420	1 500	71 000	472	203 000
4. Бютнер-Верке	Бютнер 2 верх. ба- раб., 2 нижн. .	28	425	1 750	143 500	82	298 000
5. Линке-Гофман	Вирмер .	30	400	275	30 000	109	63 000
6. Вальтер .	Вальтер .	30	420	400	25 200	63	83 000
7. Вальтер .	Вальтер .	30	420	600	38 000	634	123 000
8. Рев - Лиль .	Стерлинг .	30	400	600	54 666	911	105 000
9. Ганномаг .	Барабаны Тиссена	30	—	700	41 800	598	138 000
10. Сен-Дени .	Лед-Бельвиль . .	30	400	750	55 520	74,1	118 000
11. Делоне .	Барабаны Тиссена	30	400	750	57 800	77,0	118 000
12. Борзиг . .	Барабаны вдоль свар; днища вклепанные . .	30	400	1 250	99 800	79,8	290 000
13. Ганномаг . . .	Барабаны Тиссена	30	400	1 250	72 000	56,0	230 000
14. Герман-Бабкок	Морской Бабкок	32	400	870	70 400	80,8	122 000
15. Брюн	Морской Бабкок	32	—	870	81 560	93,8	135 000
16. Керн	Бабкок 1 верх. барaban 1 паро- сбор . .	35	420	600	51 000	85	99 300

Таблица XVв

Стоимость котлов, изготавливаемых на заводах СССР

Ленинградский металлический завод (ЛМЗ)			Поверхность нагрева котлов в м ² <i>H_к</i>	Невский машиностр. завод (НМЗ) Стерлинг	
17 ат.	18 ат.	28 ат. с клепаными барабанами		17 ат.	22 ат.
в р у б л я х				в р у б л я х	
45 500	46 500	56 500	150 ²	—	—
48 000	48 500	60 000	200 ²	46 800	—
53 500	55 000	69 500	250 ²	53 000	59 500
79 800	81 300	96 000	300 ²	58 500	65 100
93 000	95 000	111 500	400 ²	68 800	76 750
103 500	104 500	126 000	500 ²	82 500	83 520
122 000	123 500	152 000	600 ²	102 500	—
142 500	144 500	177 500 ¹	750 ²	—	—
183 000	185 000	226 000 ³	1 000 ²	—	—
218 000	220 000	358 000	1 250 ²	—	—
252 000	255 000	390 000 ²	1 500 ²	—	—

