

трубы для золошлакопроводов выбираются с толщиной стенки до 12 мм, диаметром 250—400 мм и укладываются над землей на опорах. Скорость движения шлакозоловой смеси с водой принимается в пределах 1,6—2,0 м/с, причем до начала и после окончания откачки пульпы золошлакопровод должен быть промыт чистой водой и дренирован.

Для удлинения срока службы золошлакопровод через каждые 1—2 года поворачивают вокруг оси на угол 45—60° и заваривают изношенные участки. Места для отвала шлака и золы выбираются в оврагах, на склонах холмов и на подобных территориях, позволяющих обеспечить работу котельной в течение 25 лет, а при использовании шлака и золы в качестве сырья и раздельном их складировании — на 3 года.

Таблица 7-5

Ориентировочные технико-экономические показатели систем шлакозолоудаления

Система шлакозолоудаления	Максимально допустимый размер куска, мм	Удельные расходы на 1 т шлака и золы			Затраты, %	
		воды, м ³ /т	пара, кг/т	электроэнергии, кВт·ч/т	капитальные	эксплуатационные
А. Ручное (вагонетками)	Не ограничен	0,1—0,2	—	0,1—0,2	10	635
Механизированное сухое скрепером	< 200	—	—	4—7	100	100
" " скребками	< 100	—	—	0,7—1,2	68	75
Механизированное мокрое скрепером	< 200	0,1—0,5	—	5—8	110	105
" " скребками	≤ 100	0,1—0,5	—	1,0—1,5	75	80
Б. Пневматическое всасывающее	20—30	0,1—0,2	100—170	8—15	40	100
Гидравлическое с багерными и песковыми насосами	60—100	10—30	—	7—12	110	100
Гидравлическое с аппаратами Москалькова	60—150	15—45	—	20—25	100	150

Примечание. В числе А на 100 % приняты капитальные затраты для всасывающей установки; в Б—с гидролеваторами Москалькова.

Вода после золоотвала до попадания в водоемы должна быть осветлена и нейтрализована до норм, установленных Госсанинспекцией СССР. Для предварительной оценки при выборе системы шлакозолоудаления можно воспользоваться табл. 7-5 с ориентировочными технико-экономическими показателями.

Глава восьмая

ТЯГА И ДУТЬЕ В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

8-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Во введении и на рис. В-1 и В-2 было показано, что продукты сгорания топлива удаляются из котельного агрегата за счет тяги (разрежения), создаваемого с помощью либо дымовой трубы, либо трубы и дымососа. Эти устройства преодолевают сопротивление котельной установки движению потока газов, иногда содержащего твердые частицы.

Сопротивления или потери давления газов и воздуха вызываются трением об ограждения, сопротивлением в местных устройствах, пучках труб или при изменениях сечения.

Работа внешних сил, приложенных к элементарной частице в потоке, затрачивается на преодоление сил сопротивления и на увеличение

живой силы. Величина этой работы может быть определена по уравнению Бернулли:

$$dv (ap dy - dp) = dv (\rho w dw - dR). \quad (8-1)$$

Если далее, сократив уравнение на dv и используя обозначения рис. 8-1,а, проинтегрировать уравнение вдоль траектории движения частицы между сечениями I и II, то получим при постоянной величине плотности жидкости ρ , кг/м³, выражение

$$ap (y_1 - y_2) + (p_1 - p_2) = \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \Sigma R, \quad (8-2)$$

где ΣR — гидравлическое сопротивление между сечениями I и II.

Для того чтобы применить уравнение (8-2) ко всему потоку, необходимо вместо скорости в точке ввести среднюю для сечения скорость и учесть изменяющуюся плотность жидкости принятием ее среднеарифметического значения между начальным и конечным значениями ρ . Тогда, сгруппировав сопротивления в левой стороне уравнения и объединив их с потерей на изменение скоростных напоров $\rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$, будем иметь уравнение вида

$$\Sigma R + \rho \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = (p_1 - p_2) - ap (y_2 - y_1) = h_r. \quad (8-3)$$

При известной разности s барометрического давления и наружного воздуха на высоте h_b и давления p в газоходе запишем ее в виде

$$p - h_b = s \text{ или } p = h_b - s. \quad (8-4)$$

Если $p < h_b$, то в газоходе имеет место разрежение, при $p > h_b$ — давление по сравнению с внешней атмосферой. Подставляя значение p в уравнение (8-3), получаем после преобразований:

$$h_r = (s_2 - s_1) + (p_{взд} - p_r) (y_2 - y_1). \quad (8-5)$$

Если считать, что изменение от уровня Земли барометрического давления h_b на высоте дымовых труб незначительно, то

$$h_r = (s_2 - s_1) + (p_{взд} - p_r) (y_2 - y_1)$$

или

$$h_r + p_r \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = (s_2 - s_1) + (y_2 - y_1) (p_{взд} - p_r). \quad (8-6)$$

В правой части уравнения (8-6) первое слагаемое $(s_2 - s_1)$ соответствует разности показаний приборов (называемых тягомерами) для начала и конца газохода; второе слагаемое показывает величину самотяги.

Самотягой называют величину давления, которое возникает за счет разницы в плотности столба внешнего воздуха по сравнению с плотностью столба газа равной высоты. Самотяга имеет место при наличии разности высот между отметками y_1 и y_2 (рис. 8-1,б).

Нетрудно видеть, что в газоходе с движением потока газов вверх самотяга положительна, вниз — отрицательна.

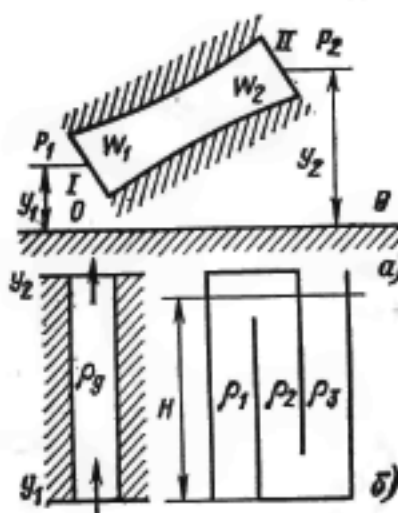


Рис. 8-1. Схемы к определению сопротивления газохода (а) и к расчету самотяги (б).

Величина суммарной самотяги котельной установки зависит от числа подъемных и опускных газоходов — при подъемных газоходах первом и последнем она положительна и наоборот; если последний газоход подъемный, то самотяга больше, чем в тех случаях, когда он опускной. За счет самотяги, образующейся при установке дымовых труб, и создается разрежение, которое называют естественной тягой.

8-2. МЕТОДИКА АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ТРАКТА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

Метод аэродинамического расчета котельных установок [Л. 30] разработан ЦКТИ и используется для подсчета газовых и воздушных сопротивлений и для выбора дымовых труб и тягодутьевых устройств.

Согласно [Л. 30] при аэродинамических расчетах определяются перепады давлений на участках газоздушных трактов подсчетом их сопротивлений и возникающей на данном участке или в установке самотяги.

Все сопротивления принято делить на:

сопротивления трения при течении в прямом канале постоянного сечения, куда входит и продольное омывание пучка труб;

местные сопротивления, связанные с изменением формы или направления канала;

сопротивления поперечно оmyваемых труб.

При подсчете потерь на трение, Па (кгс/м^2), формулу (4-12) преобразуют к виду

$$\Delta h_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2} \rho = \lambda \frac{l}{d} h_{\text{д}} \quad (8-7)$$

В формуле:

λ — коэффициент сопротивления трением, зависящий от характера движения потока — ламинарного, переходного или турбулентного.

Характер потока принято определять по числу Рейнольдса $Re = wd/\nu$, где ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости. При турбулентном потоке, т. е. при $Re > 2320$, величина λ зависит и от шероховатости стен, оmyваемых потоком.

Остальные величины, входящие в формулу (8-7), определяют по следующим выражениям:

w — среднюю скорость потока, м/с, по (2-146);

ρ — плотность газа делением массы на объем по (2-52), (2-53) и (2-45), (2-50), кг/м^3 ;

d — эквивалентный диаметр, равный для круглого сечения его диаметру и для некруглого определяемый по (2-161) или (2-162), м;

l — длина участка, м.

Величину скоростного напора или динамического давления $h_{\text{д}} = \frac{w^2}{2} \rho$,

Па (кгс/м^2), определяют по средней для данного участка скорости потока и температуре и по плотности сухого воздуха при давлении в 0,1 МПа (760 мм рт. ст.), а в конце расчета вводят поправку на действительную плотность дымовых газов. Скорости потока и температуры (средние) принимают из теплового расчета.

Далее с помощью рис. 8-2, построенного для определения скоростного напора или динамического давления, находят $h_{\text{д}}$ для газа или воздуха. Если скорости в рассчитываемом участке отличаются от имеющих на графике величин, то используют формулу, приведенную на рис. 8-2.

Динамическое давление воздуха при 760 мм рт.ст.

h_g (кгс/м²) Па

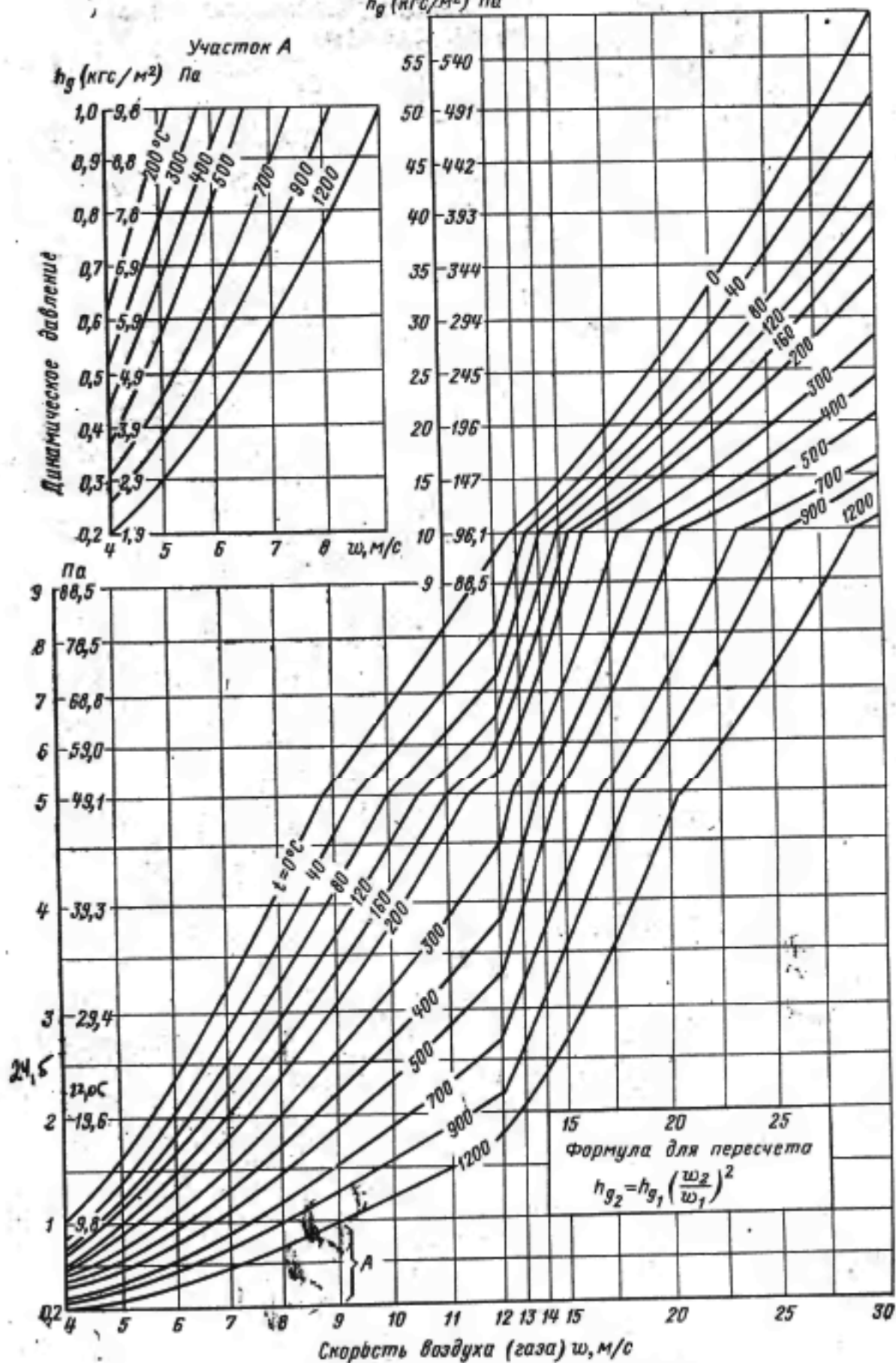


Рис. 8-2. График для определения величины динамического давления.

