С. П. КАШНИКОВ и В. Н. ЦЫГАНКОВ

РАСЧЕТ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

В ПРИМЕРАХ И ЗАДАЧАХ

Допущено Министерством высшего образования СССР в качестве учебного пособия для энергетических и электротехнических вузов и факультетов

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1951 ЛЕНИНГРАД

ЭТ—5—2

Книга представляет собой сборник задач по расчету котельных агрегатов.

Значительное число задач снабжено подробными решениями, в которых используются методы расчета, разработанные ВТИ и ЦКТИ и конспективно изложенные в каждой главе.

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов энергетических вузов, она может также служить справочным руководством для инженеров, занимающихся проектированием и эксплоатацией котельных агрегатов.

Редактор *И. И. Айзенштат* Техн. редактор *Г. Е. Ларионов*

Сдано в набор 25/VII 1951 г. Подписано к печати 21/VIII 1951 г.

Бумага 84×108 1/16 = 7 1/2 бумажных — 24,6 п. л. Уч.-изд. л. 33,6

Т-05596 Тираж 5 000 экз. Зак. 1270

Типография Госэнергоиздата. Москва, Шлюзовая наб., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В результате успешного выполнения четвертого (первого послевоенного) пятилетнего плана СССР прочно занял второе место в мире по производству электроэнергии, опередив все крупные европейские капиталистические страны.

Быстрый рост энергохозяйства нашей страны и внедрение на тепловых электростанциях новейшей энергетической техники, в частности котлов и турбин высокого давления отечественного производства, выдвигают перед втузами повышенные требования в деле подготовки квалифицированных инженеров-теплотехников.

Настоящая книга, представляющая собой задачник по расчету котельных агрегатов, построена в соответствии с учебной программой общего курса «Котельные установки», утвержденной Министерством высшего образования СССР для теплотехнических специальностей энергетических вузов.

Приведенный в книге материал предназначен для проработки и усвоения этой дисциплины студентами старших курсов. Задачник может служить также пособием при выполнении ими курсового и дипломного проектов.

Необходимость такого пособия вызывается сокращением в учебных планах лекционных часов и практических занятий и увеличением лабораторных часов при проработке студентами специальных дисциплин и, в частности, курса «Котельные установки».

Материал задачника расположен так, чтобы в результате работы над ним студенты могли овладеть практическими приемами и навыками в обращении со справочниками, диаграммами и другими материалами, что позволит им в дальнейшем решать самостоятельно технические задачи на производстве.

Книга может оказать также методическую помощь студентам заочных втузов при прохождении ими общего курса «Котельные установки» и при выполнении ими курсовых и дипломных проектов.

Обильный справочный материал, заимствованный из последних работ ЦКТИ и ВТИ, может служить пособием для преподавателей при проведении практических занятий в группах.

Большая часть задач приводится с подробными решениями. Все задачи снабжены ответами. Ответы даны в пределах точности логарифмической линейки.

При составлении задачника авторами использован свой опыт длительного преподавания в Московском ордена Ленина энергетическом институте им. В. М. Молотова и в Московском институте химического машиностроения.

Основным материалом для проведения тепловых расчетов котельных агрегатов являлись нормы теплового расчета, разработанные Центральным научно-исследовательским котлотурбинным институтом им. Ползунова (ЦКТИ) в 1940 г. (Машгиз, 1945 г.). По этим нормам производились до сих пор все тепловые расчеты новых котельных агрегатов, построенных на отечественных заводах, а также реконструируемых и восстанавливаемых котлов наших электростанций.

В 1945 г. Всесоюзным теплотехническим институтом им. Дзержинского (ВТИ) были разработаны нормы теплового расчета котельных агрегатов, которые были позднее утверждены Министерством электростанций СССР (выпускаются Госэнергоиздатом). В нормах ВТИ приведены более новые и более точные данные по газовым константам, теплоемкостям и излучению газов. Ряд норм ВТИ (расчет топки, определение коэффициентов теплопередачи) имеет существенные и принципиальные отличия от соответствующих норм ЦКТИ.

Учитывая это, авторы сочли необходимым привести в книге примеры и задачи по тепловому расчету котельных агрегатов как по нормам ЦКТИ, так и по нормам ВТИ.

Расхождения, выявленные в результате расчета по обоим методам, довольно значительны. Нужно полагать, что в ближайшие годы этот недостаток будет устранен, так как в настоящее время ЦКТИ и ВТИ приступают к работе по увязке применяемых ими методов расчета и созданию единых норм.

В приводимых формулах и решениях задач выдерживаются принятые каждыми нормами основные условные обозначения. Лишь в первых главах книги (глава 1 и 2) условные обозначения в формулах и задачах соответствуют общепринятым в Госэнергоиздате для теплотехнической литературы.

Авторы считают необходимым выразить свою благодарность канд. техн. наук М. Д. Панасенко за его ценные указания и инж. И. И. Айзенштату, оказавшему большую помощь в окончательном редактировании настоящей книги.

Ввиду того, что аналогичный задачник выходит впервые, он может оказаться не свободным от некоторых недостатков. Авторы будут весьма признательны за любые критические замечания.

АВТОРЫ.

СОДЕРЖАНИЕ

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТОПЛИВО И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКА

1-1. Состав топлива 11
1-2. Теплотворная способность топлива 19
1-3. Условное топливо 21

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ (ДЫМОВЫЕ ГАЗЫ)

2-1. Реакции горения 23
2-2. Количество воздуха, необходимое для горения 27
2-3. Состав и объем продуктов сгорания 31
2-4. Теплоемкость и теплосодержание продуктов сгорания топлива 44

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И К. П. Д.