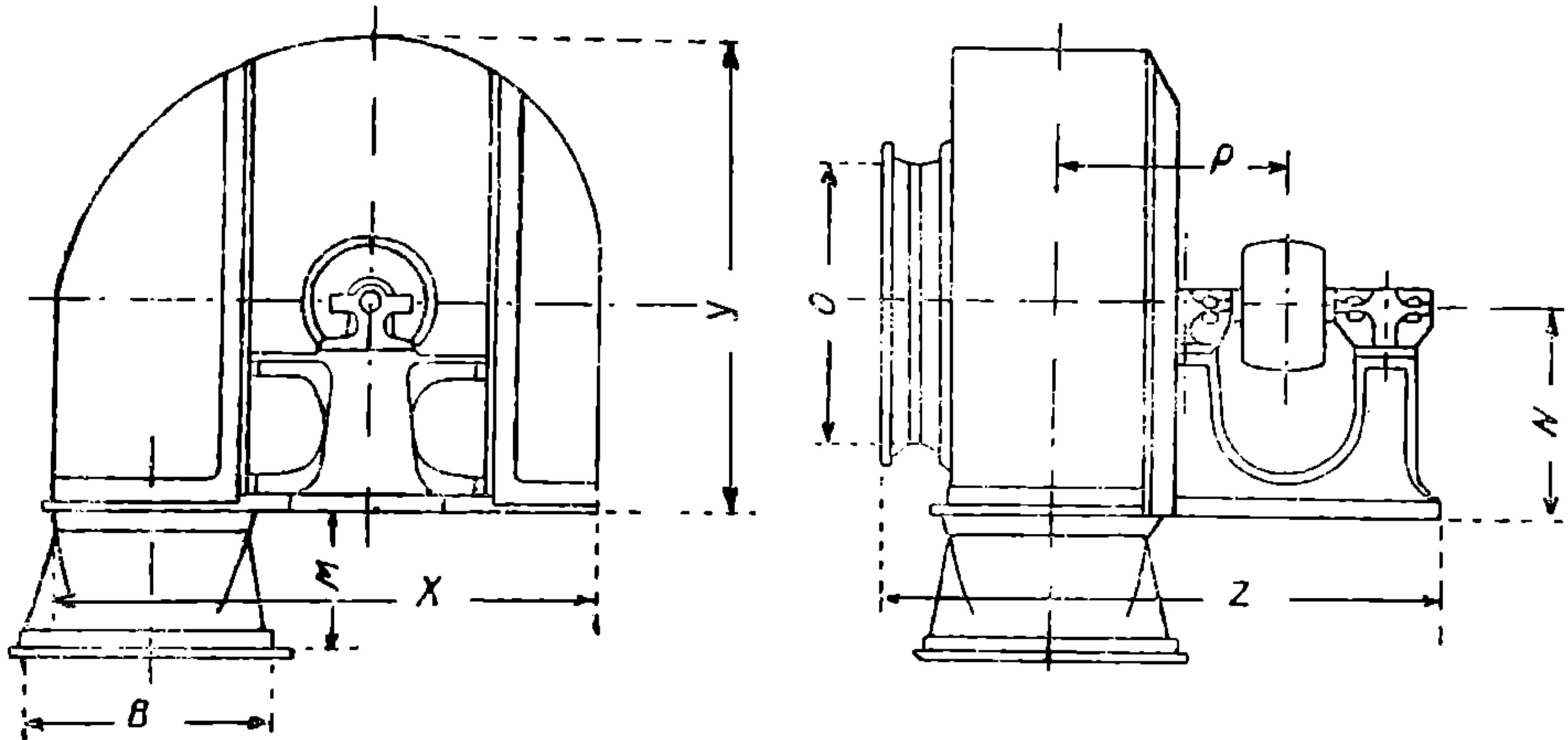
Примечание. Цены на котлы ЛМЗ даны франко-вагон станция отправления, котлы же НМЗ даны без упаковки и погрузки. Стоимость последних составляет 3% от стоимости оборудования. В объем поставки за указанные цены по обоим заводам входят: котел с перегревателем, каркасом, помостами, лестницами, всей законной арматурой и гарнитурой. Монтаж котлов НМЗ — 10% от стоимости котлов, причем заводом доставляется огнеупорный кирпич для перегородок котла, монтаж котлов ЛМЗ — 10 — 15% от стоимости котлов.

Таблица XVг

Стоимость котлов повышенного давления, изготовленных в СССР

ЗАВОД	Система	Давление изб. в атм.	Поверхн. нагрева в м ² <i>H_к</i>	Барабан	Стоимость			
					котла (руб.)	1 кв. м		
Ленингр. металлич. завод	ЛМЗ	25	400	клев.	119 050	298		
		25	500		118 000	236		
		28	600		148 500	248		
				31	600	153 000	255	
				35	500	цельн.	148 000	296
				35	600		174 000	290

Центробежные кожуховые вентиляторы „Сирокко“



№ вентилятора	диам. крыла в дюймах	Тип G и H								
		R	L	M	N	O	P	X	Y	Z
Размеры в миллиметрах										
2 ^{1/2}	12 ^{1/2}	317	286	203	279	381	332	720	631	789
3	15	381	343	229	327	444	376	857	749	905
3 ^{1/2}	17 ^{1/2}	445	400	254	365	521	432	985	857	1029
4	20	508	457	305	416	584	494	1129	976	1173
5	25	635	572	356	489	730	594	1401	1191	1415
6	30	762	686	406	559	857	678	1673	1396	1614
7	35	889	800	457	635	997	764	1946	1610	1830
8	40	914	914	508	718	1137	889	2235	1839	2054
9	45	1016	1029	559	794	1264	972	2512	2057	2253
10	50	1118	1143	610	876	1403	1041	2787	2273	2425
11	55	1219	1258	650	965	1530	1143	3075	2509	2665
12	60	1372	1372	711	1060	1670	1213	3352	2743	2837