Потеря давления в трубах (щелях) воздухоподогревателей
 $\text{кгс/м}^2 \text{ Па } \Delta h_{\text{тр}}$ $\Delta h = \eta_{\text{тр}}^2 C_{\text{ш}} \tau, \text{ кгс/м}^2$

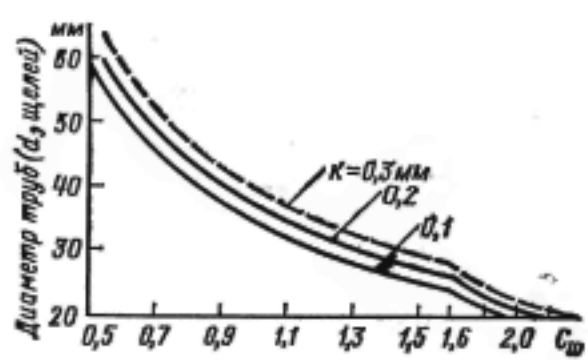
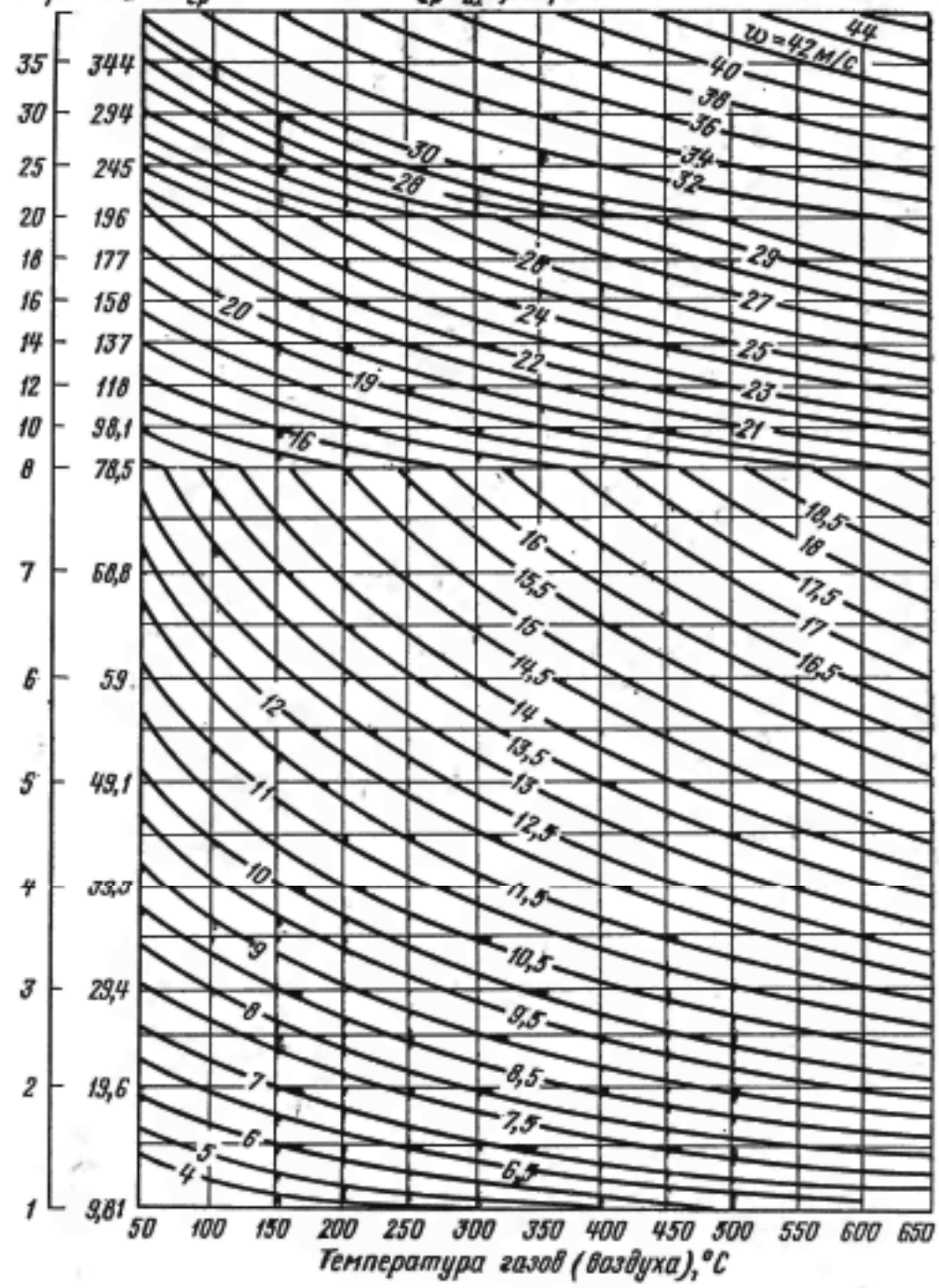


Рис. 8-3. График для определения потери давления в трубах и щелях между пластинами воздухоподогревателей.

Значения коэффициента трения λ

Тип канала	Величина λ
Стальные футерованные кирпичные, бетонные газоздухопроводы при $d_g > 0,9$ м	0,03
То же при $d_g < 0,9$ м	0,04
Дымовые трубы стальные, кирпичные, железобетонные	0,03
Стальные нефутерованные газоздухопроводы	0,02
Продольно оmyаемые гладкотрубные пучки	0,03
Ширмовые поверхности нагрева	0,04

Для учебных расчетов величину λ можно принять постоянной из табл. 8-1.

Газоздухопроводы рекомендуется выполнять круглого сечения, собирать на заводе-изготовителе в крупные блоки, устанавливать в них заслонки и крепления для тепловой изоляции. При выборе размеров газопроводов и бороздов перед и после золоуловителей скорости в них для предупреждения выпадения золы и золового износа принимают около 10 м/с (см. гл. 4).

При расчете стальных трубчатых и регенеративных воздухоподогревателей для определения их газового сопротивления из теплового расчета принимаются средние величины скорости дымовых газов и температуры потока, см. формулы (2-145) и (2-146). Затем по графику рис. 8-2 определяют величину динамического давления.

При расчете трубчатого воздухоподогревателя по графику рис. 8-3 при известных скорости и температуре газов или воздуха находят потерю давления на длине в 1 м $h'_{гр}$. Далее с помощью табл. 8-2 выбирают значение абсолютной шероховатости $k \cdot 10^{-3}$ м и подсчитывают значение d_g/k .

Таблица 8-2

Величины абсолютной шероховатости k для различных поверхностей

Тип поверхности	Среднее значение шероховатости $k \cdot 10^{-3}$, м
Сварные трубы воздухоподогревателей, цельнотянутые трубы котельных поверхностей, стенки воздухоподогревателей из пластин с учетом загрязнения	0,2
Газоздухопроводы из сварных стальных листов с учетом стыков	0,4
Трубы стальных магистральных и подводящих газопроводов	0,12
Сильно заржавленные стальные трубы	0,7
Чугунные трубы и плиты	0,8
Бетонированные каналы	0,8—9,0
Кирпичная кладка на цементном растворе	0,8—6,0

По графику того же рис. 8-3 для учета шероховатости труб находят $c_{ш}$. При длине труб l , м, потеря давления, Па (кгс/м^2), составит:

$$\Delta h = h'_{гр} c_{ш} l. \quad (8-8)$$

В регенеративных воздухоподогревателях при определении скорости газов или воздуха величину d_g принимают из табл. 2-19. При известных значениях температур и скорости дымовых газов или воздуха по рис. 8-3 находят потерю давления $h'_{гр}$ на 1 м длины (высоты) канала ротора

или его части. Полученную величину умножают на коэффициент $(1 + 11,1k)$ и длину (высоту) канала l . Величину k — безразмерную характеристику шероховатости канала — принимают из табл. 8-2.

Потеря на трение в канале с длиной l , м, в регенеративном воздухоподогревателе, включая потери на входе и выходе, Па (кгс/м^2), составляет:

$$\Delta h_{\text{тр}} = h'_{\text{тр}} l (1 + 11,1k). \quad (8-9)$$

Потерю давления в местных сопротивлениях и в поперечно оmyаемых пучках труб, Па (кгс/м^2), находят по формуле типа (4-11):

$$\Delta h = \zeta \frac{w^2}{2} \rho k, \quad (8-9a)$$

в которой вместо ξ коэффициент гидравлического сопротивления обозначен через ζ .

Величина динамического давления, так же как и ранее, определяется по скорости газов и температуре потока с помощью рис. 8-2. Коэффициент сопротивления ζ из-за изменения сечения определяют по рис. 8-4, на котором в зависимости от отношения меньшего сечения к большему приведены значения ζ для случая выхода и входа, отнесенные к скорости в меньшем сечении.

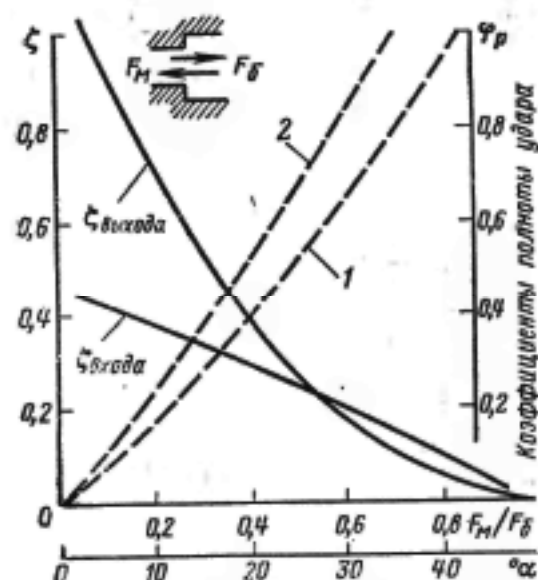


Рис. 8-4. Коэффициент сопротивления при изменении сечения и полноты удара для диффузоров.

При необходимости определения скорости в другом сечении коэффициент сопротивления пересчитывают по формуле

$$\zeta_2 = \zeta_1 \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2 = \zeta_1 \left(\frac{w_1}{w_2} \right)^2. \quad (8-10)$$

Этими же положениями следует пользоваться при определении потерь давления на входе и выходе из труб, газопроводов и газохода.

Коэффициент сопротивления диффузора зависит от угла раскрытия α , и его величину по наибольшей скорости находят из равенства

$$\zeta_{\text{диф}} = \zeta_{\text{вых}} \varphi_{\text{р}}. \quad (8-11)$$

В формуле $\zeta_{\text{вых}}$ принимают по графику рис. 8-4; $\varphi_{\text{р}}$ — коэффициент расширения или полноты удара в зависимости от α и формы диффузора — плоского, конического по кривой 1 и пирамидального — по кривой 2 рис. 8-4.