3-1. Уравнения теплового баланса 54
3-2. Методика увязки тепловых балансов при испытании котельного агрегата 58

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

4-1. Объем топки и площадь зеркала горения . . 65
4-2. Расчет теплопередачи в топочной камере по нормам ЦКТИ 68
4-3. Расчет теплопередачи в топочной камере по нормам ВТИ 74

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

5-1. Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева котлоагрегата по методу ЦКТИ . . 91
5-2. Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева по методу ВТИ 106

ГЛАВА ШЕСТАЯ

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

6-1. Определение гидравлических сопротивлений по газоходам котельной установки 134
6-2. Определение сопротивлений при движении потока в газо-воздухопроводах и поверхностях нагрева 138
6-3. Расчет дутьевой и тяговой установки . . . 144

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

РАСЧЕТ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ В ВОДОТРУБНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛАХ

7-1. Основные формулы для расчета 165
7-2. Задачи по расчету естественной циркуляции в водогрубных паровых котлах 173

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА, РАБОТАЮЩИХ ПОД ДАВЛЕНИЕМ, И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

8-1. Расчет цилиндрических барабанов паровых котлов 182
8-2. Расчет цилиндрических коллекторов, подверженных внутреннему давлению 190
8-3. Расчет бесшовных труб, подверженных внутреннему давлению 194
8-4. Расчет выпуклых днищ, подверженных внутреннему давлению 200
8-5. Расчет коллекторов прямоугольного сечения, подверженных внутреннему давлению . . . 205
8-6. Расчет неукрепленных и укрепленных отверстий в цилиндрических сосудах, подверженных внутреннему давлению 210
8-7. Расчет жаровых труб 212
8-8. Расчет стальных укреплений плоских стенок, подверженных давлению 213
8-9. Расчет плоских донышек цилиндрических сосудов 219
8-10. Расчет заклепочных соединений 221
8-11. Расчет болтов и шпилек разъемных соединений 225
8-12. Расчет предохранительных клапанов 227
Литература 229

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I. Термодинамические свойства насыщенного водяного пара 229
Приложение II. Термодинамические свойства воды и перегретого пара 233

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В НОРМАХ ВТИ

1. ТОПЛИВО И ОЧАГОВЫЕ ОСТАТКИ

а) Твердое и жидкое топливо

$W^p_{вн}$ — содержание внешней влаги, %.

A^p — содержание золы, %.

$(CO_2)^p_м$ — содержание углекислоты карбонатов, %.

$S^p_{об}$ — содержание серы общей, %.

$S^p_{ст}$ — содержание серы сульфатной, %.

$S^p_к$ — содержание серы колчеданной, %.

$S^p_{ор}$ — содержание серы органической, %.

C^p — содержание углерода, %.

H^p — содержание водорода, %.

N^p — содержание азота, %.

O^p — содержание кислорода, %.

$Q^p_б$, $Q^c_б$, $Q^г_б$ — теплотворная способность по бомбе, *ккал/кг*.

$Q^p_в$ — теплотворная способность высшая, *ккал/кг*.

$Q^p_н$ — теплотворная способность низшая, *ккал/кг*.

t_1 — температура начала деформации, °С.

t_2 — температура размягчения золы, °С.

t_3 — температура плавления золы, °С.

R_{70} — остаток пыли на сите № 70, %.

$C^г_{ун}$ — содержание горючих в уносе, %.

$C^г_{шл}$ — содержание горючих в шлаке, %.

$C^г_{пр}$ — содержание горючих в провале, %.

$a_{ун}$ — содержание золы в уносе, % от золы топлива.

$a_{шл}$ — содержание золы в шлаке, % от золы топлива.

$a_{пр}$ — содержание золы в провале, % от золы топлива.

B — расходы топлива, *кг/час*.

$B_р$ — расчетный расход топлива с поправкой на механическую неполноту горения, *кг/час*.

б) Газообразное топливо

H_2 — содержание водорода, % (здесь и далее в процентах по объему).

CH_4 — содержание метана, %.

CO — содержание окиси углерода, %.

H_2S — содержание сероводорода, %.

C_mH_n — содержание тяжелых углеводородов, %.

CO_2 — содержание углекислоты, %.

O_2 — содержание кислорода, %.

N_2 — содержание азота, %.

$Q^p_н$ — теплотворная способность 1 *нм³* сухого газа, *ккал/нм³*.

$d_г$ — содержание влаги в газе, *г/нм³*.

$A^c_г$ — содержание минеральных примесей в газе, %.

B — расход топлива, *нм³/час*.

$\gamma^{сух}_г$ — удельный вес сухого газообразного топлива, *кг/нм³*.

$\gamma^{вл}_г$ — удельный вес влажного газообразного топлива, *кг/нм³*.

2. ВОЗДУХ И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ

а) Вес и объем (на 1 *кг* твердого и жидкого топлива или на 1 *нм³* газообразного топлива).

L_0 — вес теоретически необходимого воздуха, *кг/кг* или *кг/нм³*.

V_0 — объем теоретически необходимого воздуха, *нм³/кг* или *нм³/нм³*.

V_{N_2} — теоретический объем азота при $\alpha = 1$, *нм³/кг* или *нм³/нм³*.

V_{RO_2} — суммарный объем углекислоты CO_2 и сернистого газа SO_2, *нм³/кг* или *нм³/нм³*.

$V^{мин}_{в.п}$ — теоретический объем водяных паров при $\alpha = 1$, *нм³/кг* или *нм³/нм³*.

$V_{с.г}$ — объем сухих газов, *нм³/кг* или *нм³/нм³*.

$V_г$ — полный объем газов (продуктов сгорания), *нм³/кг* или *нм³/нм³*.

$V_{вз}$ — полный объем воздуха, *нм³/кг* или *нм³/нм³*.

$G_г$ — вес газов (продуктов сгорания) *кг/кг* или *кг/нм³*.

p_{RO_2} — парциальное давление углекислоты и сернистого газа, *ат*.

p_{H_2O} — парциальное давление водяных паров, *ат*.

$W_ф$ — расход форсуночного пара на дутье и распыливание, *кг/кг*.