Таблица XVIa

Производительность и стоимость вентиляторов системы „Сирокко“

Диаметр вентиляторов в дюймах	При свободном доступе и выходе воздуха				При работе против сопротивл. перед или за вентилят.			
	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Давл. в мм в. с. соотв. скорости воздуха при вы- ходе	Мощность л. с.	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Сопротивление в мм в. с. ¹⁾	Мощность л. с.
5"	1250	8	11	0,02	1250	7	3	0,02
	1500	9,5	16	0,04	1500	7,5	6,5	0,03
	1750	11	21	0,06	1750	8	9,5	0,04
	2000	12,5	26	0,09	2000	9	12,5	0,06
	2250	14	34	0,13	2250	10,5	16	0,08
	2250	14	34	0,13	2250	9	20	0,07
	2500	15,5	42	0,18	2500	11	22	0,10
	2750	17	51	0,24	2750	12	25,5	0,14
	3000	18,5	61	0,31	3000	12,5	32,5	0,17
	3250	20	71	0,39	3250	13	38	0,21
	3500	21,5	82	0,49	3500	14,5	44,5	0,27
	3750	23	95	0,61	3750	15	51	0,33
	4000	24,5	108	0,74	4000	16	57	0,40
	4130	25	115	0,81	4130	16,5	63,5	0,44
	7 1/2"	900	22	13	0,07	900	17	3
1000		24	16	0,09	1000	16,5	6,5	0,06
1200		28	23	0,17	1200	19,5	9,5	0,19
1300		30	27,5	0,21	1300	19,5	12,5	0,11
1500		34	36	0,32	1500	23,5	16	0,18
1600		36	40,5	0,39	1600	24	20	0,21
1700		38	45,5	0,47	1700	24,5	22	0,23
1900		42	57,5	0,66	1900	29,5	25,5	0,35
2000		44	64	0,76	2000	28	31,5	0,37
2200		48	77,5	1,01	2200	31	38	0,48
2400		52	92	1,32	2400	34,5	44,5	0,64
2600		56	108	1,68	2600	38	51	0,84
2700		58	125,5	1,88	2700	38	57	0,90
2800	60	124,5	2,09	2800	38,5	63,5	0,98	
10"	600	32	11,5	0,09	600	27	3	0,06
	700	37,5	15	0,15	700	26	6,5	0,08
	900	48,5	25	0,33	900	37	9,5	0,20
	1000	54	30,5	0,45	1000	39,5	12,5	0,25
	1100	59,5	37	0,60	1100	43	16	0,33
	1100	59,5	37	0,60	1100	36,5	20	0,27
	1200	65	44,5	0,78	1200	40,5	22	0,36
	1400	76	61	1,20	1400	54	25,5	0,65
	1500	81,5	69	1,50	1500	54	31,5	0,75
	1600	86	79	1,80	1600	53,5	38	0,83
	1800	97	99	2,60	1800	66	44,5	1,31
	1900	102,5	110,5	3,00	1900	68,5	51	1,51
	2000	108	122	3,5	2000	72	57	1,75
	2065	110,5	134	3,9	2065	71,5	63,5	1,86

1) Сопротивление h дано полное $h = h_{ст} + h_{дан}$.