Коэффициент сопротивления поворотов (проводов и колен) без изменения сечения подсчитывается по формуле

$$\zeta = \zeta_0 k_{\Delta} Bc. \quad (8-12)$$

В формуле:

ζ_0 — исходный коэффициент сопротивления поворота, зависящий от формы и относительной кривизны, определяемый по рис. 8-5;

k_{Δ} — коэффициент, учитывающий шероховатость стенок. При обычной шероховатости (см. табл. 8-2) значение k_{Δ} для отводов равно 1,3; для колен — 1,2, для колен без закругления кромок — 1,4;

B — коэффициент, зависящий от угла поворота; при угле поворота $\alpha=30, 60, 90, 120, 150^\circ$ соответственно $B=0,5; 0,8; 1,5; 2,0; 3,0$.

c — коэффициент, определяемый отношением высоты к ширине сечения, меняющейся от 0,4 до 1,6; для квадратного или круглого сечения (при острых краях поворота) равен 1. Для раздающих и собирающих тройников (симметричных и несимметричных) следует пользоваться указаниями [Л. 30].

Сопротивления диффузоров и поворотов следует учитывать при расчете систем пылеприготовления и воздушных трактов крупных котлоагрегатов.

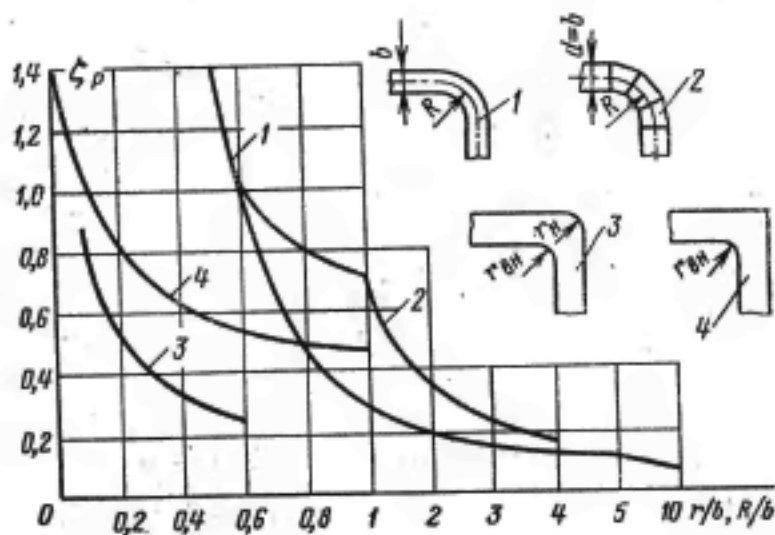


Рис. 8-5. Величина ζ_0 для поворотов газовоздухопроводов.

1 — плавное колено; 2 — колено из секторов; 3 — колено с внутренним и наружным скруглением; 4 — колено с внутренним скруглением.

Сопротивление поперечно омываемых газами пучков труб при наличии и отсутствии теплообмена определяется по формуле (4-11).

Величина коэффициента сопротивления зависит от числа и расположения труб в пучке, числа Re и учитывает условия входа и выхода газов из пучка. Коэффициент сопротивления коридорного пучка труб определяется из выражения

$$\zeta = \zeta_0 z_2. \quad (8-13)$$

В выражении:

z_2 — количество рядов труб по глубине пучка;

ζ_0 — коэффициент сопротивления одного ряда труб, зависит от относительных шагов $\sigma_1 = s_1/d$; $\sigma_2 = s_2/d$, величины $\varphi = s_1 - d_H / s_2 - d_H$ и числа Re .

При $\sigma_1 > \sigma_2$ расчетная формула для ζ_0 имеет вид:

$$\zeta_0 = \zeta_{гр} c_{Re} c_s. \quad (8-14)$$

Величину ζ_0 при $\sigma_1 \leq \sigma_2$ находят из выражения

$$\zeta_0 = \zeta_{гр} c_{Re}. \quad (8-15)$$

Значения входящих в эти формулы величин $\zeta_{гр}$, c_{Re} и c_s определяют по графикам рис. 8-6; при величинах скорости потока, отличных от имеющих на графике, ζ_0 определяют пересчетом по формуле

$$\zeta_0^x = \zeta_0 \left(\frac{w_2}{w_1} \right)^{-0.2}. \quad (8-16)$$

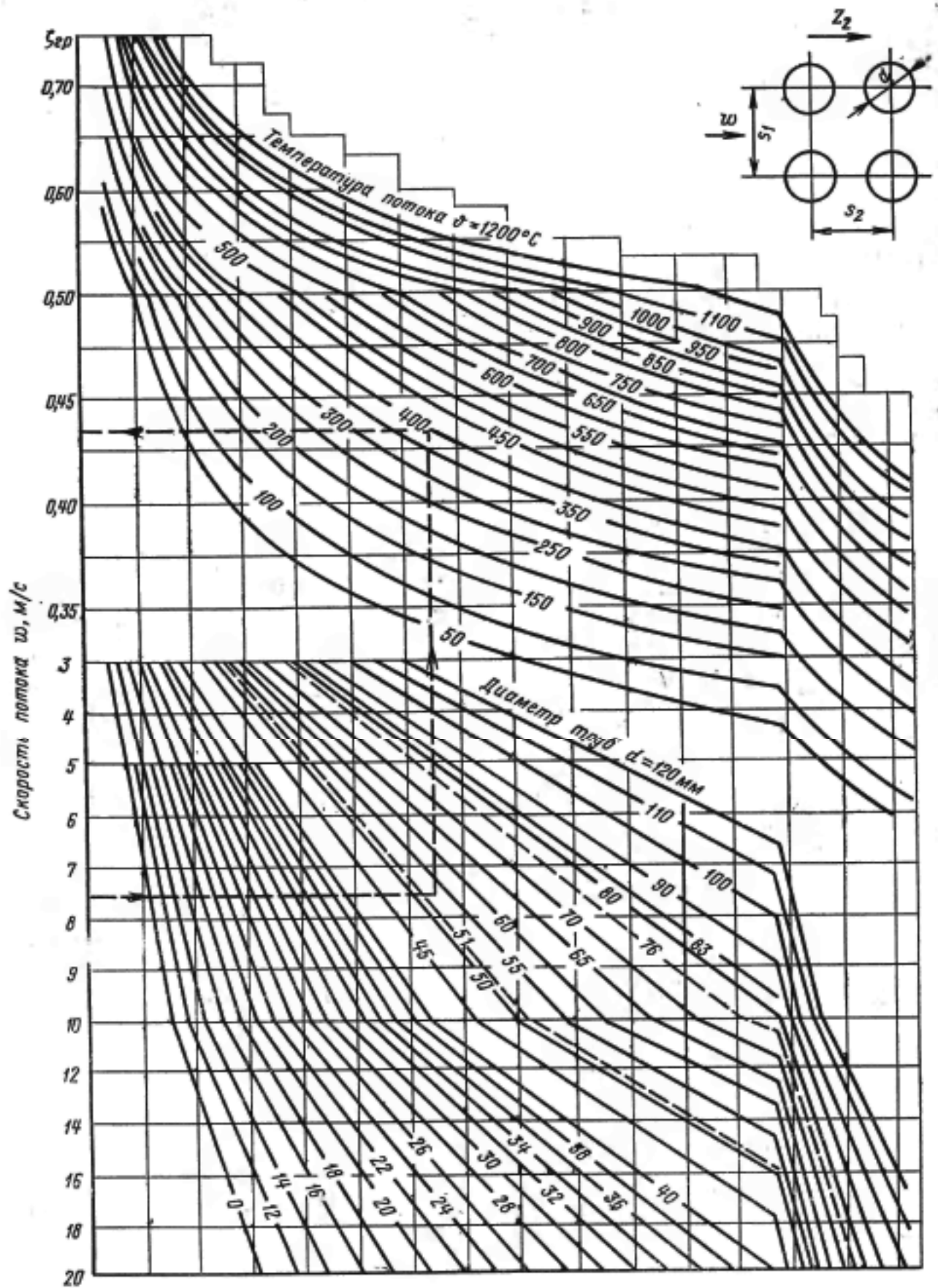
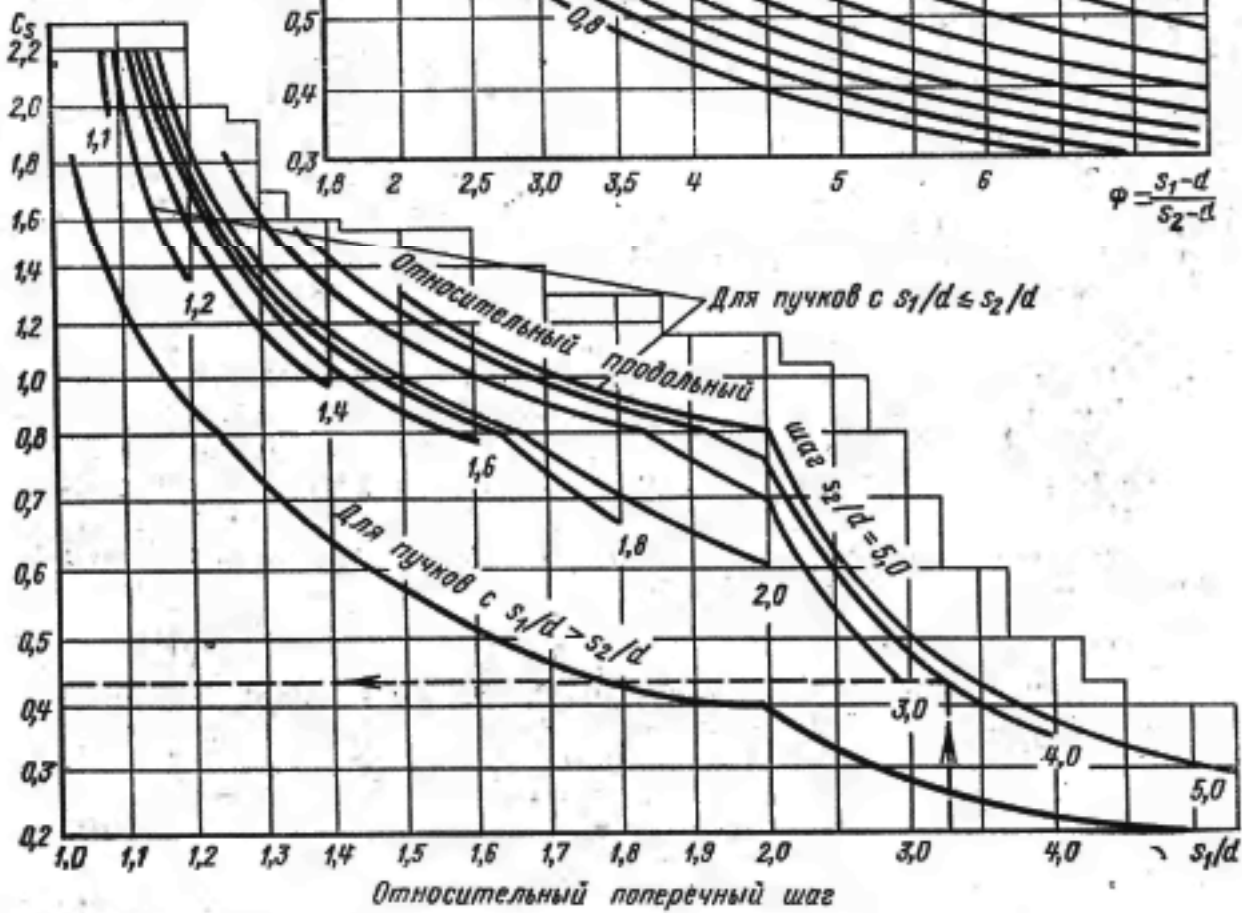
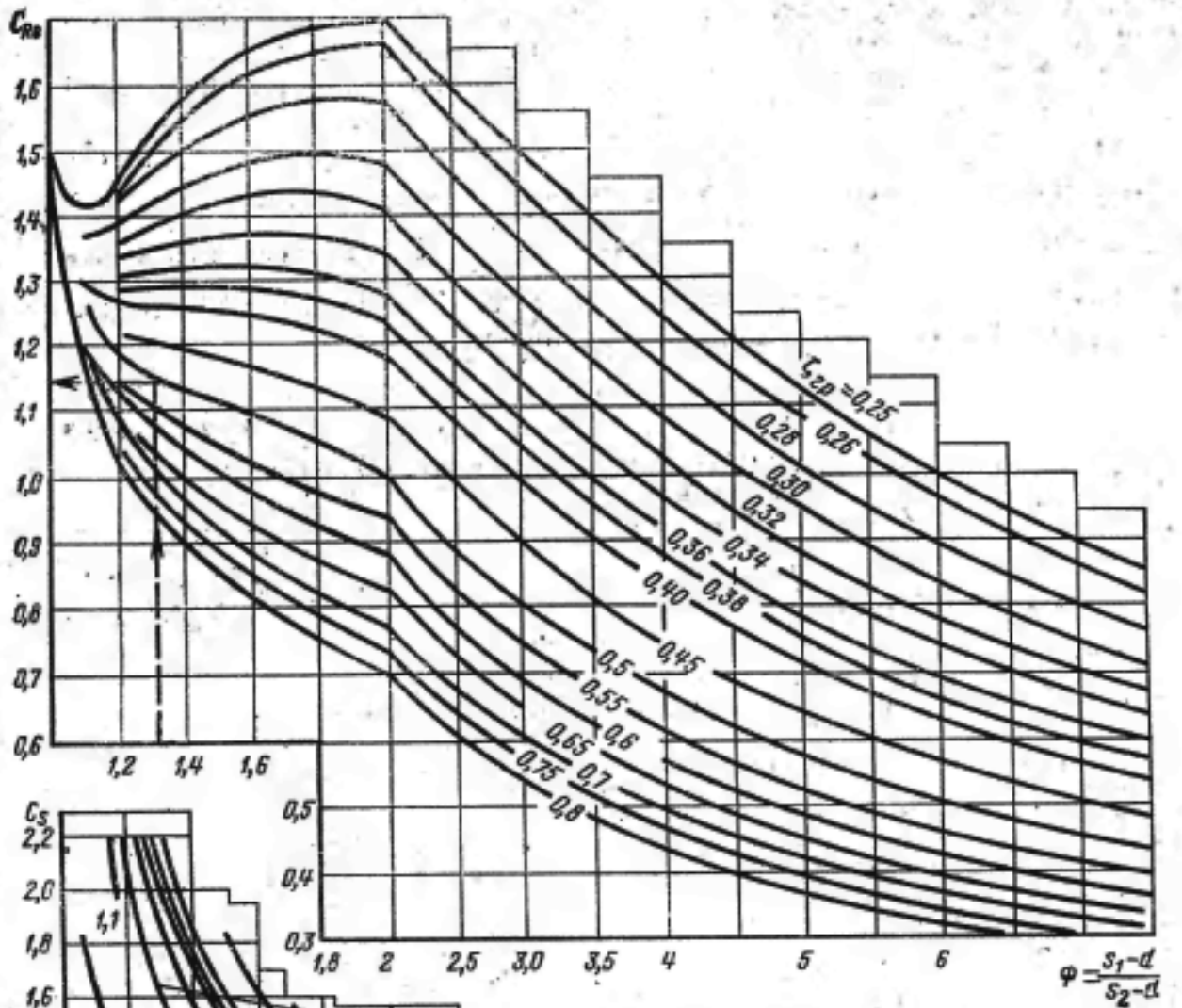