б) Теплоемкости и теплосодержания

c_{CO_2} — средняя теплоемкость углекислоты при постоянном давлении, *ккал/нм³* °С.

$c_{в.п}$ — средняя теплоемкость водяного пара при постоянном давлении, *ккал/нм³* °С.

$c^{сух}_{вз}$ — средняя теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении, *ккал/нм³* °С.

$c_г$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении, *ккал/нм³* °С.

$c_з$ — средняя теплоемкость золы, *ккал/кг* °С.

c^z_m — средняя темплоемкость горючей массы топлива, *ккал/кг* °С.

c^p_m — средняя теплоемкость рабочей массы топлива, *ккал/кг* °С.

$J_г$ — теплосодержание продуктов сгорания 1 *кг* или 1 *нм*³ топлива, *ккал/кг* или *ккал/нм*³.

$J^{мин}_г$ — теплосодержание продуктов сгорания 1 *кг* или 1 *нм*³ топлива при $\alpha = 1$, *ккал/кг* или *ккал/нм*³.

$J^{мин}_{вз}$ — теплосодержание воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 *кг* или 1 *нм*³ топлива, *ккал/кг* или *ккал/нм*³.

$J_{вз}$ — теплосодержание воздуха, поданного для сгорания 1 *кг* или 1 *нм*³ топлива, *ккал/кг* или *ккал/нм*³.

в) Коэффициенты избытка воздуха

$\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха в конце топки.

$\alpha'_{пе}$, $\alpha'_э$, $\alpha'_{вп}$ и т. д. — коэффициенты избытка воздуха в начале газохода (пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и т. д.).

$\alpha''_{пе}$, $\alpha''_э$, $\alpha''_{вп}$ и т. д. — коэффициенты избытка воздуха в конце газохода (пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и т. д.).

$\Delta\alpha_т$, $\Delta\alpha_{пе}$, $\Delta\alpha_э$ и т. д. — присосы воздуха в газоходе (топке, пароперегревателе, экономайзере и т. д.).

$\Delta\alpha_{пп}$ — присос воздуха в системе пылеприготовления.

$\alpha_{пер}$ — доля первичного воздуха в системе пылеприготовления.

$\alpha_{вт}$ — доля вторичного воздуха от теоретически необходимого.

$\alpha'_{г.в}$ — коэффициент избытка воздуха при входе в воздушную часть воздухоподогревателя.

$\alpha''_{г.в}$ — коэффициент избытка воздуха при выходе из воздушной части воздухоподогревателя.

3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И КОЛИЧЕСТВО ТЕПЛА

$\eta_к$ — к. п. д. (брутто) котельного агрегата, %.

Q_2 [*ккал/кг*], q_2 [%] — потеря тепла с уходящими газами.

Q_3 [*ккал/кг*], q_3 [%] — потеря тепла от химической неполноты горения.

Q_4 [*ккал/кг*], q_4 [%] — потеря тепла от механической неполноты горения.

$Q^{шл}_4$ [*ккал/кг*]; $q^{шл}_4$ [%] — потеря тепла со шлаком.

$Q^{ун}_4$ [*ккал/кг*]; $q^{ун}_4$ [%] — потеря тепла с уносом.

$Q^{пр}_4$ [*ккал/кг*]; $q^{пр}_4$ [%] — потеря тепла с провалом.

Q_5 [*ккал/кг*]; q_5 [%] — потеря тепла в окружающую среду.

ξ — коэффициент сохранения тепла.

$q_ф$ — потери с физическим теплом очаговых остатков, %.

$Q^p_н\eta$ — количество тепла, выделенное в топке, *ккал/кг*.

$Q_в$ — тепло воздуха, поступающего в топку, *ккал/кг*.

$Q_л$ — количество тепла, воспринятого излучением поверхности нагрева, *ккал/час*.

$Q/V_т$ — тепловое напряжение объема топки, *ккал/м*³*/час*.

Q/R — тепловое напряжение колосниковой решетки, *ккал/м*² *час*.

$Q_{пе}$ — количество тепла, воспринятое рабочим телом в пароперегревателе, *ккал/час*.

$Q_э$ — количество тепла, воспринятое рабочим телом в экономайзере, *ккал/час*.

$Q_{вп}$ — количество тепла, воспринятое рабочим телом в воздухоподогревателе, *ккал/час*.

$i_т$ — теплосодержание топлива, *ккал/кг*.

4. ВОДА и ПАР

$\Sigma D\Delta i$ — полное количество тепла, отданное пару в котельном агрегате, *ккал/час*.

D — паропроизводительность котельного агрегата, *кг/час*.

$D_{пр}$ — количество воды, отданное в продувку, *кг/час*.

$D_{пе}$ — действительный расход пара через пароперегреватель, *кг/час*.

p — давление пара, *кг/см*².

$i_{пе}$ — теплосодержание перегретого пара, *ккал/кг*.

$i_{п.в}$ — теплосодержание питательной воды, *ккал/кг*.

$i_н$ — теплосодержание насыщенного пара, *ккал/кг*.

$i_{пр}$ — теплосодержание воды в продувке, *ккал/кг*.

i' — теплосодержание пара (воды) при входе в поверхность нагрева, *ккал/кг*.

i'' — теплосодержание пара (воды) при выходе из поверхности нагрева, *ккал/кг*.

$i_ф$ — теплосодержание форсуночного пара, *ккал/кг*.

$\Delta i_{рег}$ — снижение теплосодержания пара в регуляторе перегрева, *ккал/кг*.

5. ТЕМПЕРАТУРЫ

$T_г$ — теоретическая температура горения, °С.

$T_ф$ — условная средняя температура факела, °С.

$T''_т$ — температура на выходе из топки, °С.

x — вспомогательная величина при расчете топки, ° К.

T_0 — вспомогательная величина при расчете топки, °К.