Диаметр вентиляторов в дюймах	При свободном доступе и выходе воздуха				При работе против сопротивл. перед или за вентилят.			
	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Давл. в мм в. с. соотв. скорости воздуха при вы- ходе	Мощность л. с.	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Сопротивление в мм в. с.	Мощность л. с.
12 ^{1/2} "	500	53	13	0,17	500	45	3	0,11
	600	63,5	18	0,30	600	47,5	6,5	0,16
	700	74	23,5	0,48	700	53,5	9,5	0,25
	800	84,5	30,5	0,71	800	61	12,5	0,39
	850	89,5	35	0,85	850	62,5	16	0,43
	950	100	43	1,19	950	69	20	0,59
	1000	105,5	48,5	1,38	1000	69,5	22	0,66
	1100	116	58,5	1,83	1100	78,5	25,5	0,89
	1200	126,5	70	2,37	1200	80,5	31,5	1,06
	1300	137	81,5	3,02	1300	88,5	38	1,39
	1400	147,5	94	3,78	1400	93,5	44,5	1,68
	1500	158	107,5	4,66	1500	99	51	2,04
	1600	168,5	122	5,63	1600	108	57	2,57
	1650	173,5	130	6,16	1650	107,5	63,5	2,72
15"	400	75	12	0,25	400	63	3	0,15
	500	93	18	0,5	500	73	6,5	0,35
	600	111	25	0,85	600	86	9,5	0,5
	650	120	30	1	650	86	12,5	0,55
	700	131	35	1,25	700	90	16	0,75
	750	140	40	1,55	750	90	20	0,75
	850	158	51	2,25	850	108	22	1,15
	900	167	58	2,65	900	112	25,5	1,25
	1000	186	72	3,65	1000	124	31,5	1,75
	1100	204	86	4,85	1100	138	38	2,35
	1200	222	102	6,31	1200	152	44,5	3
	1250	231	111	7,1	1250	153	51	3,25
	1300	240	120	8	1300	153	57	3,5
1376	255	135	9,5	1376	165	63,5	4,35	
17 ^{1/2} "	350	98	12	0,35	350	81	3	0,25
	400	126	19	0,65	450	101	6,5	0,45
	500	140	24	0,95	500	101	9,5	0,5
	550	154	29	1,25	550	105	12,5	0,65
	600	168	34	1,55	600	108	16	0,75
	650	182	40	2	650	116	20	0,95
	700	196	47	2,75	700	127	22	1,25
	800	224	61	3,75	800	157	25,5	2
	900	252	77	5,15	900	181	31,5	3
	950	266	85	6,15	950	178	38	3
	1000	280	95	7,25	1000	180	44,5	3,5
	1100	308	115	9,85	1100	208	51	5
	1150	321	125	11	1150	212	57	5,25
	1193	333	135	12,25	1193	214	63,5	5,75

Диаметр вентиляторов в дюймах	При свободном доступе и выходе воздуха				При работе против сопротивл. перед или за вентилят.			
	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Давл. в мм в. с. соотв. скорости воздуха при вы- ходе	Мощность л. с.	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Сопротивление в мм в. с.	Мощность л. с.
20"	300	127	12,5	0,45	300	107	3	0,25
	400	169	20,5	0,95	400	136	6,5	0,65
	450	190	25,5	1,35	450	147	9,5	0,85
	500	211	32	1,85	500	153	12,5	1
	550	232	38,5	2,45	550	165	16	1,35
	600	253	45,5	3,15	600	183	20	1,75
	650	275	54	4,15	650	196	22	2,15
	700	296	62,5	5	700	207	25,5	2,5
	750	317	71,5	6,15	750	211	31,5	2,95
	800	338	81,5	7,45	800	215	38	3,45
	900	380	101,5	10,75	900	259	44,5	5,25
	950	401	114	12,5	950	265	51	5,95
	1000	422	127	14,75	1000	282	57	7
1030	434	135	16	1030	279	63,5	7,5	
25"	250	209	12,5	0,75	250	180	3	0,5
	300	251	18	1,25	300	197	6,5	0,75
	350	293	24	1,95	350	220	9,5	1,15
	400	335	32	2,95	400	246	12,5	1,65
	450	377	40	4,15	450	278	16	2,25
	450	377	40	4,15	450	242	20	1,95
	500	419	50	5,65	500	288	22	2,85
	550	461	60	7,55	550	330	25,5	4
	600	503	72	9,5	600	350	31,5	5
	650	545	84	12,15	650	358	38	6
	700	587	97	15,5	700	378	44,5	6,95
	750	629	111	19,25	750	415	51	9
	800	671	127	23	800	440	57	11
825	690	135	25,5	825	440	63,5	11,5	
30"	200	298	12	0,95	200	254	3	0,65
	250	372	18	1,85	250	296	6,5	1,15
	300	446	25,5	3,15	300	345	9,5	1,95
	300	446	25,5	3,15	300	285	12,5	1,5
	350	520	35	5	350	350	16	2,45
	400	595	46	7,45	400	422	20	3,85
	400	595	46	7,45	400	370	22	3,5
	450	669	58	10,5	450	455	25,5	5,25
	500	743	72	14,5	500	500	31,5	6,95
	550	817	86,5	19,5	550	555	38	9,45
	600	892	102	25	600	610	44,5	12,15
	600	892	102	25	600	535	51	10,85
	650	966	120	31,5	650	600	57	14
688	1022	135	38	688	665	63,5	17,45	