Рис. 8-6. Графики для определения коэффициентов сопротивления



поперечно омываемого коридорного пучка труб.

Подсчитав величину ζ_0 и найдя по рис. 8-2 значение скоростного напора, находят сопротивление пучка труб по формуле типа (4-11). Величину поправочного коэффициента k принимают из табл. 8-3.

Коэффициент сопротивления пучка шахматно расположенных труб определяют из выражения

$$\zeta = \zeta_0(z_2 - 1). \quad (8-17)$$

Значение ζ_0 зависит от формы шахматного пучка, от величин σ_1 , φ и диагонального шага труб $s'_2 = \sqrt{\frac{1}{4}s_1^2 + s_2^2}$. Эта зависимость в данном методе учтена коэффициентом формы c_s . Значение коэффициента ζ_0 связано с числом $Re^{-0,27}$ следующим образом:

$$\zeta_0 = c_s Re^{-0,27}. \quad (8-18)$$

Таблица 8-3

Поправочные коэффициенты к расчетным сопротивлениям поверхностей нагрева

Поверхности нагрева	Коэффициент k
Пучки кипящих труб:	
многобарабанных вертикально-водотрубных котлов	0,9
котлов малой мощности с поворотом газов в горизонтальной плоскости	1,0
то же с камерой догорания перед первым пучком	1,15
секционных котлов	0,9
Змеевиковые пучки, ширмовые поверхности, плавниковые экономайзеры и вращающиеся регенеративные воздухоподогреватели с эффективной очисткой—газовая сторона	1,2
То же с воздушной стороны	1,2
Нетиповые ребристые водяные экономайзеры при эффективной регулярной обдувке	1,4
То же без обдувки	1,8
Трубчатые воздухоподогреватели:	
газовая сторона	1,1
воздушная сторона	1,05

Для определения сопротивления пучка труб с шахматным расположением построены графики (рис. 8-7), позволяющие в зависимости от скорости и температуры потока находить сопротивление одного ряда труб $h'_{гр}$, Па ($\text{кгс}/\text{м}^2$), и поправочные коэффициенты на диаметр труб c_d и форму пучка c_s .

Сопротивление пучка с числом труб по глубине z_2 с поправочным коэффициентом k из табл. 8-3 определяют по выражению

$$\Delta h = h'_{гр} c_d c_s (z_2 + 1) k. \quad (8-19)$$

В тех случаях, когда значения скоростей потока выходят за пределы значений величин, имеющих на рис. 8-7, для пересчета сопротивления пучка, Па ($\text{кгс}/\text{м}^2$), следует воспользоваться формулой

$$\Delta h = \Delta h_{гр} \left(\frac{w}{w_{гр}} \right)^{1,73}. \quad (8-20)$$

При омывании коридорных и шахматных пучков из труб, расположенных под углом атаки газов $\leq 75^\circ$, сечение для прохода газов определяется по осям труб, а сопротивление, подсчитанное для чисто поперечного омывания, увеличивают на 10%. Если в газоходе расположены поперечно оmyаемые пучки труб, имеющие одинаковые шаги, но раз-

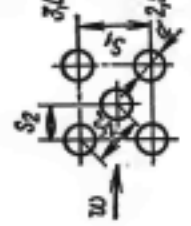
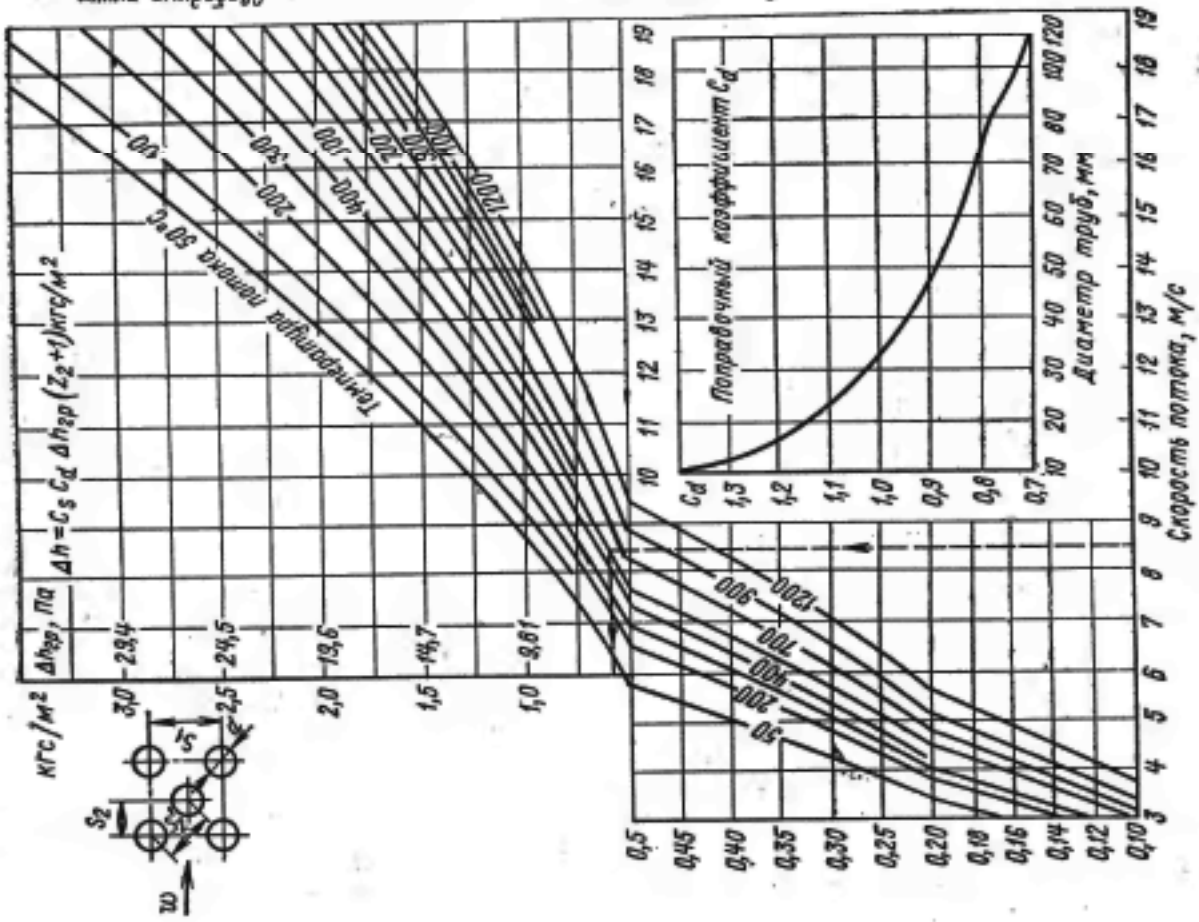
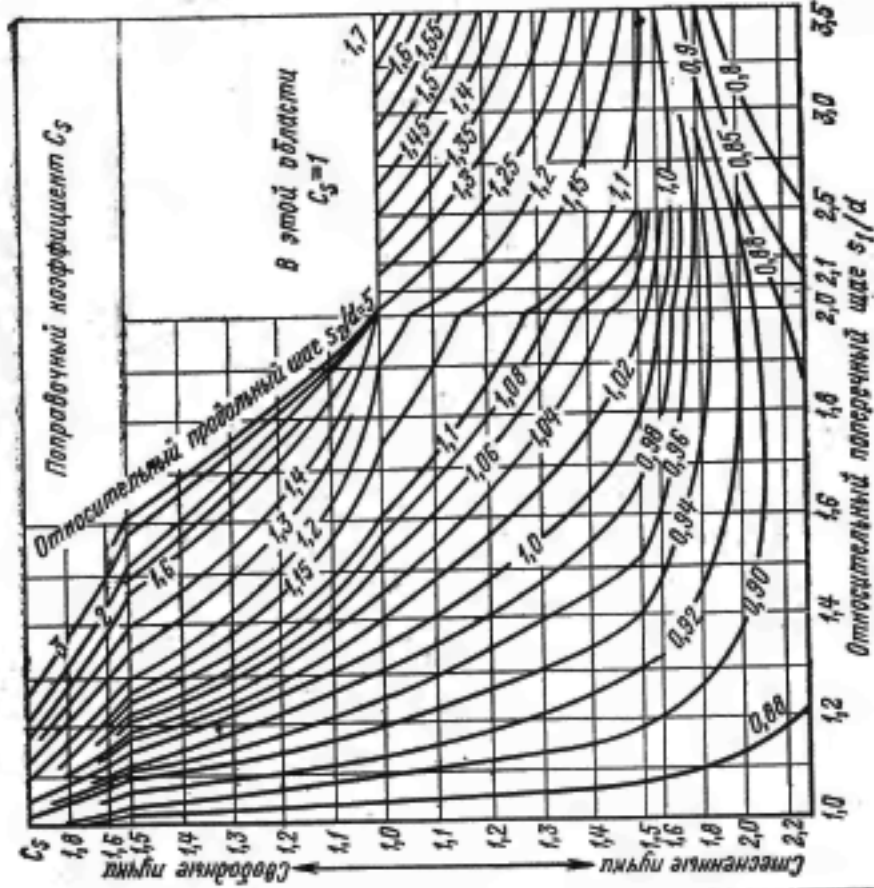


Рис. 8-7. Графики для расчета сопротивления шахматных пучков труб при поперечном омывании.