$T_{ух}$ — температура уходящих газов, °С.

$t_{пр}$ — температура провала, °С.

$t_{шл}$ — температура шлака, °С.

T' — температура газов в начале поверхности нагрева, ° С (индекс внизу указывает наименование поверхности).

T'' — температура газов в конце поверхности нагрева, ° С (индекс внизу указывает наименование поверхности).

$T_{ср}$ — средняя температура газов, ° С.

t' — температура нагреваемой жидкости в начале поверхности нагрева, °С (индекс внизу указывает наименование поверхности).

t'' — температура нагреваемой жидкости в конце поверхности нагрева, °С (индекс внизу указывает наименование поверхности).

$t_{ср}$ — средняя температура нагреваемой жидкости, °С.

$t_{з.с}$ — температура наружной поверхности внешнего загрязнения на стенке, °С.

ϑ_1 — температурная разность при входе в поверхность нагрева, °С.

ϑ_2 — температурная разность при выходе из поверхности нагрева, °С.

Δt — средняя температурная разность, °С.

$t_{пе}$ — температура перегретого пара, °С.

$t_н$ — температура насыщенного пара, °С.

t_0 — средняя температура воздуха, поступающего в котельный агрегат, °С.

6. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

a_{CO_2} — коэффициент черноты углекислоты.

a_{H_2O} — коэффициент черноты водяного пара.

$a_ф$ — коэффициент черноты факела.

$c_в$ — видимый коэффициент излучения топки, *ккал/м²* К⁴ *час*.

τ — поправочный множитель при расчете топки,

$A_{ст}$ — поправка на обратное излучение стенки.

$\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи соприкосновением, *ккал/м² час* °С.

$\alpha_л$ — коэффициент теплоотдачи излучением, *ккал/м²* °С *час*.

$\alpha_з$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к теплоносителю в *ккал/м²* °С *час*.

$\alpha_щ$ — коэффициент теплоотдачи в щелевом канале, *ккал/м²* °С *час*.

ω — коэффициент омывания.

C_d — поправка на диаметр труб.

C_f — поправка для шахматных пучков.

C_z — поправка на число рядов в продольном направлении.

K — коэффициент теплопередачи, *ккал/м²* °С *час*.

ε — коэффициент теплового сопротивления стенки с учетом загрязнения, *м²* °С *час/ккал*.

$(w\gamma)$ — весовая скорость газа, воздуха, пара и воды, *кг/м² сек*.

Re — число Рейнольдса.

Pr — число Прандтля.

$A_н$ — поправочный температурный множитель в формуле теплоотдачи при нагревании потока.

A_0 — поправочный температурный множитель в формуле теплоотдачи при охлаждении потока.

7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

V_m — объем топочной камеры, *м³*.

R — площадь колосниковой решетки, *м²*.

$H_{ст}$ — поверхность стен, *м²*.

$H_л$ — эффективная лучевоспринимающая поверхность, *м²*.

H — поверхность нагрева, *м²* (индекс внизу указывает наименование поверхности).

ψ — степень экранирования топки.

$\psi_в$ — степень эффективности стен топки (угловой коэффициент).

S — эффективная толщина газового слоя, *см*.

d — диаметр труб, *м*.

s_1 — поперечный шаг труб, *м*.

s_2 — продольный шаг труб, *м*.

s_1/d — относительный поперечный шаг труб.

s_2/d — относительный продольный шаг труб.

s_2'/d — диагональный относительный шаг.

z_1 — число труб в ряду.

z_2 — число рядов вдоль потока газов.

F — живое сечение для прохода газов, *м²*.

f — живое сечение для прохода пара (воды), *м²*.

F_p — расчетное сечение для подсчета скорости газов, *м²*.

D — наружный диаметр ребер, *м*.

h — зазор между ребрами, *м*.

H_1 — внешняя поверхность трубы с ребрами, *м²*.

H_2 — внешняя поверхность трубы без ребер, *м²*.

δ — толщина ребра, *м*.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В НОРМАХ ЦКТИ

1. ТОПЛИВО

W — влажность топлива, %.

$W^{вн}$ — внешняя влага топлива, %.

W^a — влажность аналитической пробы (гигроскопическая влажность), %.

A — зольность топлива, %.

S^o — содержание органической серы в топливе, %.

$S^к$ — содержание колчеданной серы в топливе, %.

S^a — содержание аморфной (сульфатной) серы в топливе, %.

C — содержание углерода в топливе, %.

H — содержание водорода в топливе, %.

O — содержание кислорода в топливе, %.

N — содержание азота в топливе, %.

$Л$ — содержание летучих горючих веществ в топливе, %.

$Q_с$ — теплотворная способность по бомбе, *ккал/кг*.

$Q^в$ — высшая теплотворная способность, *ккал/кг*.

$Q^н$ — низшая теплотворная способность, *ккал/кг*.

$Q_г$ — теплотворная способность горючей массы, *ккал/кг*.

$Q_р$ — теплотворная способность рабочего топлива, *ккал/кг*.

$CO_2^к$ — содержание минеральной углекислоты в топливе, %.

p' — весовая доля одного из топлив в смеси.

q' — доля одного из топлив по тепловыделению.

n — количество газообразного топлива в смеси, отнесенное к весу твердого или жидкого топлива, *нм³/кг*.

2. ВОЗДУХ И ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ

L' — объем воздуха при полном сгорании, *нм³/кг*.

L — объем воздуха при сгорании с механическим недожогом, *нм³/кг*.

V' — объем продуктов полного сгорания, *нм³/кг*.

V — объем продуктов сгорания с механическим недожогом, *нм³/кг*.

L_0 — теоретическое количество воздуха, *нм³/кг*.

L_a — действительное количество воздуха, *нм³/кг*.

V_{RO_2} — объемы сухих трехатомных газов, *нм³/кг*.

V_{H_2O} — объем водяных паров, *нм³/кг*.