Диаметр вентиляторов в дюймах	При свободном доступе и выходе воздуха				При работе против сопротивл. перед или за вентилят.			
	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Давл. в мм в. с. соотв. скорости воздуха при вы- ходе	Мощность л. с.	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Сопротивление в мм в. с.	Мощность л. с.
35"	150	351	9	0,85	150	265	3	0,45
	200	468	16	2	200	355	6,5	1,25
	250	585	24	3,95	250	440	9,5	2,25
	250	585	24	3,95	250	350	12,5	1,75
	300	702	35	6,75	300	495	16	3,75
	300	702	35	6,75	300	415	20	3
	350	829	48	10,75	350	540	22	5,15
	400	936	63	16	400	665	25,5	8
	450	1053	79	23	450	750	31,5	11,75
	450	1053	79	23	450	645	38	9,75
	500	1170	97	31	500	755	44,5	14,25
	550	1287	117	41,5	550	885	51	20,25
	550	1287	117	41,5	550	795	57	18
	590	1380	137	50,5	590	890	63,5	23,5
	40"	150	530	12	1,65	150	450	3
200		710	20,5	3,95	200	570	6,5	1,95
225		800	25,5	5,65	225	600	9,5	3,25
250		880	32	6,45	250	640	12,5	4
275		968	38,5	10,25	275	700	16	5,5
300		1056	46	13,25	300	765	20	7,15
325		1144	54	16,75	325	820	22	8,65
350		1232	62,5	20,95	350	880	25,5	11
375		1320	72	25,65	375	890	31,5	12,35
400		1408	82	30,45	400	900	38	14,25
425		1496	91,5	37,55	425	930	44,5	16,5
475		1672	114,5	52	475	1130	51	25
500		1760	127	60,75	500	1160	57	28
516		1820	135,5	66,50	516	1170	63,5	31
45"		150	755	15	2,95	150	675	3
	175	880	20	5	175	710	6,5	2,95
	200	1005	26	7,15	200	780	9,5	4,25
	225	1130	33	10,15	225	845	12,5	5,75
	225	1130	33	10,15	225	725	16	4,75
	250	1260	40	13,85	250	810	20	6,45
	275	1385	49	22,35	275	880	22	8,15
	300	1510	58	23,75	300	1025	25,5	11,5
	325	1635	68	30,25	325	1045	31,5	13,75
	350	1760	79	37,45	350	1080	38	16,25
	400	2010	102	56,45	400	1370	44,5	27,25
	425	2135	116	67,5	425	1445	51	32,5
	425	2135	116	67,5	425	1290	57	28,5
	458	2300	135	84	458	1490	63,5	39