ные сечения для прохода газов, то рекомендуется усреднять их живые сечения и находить среднюю скорость по формуле (2-146) для трех сечений: в начале, середине и конце поворота (или по среднему сечению).

Если же скорости на участках уже подсчитаны, то усреднение их можно провести по формуле

$$w = \frac{z'_1 w' + z''_1 w'' + \dots}{z'_1 + z''_1 + \dots} \quad (8-21)$$

При продольном омывании живые сечения усредняются по длинам труб на отдельных участках l по формуле (8-21).

Если поверхности нагрева отдельных участков на один ряд или 1 м длины труб или доля разреженных труб в фестоне различаются не больше чем на 25%, в формулу (8-21) можно подставлять вместо числа рядов z или длины труб l величину поверхности нагрева.

Расчет сопротивления ведется по формулам, применяемым для основного пакета труб. При повороте потока газов в пучке поперечно омываемых труб с любым расположением расчет сопротивления такого пучка ведется условно следующим способом: подсчитывается по одному из указанных методов сопротивление пучка без поворота, которое суммируют с сопротивлением поворота, приняв коэффициент местного сопротивления в зависимости от угла поворота:

при угле поворота	45°	90°	135°	180°
коэффициент ζ	0,5	1,0	1,5	2,0

Усреднение живого сечения при расчете местных сопротивлений для двух скоростей выполняется по формуле

$$F = 2 \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2} \quad (8-22)$$

и для трех скоростей

$$F = \frac{3}{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} + \frac{1}{F_3}} \quad (8-23)$$

Если разница в площадях сечений не превышает 25%, то вместо расчета по формулам (8-22) и (8-23) можно принимать среднеарифметические величины. Расчетные формулы для определения живых сечений даны ранее при поперечном омывании — формула (2-142), продольном — формулы (2-143) и (2-144).

Коэффициент сопротивления для чугунных ребристых водяных экономайзеров ВТИ и ЦККБ с прямоугольными и круглыми ребрами находят из формулы

$$\zeta = 0,5z \quad (8-24)$$

Сопротивление чугунного водяного экономайзера, Па (кгс/м²), будет:

$$\Delta h = \zeta h_d \quad (8-25)$$

в котором учитываются потери на входе и выходе потока из пучка труб.

Газовое сопротивление чугунного водяного экономайзера ВТИ, Па (кгс/м²), можно определить и по формуле

$$\Delta h = 0,06w^2z \quad (8-26)$$

где w — средняя скорость газов, м/с.

Коэффициент сопротивления поперечно омываемых чугунных ребристых и ребристо-зубчатых труб воздухоподогревателя можно определить из формулы

$$\zeta = 0,5(z+1) \quad (8-27)$$

Здесь в величину ζ , так же как и для других пучков труб, включены коэффициенты сопротивления на входе и выходе:

Сопротивление пучка чугунных труб воздухоподогревателя подсчитывается по формуле (4-11). При определении живого сечения для прохода газов целесообразно пользоваться данными завода-изготовителя и справочниками [Л. 13].

К числу местных сопротивлений относятся шиберы и заслонки, устанавливаемые в газоходах и воздухопроводах для регулирования тяги или расхода воздуха. При естественной тяге их сопротивление можно принимать в пределах от 5 до 10 Па (0,5—2 кгс/м²) на каждый шибер или заслонку, при искусственной тяге эти сопротивления не учитывают.

Так же поступают и при расчете сопротивления на трение газопроводов: если скорость газа в них меньше 12 м/с, то сопротивление равно ~1 Па (0,1 кгс/м²) на 1 м длины; при искусственной тяге и указанных скоростях эти сопротивления не учитывают.

Коэффициенты сопротивления циклонов, блоков циклонов и батарейных циклонов даны в табл. 8-4. Их сопротивление подсчитывают по

Таблица 8-4

Коэффициент гидравлического сопротивления ζ для циклонов с учетом запыленности потока по данным НИИОГАЗ и ЦКТИ

Тип аппарата	Величина ζ	Тип аппарата	Величина ζ
ЦН-11	245	Батарейный циклон:	
ЦН-15	155	с розеткой при $\alpha=25^\circ$	90
ЦН-24	.75	с безударным входом	65
Д-49	33	$\alpha=25^\circ$	
ЦКТИ	100	с винтом при $\alpha=25^\circ$	85
ЦМС-27	45	типа „Энергоуголь“	110
Блок циклонов	105	Центробежный скруббер	0,6; 0,8; 1,0; 1,2
		ЦС-ВТИ с диаметром	3,4; 3,0; 2,9; 2,8
		Д., м	

формуле (4-11), где скорость условно отнесена к сечению цилиндрической части корпуса циклона.

Для блока циклонов и батарейного циклона за живое сечение принимается сумма сечений всех циклонов. При использовании мокрых золоуловителей учитывается охлаждение в них дымовых газов [Л. 30]. Потери на трение в дымовой трубе (кирпичной или железобетонной), Па (кгс/м²), определяются из выражения

$$\Delta h_{\text{тр}} = \frac{0,004}{i} h_{\text{д}}, \quad (8-28)$$

где i — средний уклон внутренних стенок трубы, принимаемый для кирпичных и железобетонных труб $i=0,02$.

В стальных трубах, которые выполняются цилиндрическими, потери определяют по формуле (4-12).

Скорость газов на выходе из дымовых труб определяется условием недопустимости задержки ветром газов в трубе («задувания») при естественной тяге и целесообразным выбросом газов на необходимую высоту. При искусственной тяге скорость истечения газов определяется материалом труб и их высотой с учетом необходимости выброса в верхние слои атмосферы. Ориентировочные значения скорости даны в табл. 8-5.

Ориентировочные значения выходных скоростей газов из дымовых труб (по данным Л. А. Рихтера), м/с

Материал для дымовой трубы	Естественная тяга		Искусственная тяга		
	Высота дымовой трубы, м				
	<20	20—45	<20	20—45	>45
Кирпич	5—8	8—10	—	15—20	20—25
Железобетон	5—8	8—10	—	15—20	20—25
Стальной лист	6—10	10—12	12	15	—

При подсчете выходной скорости из дымовых труб при естественной тяге следует учесть охлаждение газов при движении в трубе [Л. 30]. При искусственной тяге охлаждение газов в дымовой трубе не учитывается. Потеря напора с выходной скоростью, Па (кгс/м²), определяется как величина h_d по графику рис. 8-2 с коэффициентом $\zeta=1,1$, т. е.

$$\Delta h_{\text{вых}}=1,1h_d \quad (8-29)$$

Сопротивление на входе газов из борова или газохода в трубу учитывается по формуле (4-11) с коэффициентом сопротивления на входе $\zeta=1,4$. Высота дымовой трубы для установок, работающих на мазуте и твердом топливе при золоуловителях, зависит от:

- приведенного содержания серы и золы в топливе;
- расхода топлива;
- наличия зданий высотой более 15 м в радиусе 200 м от котельной;
- обеспеченности рассеивания в атмосфере летучей золы и газов, содержащих соединения серы и азота [Л. 22].

Высота дымовой трубы должна быть выше конька кровель зданий (расположенных в радиусе 25 м от здания котельной) не менее чем на

Стальные дымовые трубы			Кирпичные и железобетонные трубы																											
Высота, м	Внутренний диаметр, м					Радиус, R, м/или число оттяжек	Высота трубы, м	Диаметр выходного отверстия, м															Материал	Исполнение						
	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0			0,75	0,9	1,05	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	3	3,6	4,2	4,8	6	7,2	8,4			9,6					
21,4	■					1/3	20	■	■	■													* Кирпичные или монолитные железобетонные Цилиндрические или конические							
21,8			■				25		■	■	■																			
23,3				■			30			■	■	■																		
31,8	■					1,6/6	35			■	■	■																		
32,1			■				40				■	■	■	■																
33,8				■			45					■	■	■	■															
44,2					■	2,2/6	50					■	■	■	■															
							60						■	■	■	■														
							70							■	■	■	■													
	При подземном примыкании борова высота цоколя над землей - 0,13 м; под землей - 2,5 м					Угол между оттяжками 120°	80								■	■	■	■												
							90														■	■			■	■				
							100															■			■	■	■			
							120																		■	■	■	■		
							150																			■	■	■	■	

* Только железобетонные монолитные

Рис. 8-8. Унифицированные размеры стальных, кирпичных и железобетонных дымовых труб.

5 м и при наличии зданий высотой более 15 м в радиусе 200 м — не ниже 35 м.

При естественной тяге и сжигании природного газа высота дымовой трубы должна быть не ниже 20 м. Для котельной, как правило, следует иметь одну общую дымовую трубу для всех котлоагрегатов, стоящую отдельно от здания котельной, с возможностью присоединения к ней еще одного-двух котлов.

Диаметры выходного отверстия стальных, кирпичных и железобетонных труб унифицированы Моспроектom и Теплопроектom в зависимости от высоты (рис. 8-8).

Стальные трубы, которые имеют высоту не более 45 м, изготавливаются из листовой стали марки ВСтЗпс по ГОСТ 380-60 с толщиной листа 5 и 6 мм. Дымовые трубы могут иметь подземное и надземное примыкание борозов и газоходов. Для стальных труб высота цоколя дана на рис. 8-8; цоколи у кирпичных труб не строят, а газы подводятся при подземных борозах выше уровня грунтовых вод; при надземных — для малых труб на отметке +0,2 м, средних +3,0 м, больших +6,0 м. Борозы и газоходы к дымовой трубе выполняют с сечением, большим, чем выходное сечение дымовой трубы в 1,25 раза; скорость газов от 5 до 10 м/с, а высота — с отношением к ширине в пределах 1,2—1,5.

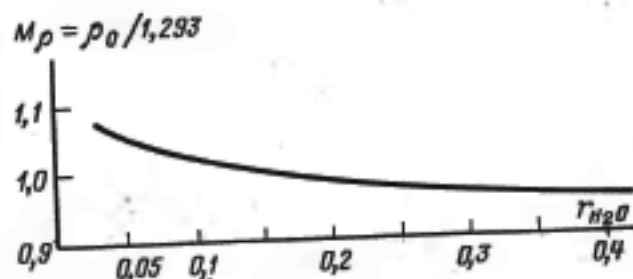


Рис. 8-9. Величина $M_p = \rho_0 / 1,293$ — поправки сопротивления газоходов котельных установок на плотность газов.

При входе в дымовую трубу или ее цоколь для уменьшения потерь направление оси бороза или газохода выполняют под углом 35—45° вверх к горизонтали. Если при вводе газоходов или борозов в имеющуюся дымовую трубу скорость в них оказывается равной или большей скорости газов в дымовой трубе, то во избежание ударов встречных потоков и уменьшения потерь в дымовой трубе устанавливают перегородку с высотой, большей высоты отверстий для входа газов; при естественной тяге перегородки не устанавливают.