$V^0_{R_2}$ — теоретический объем двухатомных газов, *нм³/кг*.

V_{R_2} — действительный объем двухатомных газов, *нм³/кг*.

$V^0_{с.г}$ — теоретический объем сухих газов, *нм³/кг*.

$V_{с.г}$ — действительный объем сухих газов, *нм³/кг*.

ΣV_0 — теоретический объем продуктов сгорания, *нм³/кг*.

ΣV — действительный объем продуктов сгорания, *нм³/кг*.

$d_в$ — влажность воздуха, *г/нм³*.

$d_г$ — влажность газа, *г/нм³*.

$W_ф$ — влага, вносимая паровым дутьем или распылением, *кг/кг*.

c — теплоемкость при постоянном давлении, *ккал/нм³* °С.

ΣVc — суммарная теплоемкость продуктов сгорания, *ккал/кг* °С.

$\bar{c}$ — средняя теплоемкость продуктов сгорания в топке, *ккал/нм³* °С.

γ — удельный вес газов, *кг/нм³*.

γ_0 — удельный вес при 0° С и 760 *мм* рт. ст., *кг/нм³*.

ρ — плотность газов, *кг·сек²/м⁴*.

μ — динамическая вязкость газов, *кг·сек/м²*.

λ — теплопроводность газов, *ккал/м·час* °С.

x_{CO_2} — степень разложения минеральной углекислоты.

p_{RO_2} — парциальное давление сухих трехатомных газов, *ата*.

p_{H_2O} — парциальное давление водяных паров, *ата*.

$\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха в топке.

$\alpha_{г.в}$ — коэффициент избытка горячего воздуха.

$\alpha_{пп}$ — коэффициент избытка воздуха перед пароперегревателем.

$\alpha_{з.п}$ — коэффициент избытка воздуха за пароперегревателем.

$\alpha_{з.к}$ — коэффициент избытка воздуха за котлом.

$\alpha_{з.э}$ — коэффициент избытка воздуха за экономайзером.

$\alpha_{з.в}$ — коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем.

$\alpha_{ух}$ — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.

$\Delta\alpha_т$ — присос воздуха в топке.

$\Delta\alpha_{1к}$ — присос воздуха в первом газоходе котла.

$\Delta\alpha_п$ — присос воздуха в пароперегревателе.

$\Delta\alpha_{2к}$ — присос воздуха во втором газоходе котла.

$\Delta\alpha_э$ — присос воздуха в экономайзере.

$\Delta\alpha_в$ — присос воздуха в воздухоподогревателе.

$\Delta\alpha_з$ — присос воздуха в золоуловителе.

$\Delta\alpha_ф$ — присос воздуха в электрофильтре.

$\Delta\alpha_{пп}$ — присос воздуха в системе пылеприготовления.

3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И КОЛИЧЕСТВО ТЕПЛА

$\eta_к$ — коэффициент полезного действия котельного агрегата, %.

q_1 — тепло, воспринятое котлом, пароперегревателем и экономайзером, %.

q_2 — потеря тепла с уходящими газами, %.

q_3 — потеря тепла от химического недожога, %.

q_4 — потеря тепла от механического недожога, %.

q_5 — потеря тепла от внешнего охлаждения, %.

q^0_6 — потеря тепла от охлаждения панелей и балок.

$q^ш_6$ — потеря с физическим теплом шлаков, %.

$q^р_6$ — потеря тепла от разложения карбонатов, %.

$q^т_5$ — потеря от внешнего охлаждения топки, %.

$\Sigma q_к$ — суммарная потеря тепла котельным агрегатом, %.

$\Sigma q_т$ — суммарная потеря тепла топкой, %.

$Q_т$ — тепло, полезно выделяющееся в топке, *ккал/кг*.

$Q_р$ — тепло, воспринятое поверхностями нагрева в топке, *ккал/кг*.

$Q_{1к}$ — тепло, воспринятое в первом газоходе котла, *ккал/кг*.

$Q_{пе}$ — тепло, воспринятое пароперегревателем, *ккал/кг*.

$\sum Q'$ — тепло, воспринятое поверхностью нагрева, включенной параллельно пароперегревателю, *ккал/кг*.

$Q_{2к}$ — тепло, воспринятое во втором газоходе котла, *ккал/кг*.

$Q_{эк}$ — тепло, воспринятое в экономайзере, *ккал/кг*.

$Q_{х.в}$ — тепло холодного воздуха, *ккал/кг*.

$Q_в$ — тепло горячего и холодного воздуха, *ккал/кг*.

$Q_{ф.т}$ — физическое тепло топлива, *ккал/кг*.

$Q_ф$ — тепло парового дутья или пара распыливания, *ккал/кг*.

$Q^к_л$ — тепло, передаваемое топочным излучением котла, *ккал/м² час*.

$Q^{пе}_л$ — тепло, передаваемое топочным излучением пароперегревателю, *ккал/м² час*.

$Q_в$ — собственное излучение поверхности экрана, *ккал/м² час*.

Q_1 — тепловосприятие первой части поверхности нагрева, *ккал/час*.

Q_2 — тепловосприятие второй части поверхности нагрева, *ккал/час*.

B — часовой расход натурального топлива, *кг/час*.

B' — часовой расход подсушенного топлива, *кг/час*.

4. ВОДА И ПАР

D — суммарная паропроизводительность котла, *кг/час*.

$D_{пр}$ — расход продувочной воды, *кг/час*.