Диаметр вентиляторов в дюймах	При свободном доступе и выходе воздуха				При работе против сопротивл. перед или за вентилят.			
	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Давл. в мм в. с. соотв. скорости воздуха при вы- ходе	Мощность л. с.	Число оборотов в минуту	Производитель- ность м ³ /мин.	Сопротивление в мм в. с.	Мощность л. с.
50"	125	865	13	2,95	125	730	3	1,85
	150	1038	18	5,15	150	810	6,5	3,15
	175	1211	25	8,15	175	900	9,5	4,65
	200	1384	32	12	200	1047	12,5	7
	225	1557	40	17	225	1147	16	9,25
	225	1557	40	17	225	996	20	7,85
	250	1730	50	23,25	250	1178	22	11,65
	275	1903	61	31	275	1340	25,5	16
	300	2076	72	40	300	1395	31,5	19,25
	325	2249	84	51	325	1460	38	23,5
	350	2422	97	64	350	1580	44,5	29,5
	375	2595	111	78	375	1688	51	36
	400	2768	127	94	400	1826	57	44
	415	2840	135	104	415	1835	63,5	47,75
55"	125	1160	16	4,95	125	1028	3	3,45
	150	1392	22	8,45	150	1159	6,5	5,35
	150	1392	22	8,45	150	957	9,5	4,15
	175	1624	30	13,25	175	1133	12,5	6,85
	200	1856	39	20	200	1326	16	10,25
	200	1856	39	20	200	1135	20	8,65
	225	2088	50	28	225	1425	22	14
	250	2320	61	38,5	250	1630	25,5	19,5
	275	2552	74	50,5	275	1747	31,5	25,5
	300	2784	88	66	300	1877	38	31,5
	325	3016	102	84	325	2055	44,5	41
	325	3018	102	84	325	1804	51	36
	350	3250	118	104,5	350	2019	57	46
	375	3480	135	126	375	2211	63,5	58

Примечание. В таблице показаны режимы, при которых вентилятор дает наилучший коэффициент полезного действия.

Характеристика вентиляторов сист. „Кейсс“

Таблица XVI6

Вен- тил. D мм	25 мм в. с.			50 мм в. с.			75 мм в. с.			100 мм в. с.			125 мм в. с.			150 мм в. с.		
	Подача в час в м ³	Число оборотов в мин.	Мощ- ность л. с.	Подача в час в м ³	Число оборотов в мин.	Мощ- ность л. с.	Подача в час в м ³	Число оборотов в мин.	Мощ- ность л. с.	Подача в час в м ³	Число оборо- тов в мин.	Мощ- ность л. с.	Подача в час в м ³	Число оборотов в мин.	Мощ- ность л. с.	Подача в час в м ³	Число оборотов в мин.	Мощ- ность л. с.
127	480	2090	0,07	680	2960	0,21	820	3620	0,38	950	4180	0,59	1070	4670	0,83	1170	5120	1,10
	600	2170	0,10	850	3070	0,28	1040	3760	0,51	1190	4340	0,79	1330	4850	1,10	1460	5320	1,5
	700	2270	0,12	990	3210	0,35	1210	3930	0,65	1390	4540	1,00	1560	5070	1,40	1,00	5560	1,8
127 191	340	1420	0,06	680	2000	0,22	850	2460	0,40	1020	2840	0,60	1190	3200	0,90	1190	3500	1,1
	680	1430	0,10	1020	2020	0,32	1190	2480	0,50	1360	2850	0,80	1530	3200	1,20	1530	3500	1,4
	1020	1500	0,20	1360	2100	0,5	1700	2600	0,90	1700	2920	1,10	2040	3300	1,70	2040	3600	1,9
191	1090	1390	0,17	1530	1970	0,47	1890	2410	0,87	2180	2780	1,3	2430	3110	1,9	2670	3410	2,5
	1330	1440	0,22	1870	2040	0,62	2300	2500	1,14	2650	2880	1,8	2960	3230	2,4	3250	3540	3,2
	1560	1510	0,28	2210	2140	0,79	2700	2620	1,44	3130	3020	2,2	3500	3380	3,1	3830	3700	4,1
254	1920	1000	0,28	2720	1410	0,79	3330	1730	1,4	3900	2000	2,2	4300	2249	3,1	4710	2450	4,1
	2330	1010	0,34	3300	1430	0,96	4030	1750	1,7	4700	2020	2,7	5200	2260	3,8	5710	2470	5,0
	2770	1400	0,43	3910	1470	1,22	4800	1800	2,3	5600	2080	3,5	6200	2320	4,9	6800	2550	6,4
318	3010	800	0,43	4250	1130	1,2	5200	1380	2,3	6000	1600	3,5	6730	1790	4,9	7360	1960	6,4
	3640	810	0,53	5130	1140	1,5	6300	1400	2,7	7280	1620	4,2	8130	1810	5,9	9080	1980	7,8
	4320	830	0,68	6100	1170	1,9	7500	1410	3,5	8640	1660	5,4	9660	1850	7,6	10600	2030	10,0
381	4350	637	0,55	6150	900	1,6	7530	1104	2,9	8700	1276	4,4	9720	1430	6,2	10700	1560	8,1
	5220	644	0,68	7400	910	1,9	9100	1115	3,5	10500	1287	5,4	11700	1440	7,6	12800	1575	10,0
	6240	657	0,90	8810	930	2,5	10800	1140	4,6	12500	1315	7,1	14000	1470	10,0	15300	1610	13,0
445	5920	545	0,75	8360	770	2,1	10300	944	3,9	11800	1090	6,0	13200	1220	8,4	14500	1333	11,0
	7110	550	0,9	10100	778	2,6	12300	953	4,8	14200	1100	7,4	15900	1230	10,3	17400	1345	13,5
	8470	562	1,2	12000	795	3,4	14700	974	6,3	16900	1123	9,6	18900	1256	13,5	20700	1375	17,7
508	7680	477	0,98	10900	671	2,8	13300	826	5,1	15400	954	7,8	17200	1068	10,9	18900	1168	14,3
	9230	482	1,2	13000	680	3,4	16000	833	6,2	18500	962	9,6	20700	1077	13,4	22600	1178	17,6
	11000	492	1,6	15600	695	4,4	19000	853	8,1	22000	983	12,5	24700	1100	17,6	27000	1205	23,0