Полное сопротивление газового тракта котельной установки, Па (кгс/м²), определяется после подсчета сопротивлений отдельных элементов установки их суммированием:

$$\sum_{\text{точка}}^{\text{труба}} \Delta h = \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пучков труб}} + \Delta h_{\text{вод.зкон}} + \Delta h_{\text{вод.подогр}} + \Delta h_{\text{волоул}} + \Delta h_{\text{шибер}} + \Delta h_{\text{газоход}} + \Delta h_{\text{трубы}} + \dots + \Delta h_{\text{остальн}} \quad (8-30)$$

К полученной по выражению (8-30) величине необходимо ввести поправку на разницу в плотности дымовых газов и сухого воздуха; ее вводят общим множителем, зависящим от доли водяных паров в составе дымовых газов r_{H_2O} , которая определяется в тепловом расчете по формуле (2-51). Зависимость величины поправки M_p от доли водяных паров в дымовых газах r_{H_2O} дана на рис. 8-9.

При расположении котельной установки значительно выше отметки 200 м над уровнем моря и большом газовом сопротивлении >1000 Па (100 кгс/м²) иногда вводят еще одну поправку — на высоту, равную $760/h_{\text{барометрич}}$.

Если дымовые газы сильно загрязнены уносом из топочной камеры, т. е. если найденная из формулы (2-54) величина $\mu \geq 0,03$, вводят поправку в полученную величину сопротивлений на запыленность в виде коэффициента $(1 + \mu)$ для участка до золоуловителя.

С учетом перечисленных поправок сопротивление тракта, Па (кгс/м²), составит:

$$\sum_{\text{точка}}^{\text{труба}} \Delta h = [(\sum \Delta h_{\text{тр}} + \Delta h_{\text{пучков труб}} + \Delta h_{\text{вод.эк}} + \Delta h_{\text{возд.вод}}) (1 + \mu) + \Delta h_{\text{золоул}} + \Delta h_{\text{шибер}} + \Delta h_{\text{газох}} + \Delta h_{\text{трубы}} + \dots + \Delta h_{\text{остальн}}] M_p \frac{760}{h_{\text{бар}}}. \quad (8-31)$$

Самотягу в котельной установке и в дымовой трубе, Па (кгс/м²), можно подсчитать по формуле

$$h_c = \pm H \left(1,2 - \rho^0 \frac{273}{\phi + 273} \right). \quad (8-32)$$

В формуле:

H — расстояние по вертикали между серединами конечного и начального сечений данного участка тракта (см. рис. 8-1,б), м;

ρ^0 — приведенная к 0°C и 760 мм рт. ст. плотность дымовых газов, определяемая с помощью рис. 8-9, так как $\rho^0 = 1,293 M_p$, кг/м³;

ϕ — средняя температура потока, °C, на данном участке.

Если в установке естественная тяга, то в величину самотяги без дымовой трубы вносится поправка на барометрическое давление $h_{\text{бар}}$, Па (кгс/м²), по формуле

$$h'_c = \sum h_c \frac{h_{\text{бар}}}{760}. \quad (8-33)$$

При искусственной тяге подсчитанная величина самотяги в газоходе и в газовом тракте алгебраически суммируется с самотягой в дымовой трубе. Далее учитывается разрежение или давление на выходе из топочной камеры, составляющее первое $h''_{\tau} = 20-30$ Па (2-3 кгс/м²) и второе до 1000 Па (100 кгс/м²), и подсчитывается перепад полных давлений по газовому тракту, Па (кгс/м²):

$$\sum h_{\text{пол}} = h''_{\tau} + \sum_{\text{точка}}^{\text{труба}} \Delta h - h'_c. \quad (8-34)$$

Полученная величина позволяет проверить достаточность тяги дымовой трубой, которую определяют из выражения, Па (кгс/м²):

$$h_{c.\text{тр}} \geq H_{\text{тр}} \left(\frac{352}{273 - t_{\text{взд}}} - \rho^0 \frac{273}{273 - \phi - \frac{\Delta \theta H_{\text{тр}}}{2}} \right) \frac{h_{\text{бар}}}{760} - (\Delta h_{\text{вых}} + \Delta h_{\text{тр}}) \frac{\rho^0}{1,293} \frac{760}{h_{\text{бар}}}. \quad (8-35)$$

где $t_{\text{взд}}$ — температура наружного воздуха, °C.

Проверку достаточности естественной тяги при наличии дымовой трубы проводят для зимней и летней температур воздуха. При искусственной тяге в величину h'_c включена и самотяга в дымовой трубе.

Перепад полных давлений по газовому тракту в этом случае находят по формуле

$$\sum h_{\text{пол}} = \Delta h''_{\text{топки}} + \sum_{\text{труба}} \Delta h - h_c \quad (8-36)$$

и полученную величину используют для выбора дымососа.

В котельных с агрегатами теплопроизводительностью, равной или большей 1,2—1,8 МВт (1—1,5 Гкал/ч), при наличии водяного экономайзера, воздухоподогревателя, а иногда и золоуловителя применение искусственной тяги становится обязательным, так как перепад полных давлений составляет >1 кПа (≥ 100 кгс/м²).

Дымовая же труба при температуре уходящих газов около 200°C, высоте 60 м и при зимней температуре -25°C может создать разрежение только около 0,45 кПа (45 кгс/м²), т. е. вдвое меньше. В котельных с меньшей теплопроизводительностью естественная тяга, создаваемая дымовыми трубами с высотой от 25 до 45 м, применяется широко.

8-3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРАКТА ДЛЯ ВОЗДУХА

Воздух, необходимый для горения топлива, может поступать в топочное устройство за счет разрежения в топке или подан вентилятором. Давление, развиваемое вентилятором, расходуется на преодоление сопротивлений воздушного тракта — на входе, в поворотах, на трение, в шибергах, направляющих аппаратах, воздуховодах до и после вентилятора, калориферах, воздухоподогревателе, коробах, поворотах, шибергах за ним, колосниковой решетке или горелках до поступления воздуха в топочную камеру. Поскольку воздуховоды в котельных установках выполняются небольшой длины, но со значительными диаметрами и малыми скоростями, то потери на трение в них незначительны и их можно не учитывать. Если же скорости воздуха выбраны высокими — больше 12 м/с, то подсчитывается сопротивление трения на наиболее длинном участке с постоянным сечением и полученная величина умножается на отношение суммарной длины воздуховода к длине выбранного участка.

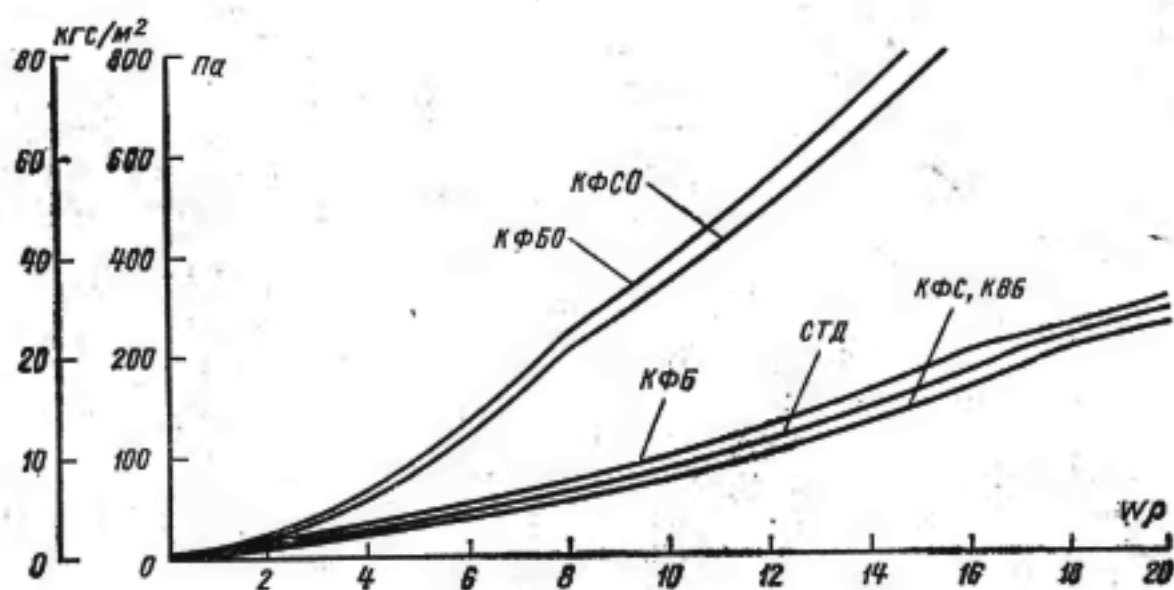


Рис. 8-10. Сопротивление одного ряда труб калориферов в зависимости от массовой скорости воздуха w_p .

Для определения сопротивления калориферов дан рис. 8-10, по которому можно найти потери на один ряд труб калориферов различной конструкции.

Сопротивление воздухоподогревателей считают по формуле (4-11). Для трубчатых воздухоподогревателей, где воздух омывает шахматно расположенный пучок труб, по рис. 8-7 определяют сопротивление одного ряда труб, а также поправочные коэффициенты и, приняв величину k по табл. 8-3, находят сопротивление пучка труб с их числом по глубине z_2 по формуле (8-19).

В коробах, изменяющих направление потока воздуха в воздухоподогревателе, сопротивление определяют по формуле (4-11) с коэффициентом $\xi=0,9$ при 90° и $3,5$ при 180° . Подсчитанные сопротивления трубчатого воздухоподогревателя суммируются и умножаются на $1,05$.

При проходе воздуха внутри труб, а газов снаружи подсчет сопротивления воздухоподогревателя ведется по графикам (8-2), (8-3) и формуле (4-12).

Сопротивление регенеративных воздухоподогревателей по воздушной стороне подсчитывают по тем же формулам, которые используются для тракта газов.

Сопротивление чугунных ребристых и зубчато-ребристых воздухоподогревателей, Па ($\text{кгс}/\text{м}^2$), можно определять по формуле

$$\Delta h = \left(0,24 + 0,009 \frac{l}{d_s}\right) z_2 \sqrt{\rho w^2}, \quad (8-37)$$

где z_2 — число последовательно включенных труб длиной l , м.

Давление воздуха под колосниковой решеткой при номинальной нагрузке для топок с неподвижной решеткой и ручным забросом всех топлив, кроме каменных углей, для топок типа ПМЗ — РПК при сжигании антрацитов, для топок с цепными решетками типа ВЦР при сжигании антрацитов, торфа и для топок Померанцева скоростного горения при сжигании древесных отходов следует принимать равным 1 кПа (100 $\text{кгс}/\text{м}^2$).

Для каменных углей, сжигаемых в топках с ручным забросом, топках ПМЗ-РПК, топках с шурующей планкой и на цепных решетках с ПМЗ и в прямом их ходе давление воздуха рекомендуется принимать $0,8$ кПа (80 $\text{кгс}/\text{м}^2$).

При обратном ходе цепных решеток с пневмомеханическими забрасывателями при сжигании всех топлив давление воздуха под решеткой обеспечивается $\sim 0,5$ кПа (50 $\text{кгс}/\text{м}^2$), а для наклонно переталкивающих топок при сжигании кускового сланца — $0,7$ кПа (70 $\text{кгс}/\text{м}^2$). Для топок с шурующей планкой давление воздуха под решеткой С. В. Татищев [Л. 17] рекомендует иметь от $0,85$ до $1,2$ кПа (85 — 120 $\text{кгс}/\text{м}^2$).

При камерном сжигании топлива в потери входят сопротивления горелок, включающие в себя потери с выходной скоростью. Для твердого топлива потери давления считаются по скорости выхода вторичного воздуха; коэффициент сопротивления круглых турбулентных горелок типа Бабкок-ТКЗ, ОРГРЭС, ЦКТИ составляет $\xi=4,5$ — $5,0$.

Щелевые неподвижные горелки и амбразуры с эжектирующими вставками имеют $\xi=2,2$, горелки поворотные $\xi=0,5$. Для других видов горелок следует пользоваться данными их испытаний.

Горелки для газа и мазута обычно имеют сопротивление (включая потери с выходной скоростью) около $1,5$ — 2 кПа (150 — 200 $\text{кгс}/\text{м}^2$). Если потери считать по входной скорости в горелку, в амбразуру или регистр,

значения коэффициентов сопротивления составят: у горелок ЦКТИ — 3,3—3,8; НГМГ — 8,0; ротационной без закручивающего аппарата и ГМГ — 2,0. Эти значения подставляют в формулу (4-11). Полученные отдельные сопротивления воздушного тракта суммируют.