$i_{пе}$ — теплосодержание перегретого пара, *ккал/кг*.

i'' — теплосодержание насыщенного пара; *ккал/кг*.
i' — теплосодержание кипящей воды, *ккал/кг*.
i_x — теплосодержание влажного пара, *ккал/кг*.
i_1 — начальное теплосодержание при входе в экономайзер, *ккал/кг*.
i_2 — конечное теплосодержание после экономайзера, *ккал/кг*.
$\Delta i_п$ — изменение теплосодержания за счет парообразования в кипящем экономайзере, *ккал/кг*.
$\Delta i_{охл}$ — снижение теплосодержания пара в пароохладителе, *ккал/кг*.
r — скрытая теплота парообразования, *ккал/кг*.
x — влажность пара.
$v_{пе}$ — удельный объем перегретого пара, *м³/кг*.
v'' — удельный объем насыщенного пара, *м³/кг*.
v — средний удельный объем пара, *м³/кг*.

5. ТЕМПЕРАТУРЫ.

T — абсолютная температура, ° К.
t_1 — начальная температура греющей среды, °С.
t_2 — конечная температура греющей среды, °С.
ϑ_1 — начальная температура нагреваемой среды, °С.
ϑ_2 — конечная температура нагреваемой среды, °С.
Δt — температурный напор, °С.
τ — температурный перепад, °С.
$t_т$ — теоретическая температура горения, °С.
t_0 — температура газов на выходе из топки, °С.
$t_{п.п}$ — температура газов перед пароперегревателем, °С.
$t_{з.п}$ — температура газов за пароперегревателем, °С.
$t_{з.э}$ — температура газов за экономайзером, °С.
$t_{з.в}$ — температура газов за воздухоподогревателем, °С.
$t_{ух}$ — температура уходящих газов, °С.
$t_{пот}$ — средняя температура газового потока, °С.
$t_{г.в}$ — температура горячего воздуха, °С.
$t_{х.в}$ — температура холодного воздуха, °С.
$t_{ст}$ — температура стенки, °С.
$t_{б.ст}$ — наибольшая температура стенки, °С.
$t_{м.ст}$ — наименьшая температура стенки, °С.
$t_{пе}$ — температура перегретого пара, °С.
$t_н$ — температура насыщенного пара, °С.
$t_{пит}$ — температура питательной воды, °С.
$\vartheta_{усл}$ — условная температура воды за кипящим экономайзером, °С.
$\vartheta_{ср}$ — средняя температура нагреваемой среды, °С.
$\Delta t_{прот}$ — средний температурный напор при противотоке, °С.
$\Delta t_{прям}$ — средний температурный напор при прямотоке, °С.
$\Delta t_б$ — наибольший температурный напор, °С.
$\Delta t_м$ — наименьший температурный напор, °С.
Δt_1 — температурный напор в первой части поверхности нагрева, °С.
Δt_2 — температурный напор во второй части поверхности нагрева, °С.
$\tau_б$ — наибольший перепад температуры, °С.
$\tau_м$ — наименьший перепад температуры, °С.
τ_1 — перепад температуры греющей среды, °С.
τ_2 — перепад температуры нагреваемой среды, °С.
$\tau_{см}$ — перепад температуры смешивающейся среды, °С.
$\tau_{нсм}$ — перепад температуры несмешивающейся среды, °С.

6. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

$V_т$ — объем топочной камеры, *м³*.
R — активная площадь зеркала горения, *м²*.
$H_р$ — эффективная радиационная поверхность нагрева, *м²*.
$H'_р$ — эффективная абсолютно холодная радиационная поверхность нагрева, *м²*.
$H^к_р$ — радиационная поверхность котельного пучка труб, *м²*.
$H^э_р$ — радиационная поверхность экрана, *м²*.
$H^д_р$ — радиационная поверхность экрана двойного освещения, *м²*.
$H^{пе}_р$ — радиационная поверхность пароперегревателя, *м²*.
$H_к$ — поверхность нагрева котла, *м²*.
$H_{1к}$ — поверхность нагрева первого газохода котла, *м²*.
$H_{пе}$ — поверхность нагрева пароперегревателя, *м²*.
$H_{2к}$ — поверхность нагрева второго газохода котла, *м²*.
H' — поверхность нагрева котла, включенная параллельно пароперегревателю, *м²*.
$H_{эк}$ — поверхность нагрева экономайзера, *м²*.
$H_{вп}$ — поверхность нагрева воздухоподогревателя, *м²*.
H_1 — первая часть поверхности нагрева, *м²*.
H_2 — вторая часть поверхности нагрева, *м²*.
$H_{прям}$ — прямоточная часть поверхности нагрева, *м²*.
$H_{прот}$ — противоточная часть поверхности нагрева, *м²*.
$F_{ст}$ — полная поверхность стен топочной камеры, *м²*.
$F_{пл}$ — поверхность заэкранированной стенки топки, *м²*.
$F^{пе}_{пл}$ — площадь сечения газохода, занятая пароперегревателем, *м²*.
Ω — живое сечение газохода, *м²*.
Ω_1 — живое сечение в первой части поверхности нагрева, *м²*.
Ω_2 — живое сечение во второй части поверхности нагрева, *м²*.
$\Omega_{пот}$ — среднее живое сечение для поперечного потока газов, *м²*.
$\Omega_{прод}$ — среднее живое сечение для продольного потока газов, *м²*.
d — наружный диаметр трубы, *м*.
d_1 — диаметр трубы в первой части поверхности нагрева, *м*.
d_2 — диаметр труб во второй части поверхности нагрева, *м*.
$d_{вн}$ — внутренний диаметр труб, *м*.
$d_э$ — эквивалентный диаметр пучка труб, *м*.
$\frac{s}{d}$ — относительный шаг труб экрана.

$\frac{e}{d}$ — относительное расстояние труб экрана от кладки.

$\frac{s_1}{d}$ — относительный шаг труб по ширине пучка.

$\frac{s_2}{d}$ — относительный шаг труб вдоль хода газов в пучке.

δ — толщина стенки труб, *м*.

n — число рядов труб или число параллельно включенных труб.

n_1 — число рядов труб в первой части поверхности нагрева.

n_2 — число рядов труб во второй части поверхности нагрева.

$n_ш$ — число рядов труб, расположенных шахматно.