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр
Предисловие	3
Введение	4
Глава I.	
Расчет процесса горения	
§ 1. Определение состава и теплотворной способности рабочего топлива	7
§ 2. Определение теоретического и действительного количества воздуха, необходимого для горения	11
§ 3. Определение количества продуктов горения	20
Глава II	
Теплоемкости и состав продуктов горения в различных газоходах котла	
§ 4. Теплоемкости отдельных газов	39
§ 5. Теплоемкость продуктов горения	41
§ 6. Состав продуктов горения в различных газоходах	44
Глава III	
Тепловой баланс парового котла	
§ 7. Уравнение теплового баланса и его анализ	51
§ 8. Внесенное количество тепла	54
§ 9. Полезно использованное тепло Q_1	56
§ 10. Потери с уходящими газами	59
§ 11. Прочие потери Q_3, Q_4, Q_5	60
§ 12. Сводная таблица теплового баланса	62
Глава IV	
Расчет теплопередачи	
§ 13. Характеристика теплопередачи в паровых котлах	67
§ 14. Лучеиспускание топочного пространства	70
§ 15. Теплопередача соприкосновением.	94
Глава V	
Определение элементов поверхности нагрева и температуры газов в различных газоходах котла	
§ 16. Методология расчета	114
§ 17. Расчет поверхности нагрева 1-го газохода	115
§ 18. Расчет поверхности нагрева 2-го газохода	119
§ 19. Расчет поверхности нагрева 3-го газохода	123
§ 20. Расчет поверхности нагрева 4-го газохода	127
§ 21. Сводная таблица расчета теплопередачи	129
Глава VI	
Выбор температуры уходящих газов и скорости газов в газоходах	
§ 22. Общие соображения	131
§ 23. Определение наиболее выгодного значения T_{yz} для случая воздушного экономайзера	134

УДМУНТ
(ДИТ)

	Стр.
§ 24. Определение наивыгоднейшего значения T_{y2} для случая водяного экономайзера	139
§ 25. Определение наивыгоднейшей скорости в газоходах котла .	144