В воздухоподогревателях из двух ступеней следует подсчитать величину самотяги по формуле (8-32), поставив в нее вместо ϕ среднюю температуру воздуха $t_{\text{взд}}^{\text{ср}}$. Далее определяют перепад полных давлений, кПа (кгс/м²), из выражения

$$\Sigma \Delta h_{\text{полн}} = \Sigma \Delta h \frac{760}{h_{\text{бар}}} - \Sigma h_c - (h''_T + 0,95H_T), \quad (8-38)$$

которое используется при выборе вентилятора.

8-4. ВЫБОР ДЫМОСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ

По рекомендациям СНиП [Л. 2] каждый котельный агрегат должен иметь свой вентилятор и дымосос, и только при производительности агрегатов менее 0,28 кг/с (1 т/ч) и 0,7 кВт (0,6 Гкал/ч) допускается установка групповых тягодутьевых машин, состоящих из двух дымососов и двух вентиляторов.

Основными параметрами центробежных тягодутьевых машин являются их производительность и давление, представляющее собой перепад полных давлений в выходном и входном патрубках. Характеристикой тягодутьевых машин считают связь между полным давлением H и производительностью Q при данной скорости вращения и плотности перемещаемой среды, которые завод-изготовитель обычно задает при температуре для дымососов в 200°C, вентиляторов в 20°C и давлении 101,3 кПа (760 мм рт. ст.).

Для пересчета полного давления, кПа (кгс/м²), на заводские, или, наоборот, с заводских на требуемые условия используют формулу

$$H_{\text{прив}} = H_{\text{завод}} \frac{1,293}{\rho^0} \frac{T}{T_{\text{завод}}} \frac{760}{h_{\text{бар}}}. \quad (8-39)$$

В формуле:

ρ^0 — плотность воздуха или газов при 0°C и 101,3 кПа (760 мм рт. ст.); определяется по рис. 8-9;

T — действительные абсолютные температуры воздуха или газов у вентилятора или дымососа;

$T_{\text{завод}}$ — температуры, принятые по данным завода.

Производительность тягодутьевой машины, м³/с (м³/ч), составляет для дымососа

$$Q = B_p V_r \frac{\phi + 273}{273} \frac{760}{h_{\text{бар}}}. \quad (8-40)$$

В формуле:

B_p — расчетный расход топлива при номинальной нагрузке котлоагрегата, кг/с, м³/с (кг/ч, м³/ч);

V_r — полный объем газов перед дымососом;

ϕ — температура уходящих или других перекачиваемых газов перед дымососом, °C.

В полученные для дымососа величины полного давления $H_{\text{привед}}$ и производительность Q вводятся коэффициенты запаса (табл. 8-6).

Найденные величины позволяют подобрать с соответствующими характеристиками тягодутьевую машину. На твердом топливе при

Коэффициент запаса по давлению и производительности для дымососов и вентиляторов

Производительность котлоагрегатов	Коэффициент запаса			
	по давлению		по производительности	
	дымососа	вентилятора	дымососа	вентилятора
0,56 кг/с или 17,5 МВт (20 т/ч или 15 Гкал/ч) и ниже	1,20	1,30	1,15	1,05—1,15
Больше 0,56 кг/с или 17,5 МВт (20 т/ч или 15 гкал/ч)	1,15	1,20	1,15	1,05—1,1

$Q < 21 \text{ м}^3/\text{с}$ ($75 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$) для уменьшения износа частота вращения не должна превышать 970, а при большем — 730 об/мин.

Для вентиляторов формула (8-40) принимает вид:

$$Q_{\text{взд}} = B_p V^0 (a_t - \Delta a_t - \Delta a_{\text{пл}} + \Delta a_{\text{взд}}) \frac{t_{\text{взд}} + 273}{273} \quad (8-41)$$

В формуле:

V^0 — теоретически необходимое количество воздуха;

a_t , Δa_t , $\Delta a_{\text{пл}}$ и $\Delta a_{\text{взд}}$ — коэффициенты избытка воздуха и присоса воздуха;

$t_{\text{взд}}$ — температура воздуха на входе в вентилятор, °С.

Область экономичной работы тягодутьевых машин дана на рис. 8-11 для дымососов Д и вентиляторов ВД типа 0,55-40-1 [Л. 37].

Для нагрузки, отличающейся от номинальной нагрузки агрегата, в первом приближении изменение объема подаваемого воздуха может быть найдено из следующего уравнения, в котором индекс 1 относится к номинальной, а 2 — к новой нагрузке D котлоагрегата:

$$\frac{Q_1}{Q_2} \approx \frac{D_1 \eta_{\text{ку}} \alpha_{\text{усл}} (100 - q_{41})}{D_2 \eta_{\text{ку}} \alpha_{\text{усл}} (100 - q_{42})} \quad (8-42)$$

В уравнении: $\alpha_{\text{усл}} = a_t - \Delta a_t - \Delta a_{\text{пл}} + \Delta a_{\text{взд}}$ — коэффициент избытка воздуха в топке (без присосов по тракту);

$\eta_{\text{ку}}$ — к. п. д. брутто котельной установки;

q_4 — потери теплоты от механического недожога в процентах.

Величины $\eta_{\text{ку}}$, $\alpha_{\text{усл}}$, q_4 с уменьшением нагрузки меняются различно: $\eta_{\text{ку}}$ возрастает, а q_4 падает; величина $\alpha_{\text{усл}}$ при снижении нагрузки увеличивается.

Для водогрейных котлов в формулу (8-42) надлежит подставлять вместо паропроизводительности D , кг/с (т/ч), величину тепловой нагрузки Q , МВт (Гкал/ч). Изменение объема удаляемых дымовых газов можно найти из выражения

$$\frac{Q_1}{Q_2} \approx \frac{D_1 \eta_{\text{ку}} \alpha_{\text{усл}} (t_{\text{ух1}} + 273)}{D_2 \eta_{\text{ку}} \alpha_{\text{усл}} (t_{\text{ух2}} + 273)} \quad (8-43)$$

Потребляемая тягодутьевой машиной при полной нагрузке мощность, кВт, будет:

$$N = \frac{1,1QH}{3670\eta} \quad (8-44)$$

где η — к. п. д. машины при полном давлении и производительности по данным завода-изготовителя, ориентировочно принятый для машин одностороннего всасывания от 0,7 до 0,69.

При переменной производительности на входе газа или воздуха в рабочее колесо тягодутьевой машины в подводящий карман устанавливают направляющие аппараты, которые, закручивая поток в направлении вращения колеса, снижают потери.

Общий вид тягодутьевой машины одностороннего всасывания и направляющие аппараты различного типа изображены на рис. 8-12. Наи-

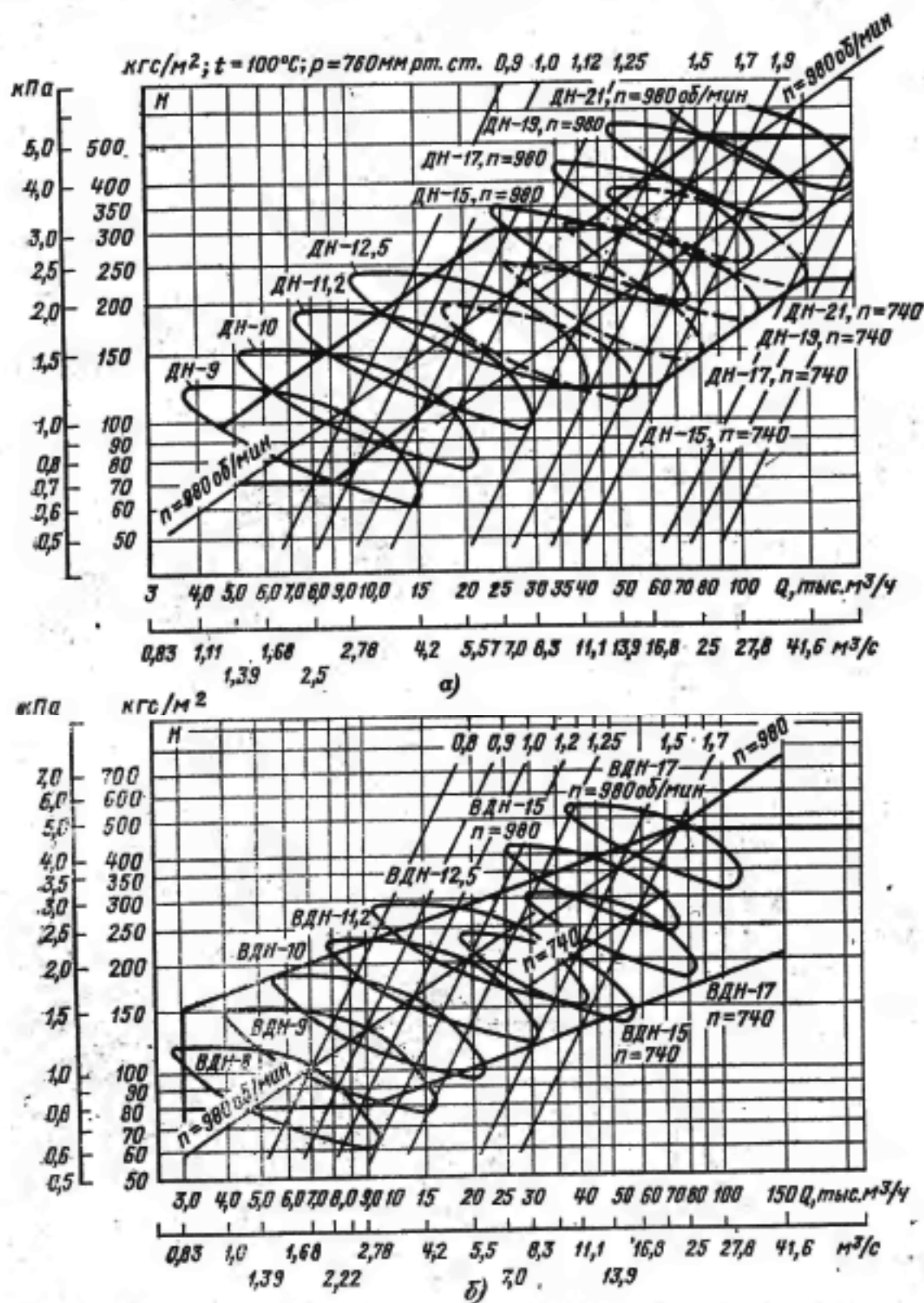
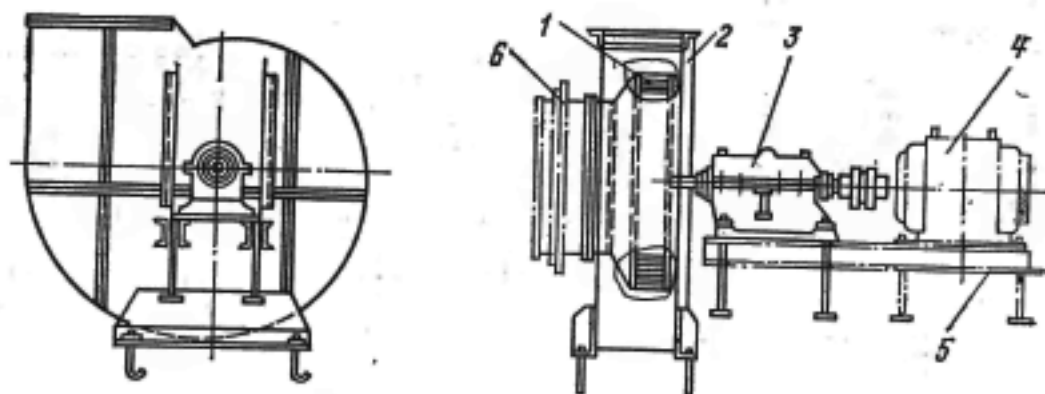


Рис. 8-11. Характеристики тягодутьевых машин типа 0,55-40-1 одностороннего всасывания.