$n_к$ — число рядов труб, расположенных коридорно.

N — общее число труб.

a — длина сечения газохода или площади, *м*.

b — ширина сечения газохода или площади, *м*.

F — площадь основания объема, $м^2$.

h — высота объема, *м*.

l — длина труб, *м*.

D_m — диаметр топочной камеры, *м*.

x — фактор формы (коэффициент эффективности) радиационной поверхности нагрева.

x_1 — фактор формы прямого излучения для первого ряда труб.

x_2 — фактор формы прямого излучения для второго ряда труб.

s — эффективная длина луча, *м*.

ψ — степень экранирования топочных стен.

U — периметр газохода, *м*.

7. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

C_s — коэффициент излучения абсолютно черного тела, *ккал/м² час град⁴*.

$C_э$ — коэффициент излучения экранной поверхности, *ккал/м² час град⁴*.

k — коэффициент ослабления лучей в пламени $1/м \cdot ата$.

a — степень черноты пламени.

$a_к$ — степень черноты бесконечно толстого слоя пламени.

$a_г$ — степень черноты газов.

ε — степень черноты топочного излучения.

ξ — коэффициент обратной теплоотдачи экранной поверхности.

$\varkappa$ — коэффициент загрязнения экранной поверхности.

μ — доля тепла, передаваемого в топке.

$K_т$ — теоретический коэффициент теплопередачи, *ккал/м² час °С*.

K — действительный коэффициент теплопередачи, *ккал/м² час °С*.

α_1 — коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке, *ккал/м² час °С*.

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде, *ккал/м² час °С*.

$\alpha_к$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, *ккал/м² час °С*.

$\alpha_{к1}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией в первой части поверхности нагрева, *ккал/м² час °С*.

$\alpha_{к2}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией во второй части поверхности нагрева, *ккал/м² час °С*.

$\alpha_л$ — коэффициент теплоотдачи газовым излучением, *ккал/м³ час °С*.

$\alpha_л^{CO_2}$ — коэффициент теплоотдачи излучением углекислоты, *ккал/м² час °С*.

$\alpha_л^{H_2O}$ — коэффициент теплоотдачи излучением водяных паров, *ккал/м² час °С*.

$\alpha_л^{об}$ — коэффициент теплоотдачи излучением газового объема, *ккал/м² час °С*.

$\alpha_л^{тр}$ — коэффициент теплоотдачи излучением межтрубного пространства, *ккал/м² час °С*.

$\alpha_л'$ — исправленный коэффициент теплоотдачи излучением в первом газоходе, *ккал/м² час °С*.

λ — коэффициент теплопроводности металла труб, *ккал/м час °С*.

λ_1 — коэффициент теплопроводности внешних отложений, *ккал/м час °С*

λ_2 — коэффициент теплопроводности внутренних отложений, *ккал/м час °С*.

δ_1 — толщина слоя внешних отложений, *м*.

δ_2 — толщина слоя внутренних отложений, *м*.

ξ — коэффициент использования газохода.

θ_0 — безразмерная температура.

$Re_{ст}$ — критерий Рейнольдса при температуре стенки.

$Pr_{ст}$ — критерий Прандтля при температуре стенки.

Bo_m — критерий Больцмана.

8. ПРОЧИЕ ВЕЛИЧИНЫ

$\frac{Q}{V_m}$ — тепловая нагрузка топочной камеры, *ккал/м³ час*.

$\frac{Q}{R}$ — тепловая нагрузка зеркала горения, *ккал/м² час*.

$\frac{Q}{H_p}$ — тепловая нагрузка радиационной поверхности нагрева (по полному количеству тепла), *ккал/м² час*.

w_1 — средняя скорость греющей среды, *м/сек*.

w_2 — средняя скорость нагреваемой среды, *м/сек*.

w' — начальная скорость, *м/сек*.

w'' — конечная скорость, *м/сек*.

φ — доля газов, проходящих через поверхность нагрева.

p_m — давление в топочной камере, *ата*.

A — отношение поверхностей нагрева.

P — отношение температурного перепада к разности начальных температур.

R — отношение температурных перепадов.

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТОПЛИВО И ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКА

1-1. СОСТАВ ТОПЛИВА

Все виды твердого и жидкого топлива содержат в определенных пропорциях (по весу) углерод (C), водород (H), кислород (O), азот (N), серу (S), золу (A) и влагу (W).

При изучении свойств топлив и их состава различают их органическую массу, горючую массу, сухую массу и рабочую массу.

Состав каждой массы обозначают соответствующими индексами по следующей схеме:

Индексы	Состав массы топлива						
	C	H	O	N	$S^z_л$	A	W
o	Органическая масса						
$г$	Горючая масса						
c	Сухая масса						
p	Рабочая масса						

Для каждой рассматриваемой массы может быть составлен материальный баланс, а именно:

$$C^o+H^o+O^o+N^o=100\%, \qquad (1\text{-}1)$$

$$C^z+H^z+O^z+N^z+S^z_л=100\%, \qquad (1\text{-}2)$$

$$C^c+H^c+O^c+N^c+S^c_л+A^c=100\%, \qquad (1\text{-}3)$$

$$C^p+H^p+O^p+N^p+S^p_л+A^p+W^p=100\%. \qquad (1\text{-}4)$$

Общее содержание серы в топливе может быть представлено выражением

$$S_{об}=S_{ор}+S_к+S_{ст}=S^z_л+S_{ст}, \qquad (1\text{-}5)$$

где $S_{ор}$ — органическая сера;

$S_к$ — колчеданная сера;

$S_{ст}$ — сульфатная сера;

$S^z_л$ — горючая (летучая) сера.