Глава VII

Расчет топочного устройства

§ 26. Предмет расчета	150
§ 27. Расчет топки с ручной колосниковой решеткой .	152
§ 28. Расчет топки с механической цепной решеткой .	156
§ 29. Расчет пылеугольной топки.	161

Глава VIII

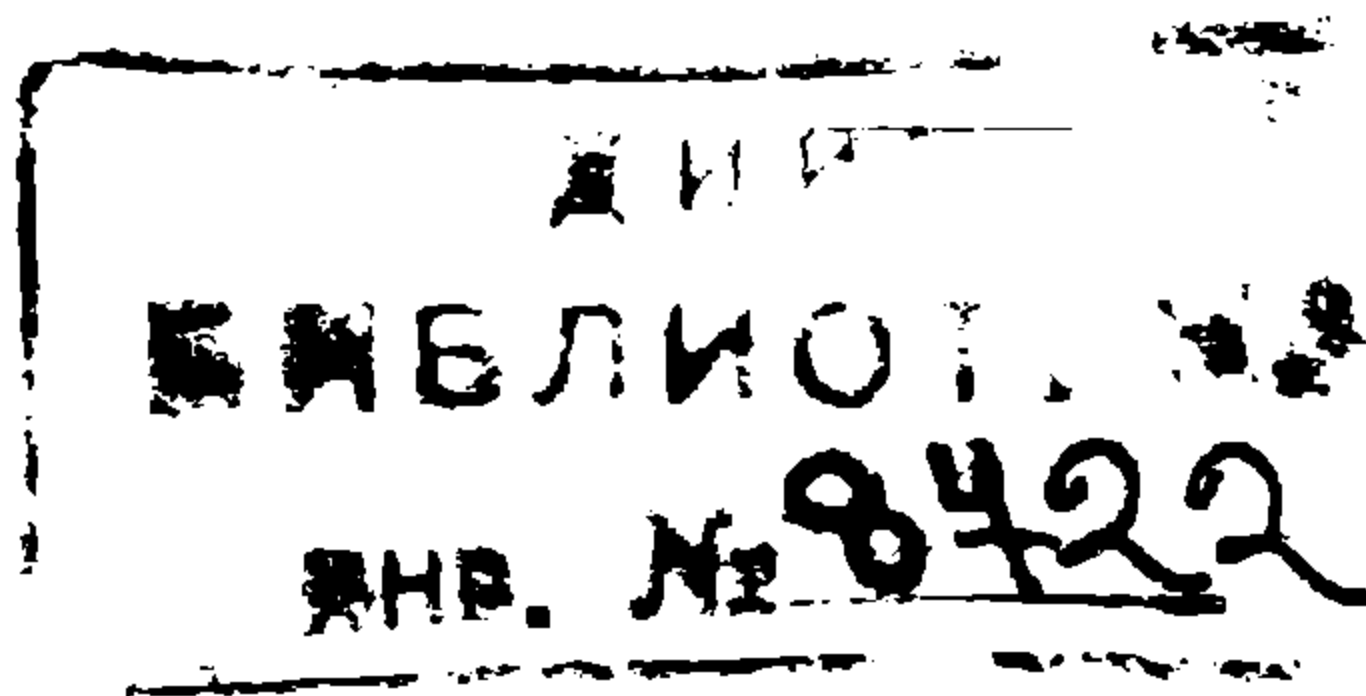
Расчет циркуляции

§ 30. Значение циркуляции и предмет расчета	168
§ 31. Теория циркуляций	169
§ 32. Основные требования, предъявляемые к конструкции котла теорией циркуляции	181
§ 33. Ход расчета циркуляции, предельная форсировка и длина труб .	184

Глава IX

Расчет тягового устройства и вентиляторного дутья

§ 34. Расчет тягового устройства .	196
§ 35. Расчет вентиляторного дутья	221
Приложение	230
Литература	270



ДНБ
 УДУНТ
 (ДНТ)

Цена 3 руб. 80 к.

Переплет 60 л.оп.

УЕТ-15-5-2

33



1
2
3
4
5
6
7
8
9
10

Сканувала Сідорчик О.В.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)