а — пылесосы; б — вентиляторы.



Фланцы патрубков
 выходного входного
 (направляющего аппарата)

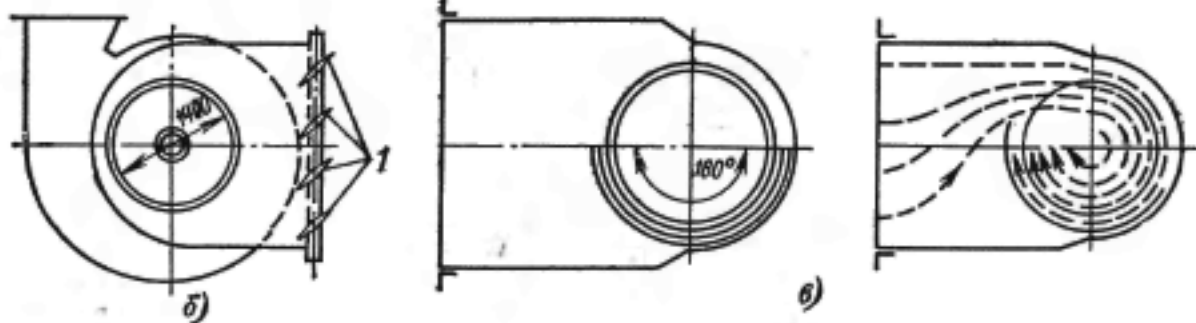
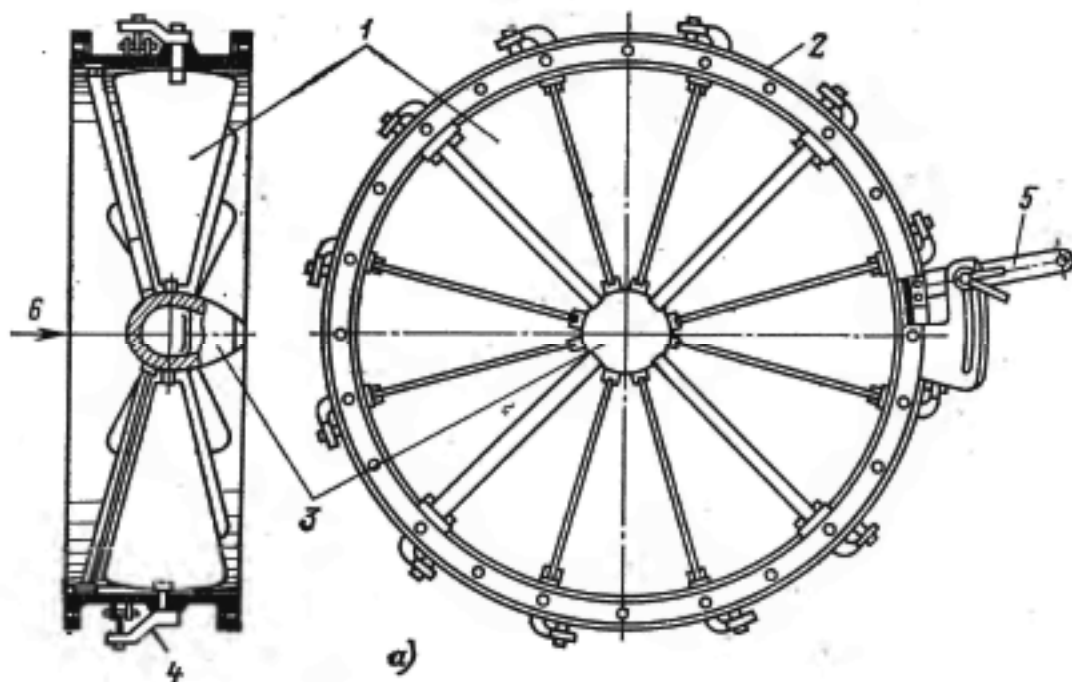
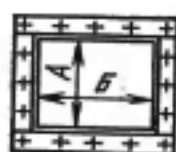


Рис. 8-12. Общий вид тягодутьевой машины одностороннего всасывания и направляющие аппараты различного типа.

а — осевого; б — с лопатками; в — упрощенного.
 1 — рабочее колесо; 2 — кожух; 3 — подшипник; 4 — электродвигатель; 5 — направляющий аппарат.

более распространенным направляющим аппаратом является осевой направляющий аппарат, показанный на рис. 8-12,а, который представляет собой обод 2 с закрепленными осями в кольце 3, поворачивающихся рычагом 4 и рукояткой 5 лопастей 1.

Иногда применяют упрощенный направляющий аппарат, показанный на рис. 8-12,б состоящий из нескольких лопастей 1, могущих поворачиваться от горизонтального до почти вертикального положения и направляющих поток во входном кармане 6.

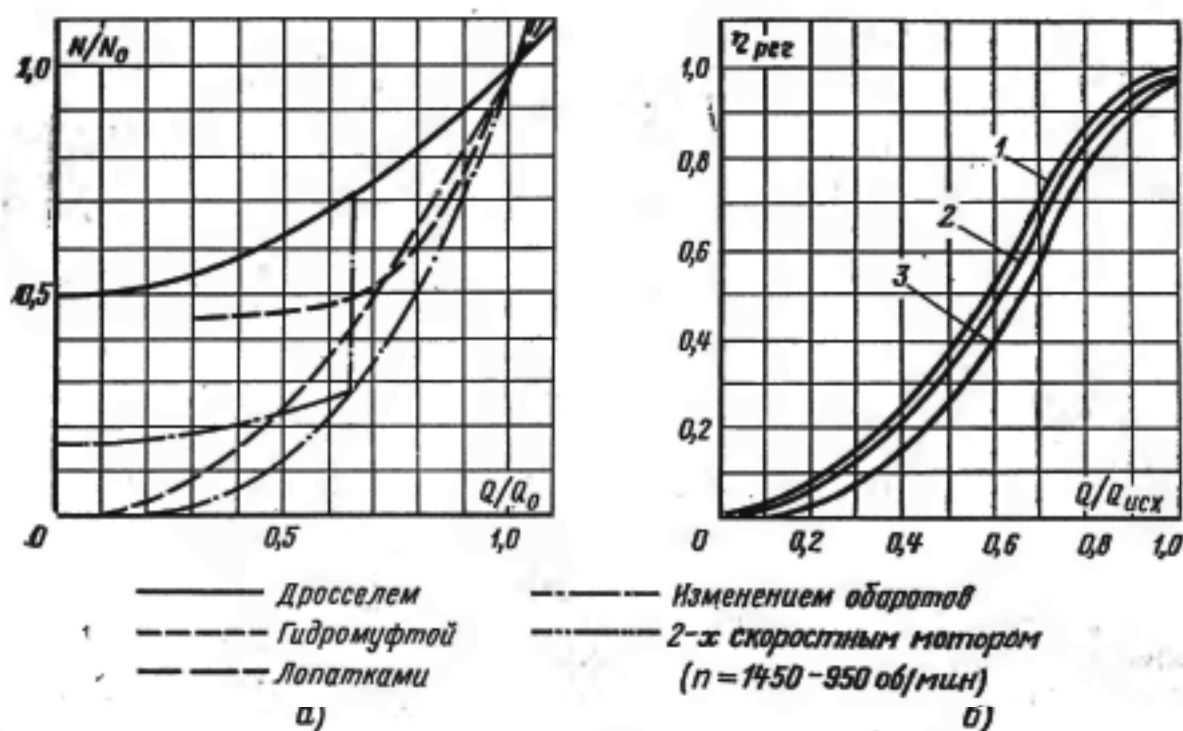


Рис. 8-13. Относительное потребление мощности электродвигателем дымососов и вентиляторов при разных способах регулирования производительности (а); зависимость $\eta_{рег}$ от нагрузки (б).

1 — с осевым направляющим аппаратом для дымососа и дутьевого вентилятора № 6, 8, 10, 12; 2 — то же для дымососа и дутьевого вентилятора № 13½, 15½, 18, 20; 3 — с упрощенными направляющими аппаратами во всасывающих карманах для дымососов № 13½×2, 15½×2, 18×2, 20×2, 21½×2.

Еще более прост так называемый центробежный аппарат (рис. 8-12,в), состоящий из половины цилиндра, размещенного во входном кармане 6, однако его применение ограничено.

Наименее экономичный способ регулирования тягодутьевых машин получается при установке заслонки на выходном патрубке, наилучший — частотой вращения. На рис. 8-13,а показано сопоставление разных способов регулирования тягодутьевых машин и дана величина коэффициента $\eta_{рег}$ (рис. 8-13,б), изменяющего к. п. д. машины, иначе говоря, характеризующий эксплуатационный к. п. д. машины, который равен:

$$\eta_{экс} = \eta \eta_{рег} \quad (8-45)$$

Мощность при меньшей номинальной производительности тягодутьевой машины можно определить из формулы (8-44), подставив в нее эксплуатационный к. п. д., найденный по формуле (8-45) и рис. 8-13.

8-5. РАСЧЕТ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ НА РАССЕИВАНИЕ ЗАГРЯЗНЕНИЯ

После расчетов дутья и тяги, выбора трубы следует проверить ее высоту на рассеивание в атмосфере летучей золы, сернистого и других газов, поскольку высота трубы должна обеспечить такое рассеивание, при котором концентрация вредных веществ у поверхности земли будет меньше предельно допустимых санитарными нормами.

При проверке необходимо учитывать имеющееся загрязнение атмосферы, так называемую фоновую концентрацию. Можно отметить, что максимальное значение вредных загрязнений атмосферы наблюдается на расстоянии, примерно равном 20 высотам трубы.

Эти расчеты следует проводить по методике и указаниям СН 369-67 и утвержденным уточнениям. Эта методика учитывает эффективность золоулавливающих устройств, скорость газов на выходе из трубы, суммарный выброс вредных веществ, высоту труб и ряд других факторов, влияющих на рассеивание. Пример расчета дымовой трубы на рассеивание вредных выбросов в атмосферу дан в [Л. 22].

Глава девятая

БАЛАНС И ПОДГОТОВКА ВОДЫ В КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

9-1. РАСЧЕТ ПОТРЕБЛЕНИЯ ВОДЫ

В производственных и отопительных котельных поступающая из водопровода, артезианских скважин или водоемов вода расходуется на восполнение потерь конденсата, пара, сетевой воды и на собственные нужды котельной установки, включая техническое водоснабжение.

Потери воды при производстве пара происходят в пределах собственно котельной за счет расхода части пара на собственные нужды — на подогрев и распыливание мазута, привод насосов, на продувку котлоагрегатов, обдувку и очистку его внешних поверхностей, на деаэрацию воды, на утечки через неплотности и другие расходы. Кроме потерь пара, теряется и его конденсат. При снабжении потребителей паром часть конденсата теряется за счет загрязнения из-за несовершенства теплообменных аппаратов, а иногда и просто из-за принятого технологического процесса без возврата конденсата.

В водогрейных котельных вода теряется при обмывке поверхностей нагрева, разогреве мазута, деаэрации, утечках через неплотности, а также в системах теплоснабжения. Если эта система открытая, то к потерям добавляется расход воды из сетей на горячее водоснабжение потребителей.

Возмещение расходов пара или воды на покрытие потерь и другие нужды котельной установки осуществляют через специальные устройства, комплекс которых называют водоподготовкой.

Суммарный расход воды в течение года, т, который необходимо обеспечить, складывается из следующих величин.

Потери пара и конденсата технологическими потребителями

$$\Delta G_T = 1,2 \Sigma D_T (1 - \mu). \quad (9-1)$$

В формуле:

ΣD_T — годовой отпуск пара потребителям;

μ — доля возврата конденсата;

1,2 — коэффициент запаса.