При изменении влажности топлива с W^p_{I} до W^p_{II} первоначальный элементарный состав рабочей массы топлива пересчитывают на конечную влажность по уравнениям (1-6):

$$\left.\begin{aligned} C^p_{\text{II}}&=C^p_{\text{I}}\frac{100-W^p_{\text{II}}}{100-W^p_{\text{I}}}\%,\\ H^p_{\text{II}}&=H^p_{\text{I}}\frac{100-W^p_{\text{II}}}{100-W^p_{\text{I}}}\% \text{ и т. д.}\end{aligned}\right\} \qquad (1\text{-}6)$$

Пересчет состава топлива с одной зольности на другую производят по уравнениям (1-7):

$$\left.\begin{aligned} C^p_{\text{II}}&=C^p_{\text{I}}\frac{100-A^p_{\text{II}}}{100-A^p_{\text{I}}}\%,\\ H^p_{\text{II}}&=H^p_{\text{I}}\frac{100-A^p_{\text{II}}}{100-A^p_{\text{I}}}\% \text{ и т. д.}\end{aligned}\right\} \qquad (1\text{-}7)$$

Для пересчета состава топлива заданной массы на другую массу пользуются множителями, приведенными в табл. 1-1.

Все тепловые расчеты котельных установок производят, исходя из рабочего состава топлива.

Технический анализ топлива легко выявляет содержание в нем золы и влаги, которые в зависимости от сорта и состояния топлива

ТАБЛИЦА 1-1

Формулы для пересчета заданной массы топлива на искомую

Заданная масса	Множитель для пересчета искомой массы			
	Органическая	Горючая	Сухая	Рабочая
Органическая	1	$\frac{100-S_к^c}{100}$	$\frac{100-(S_к^c+A^c)}{100}$	$\frac{100-(S_к^p+A^p+W^p)}{100}$
Горючая	$\frac{100}{100-S_к^z}$	1	$\frac{100-A^c}{100}$	$\frac{100-(A^p+W^p)}{100}$
Сухая	$\frac{100}{100-(S_к^c+A^c)}$	$\frac{100}{100-A^c}$	1	$\frac{100-W^p}{100}$
Рабочая	$\frac{100}{100-(S_к^p+A^p+W^p)}$	$\frac{100}{100-(A^p+W^p)}$	$\frac{100}{100-W^p}$	1

меняются в широких пределах. Что касается состава горючей массы, то он почти постоянен для каждого сорта топлива, но надежное определение его доступно лишь немногим специализированным лабораториям. Поэтому для практических расчетов пользуются данными табл. 1-2, приведенной на стр. 16—19.

Получаемые при лабораторном анализе многосернистых топлив и сланцев данные о содержании золы нуждаются в поправках на разложение карбонатов ($CaCO_3$ и $MgCO_3$), приводящее к выделению углекислоты и уменьшению веса золы (1% на 1% $CO_2^к$).

Содержание золы в сланцах с учетом поправки принимают равным

$$A_ц^p = A^p + (1-K)(CO_2^к)\,\%, \qquad (1\text{-}8)$$

где $A_ц^p$ — истинная зольность сланца;

K — поправочный коэффициент на разложение карбонатов.

При слоевом сжигании принимают $K=0{,}7$, при камерном сжигании $K=1{,}0$.

Средний элементарный состав смеси двух топлив — первого, содержащего $C_I^p\%$; $H_I^p\%$; $O_I^p\%$; $N_I^p\%$; $(S_л^p)_I\%$; $A_I^p\%$; $W_I^p\%$, и второго, содержащего $C_{II}^p\%$; $H_{II}^p\%$; $O_{II}^p\%$; $N_{II}^p\%$; $(S_л^p)_{II}\%$; $A_{II}^p\%$; $W_{II}^p\%$, находят по уравнениям

$$\left.\begin{aligned} C_{см}^p &= g_I C_I^p + (1-g_I)\,C_{II}^p\,\%, \\ H_{см}^p &= g_I H_I^p + (1-g_I)\,H_{II}^p\,\% \text{ и т. д.} \end{aligned}\right\} \qquad (1\text{-}9)$$

Значение коэффициента g_I определяют из уравнения

$$g_I = \frac{B_I}{B_I + B_{II}}, \qquad (1\text{-}10)$$

где B_I — вес одного вида топлива в смеси;

B_{II} — вес второго вида топлива.

Найденный по уравнениям (1-9) элементарный состав смеси должен в итоге составлять 100%*.

Задача 1-1. Определить рабочий состав кизеловского угля, если известен его горючий состав: $C^z=80{,}0\%$; $H^z=5{,}6\%$; $O^z=5{,}1\%$; $N^z=1{,}2\%$; $S_л^z=(S_к^z+S_{op}^z)=(5{,}2+2{,}9)\%$; $A^c=27{,}5\%$ и $W^p=4{,}0\%$.

Решение. Так как зольность топлива дана для сухой массы, пересчитываем ее для рабочей массы, пользуясь соответствующим множителем из табл 1-1:

$$A^p = A^c \cdot \frac{100-W^p}{100} = 27{,}5\,\frac{100-4{,}0}{100} = 26{,}4\%.$$

Элементарный состав рабочей массы определяем, пользуясь данными табл. 1-1:

$$C^p = C^z \cdot \frac{100-(A^p+W^p)}{100} =$$

$$= 80{,}0 \cdot \frac{100-(26{,}4+4{,}0)}{100} = 55{,}7\%;$$

* При одновременном сжигании двух видов топлива лучше подсчитывать не условный состав смеси, а вести подсчет раздельно для двух топлив.

$$H^p = H^z \cdot \frac{100-(A^p+W^p)}{100} =$$

$$= 5{,}6 \cdot \frac{100-(26{,}4+4{,}0)}{100} = 3{,}9\%;$$

$$O^p = O^z \cdot \frac{100-(A^p+W^p)}{100} =$$

$$= 5{,}1 \cdot \frac{100-(26{,}4+4{,}0)}{100} = 3{,}5\%;$$

$$N^p = N^z \cdot \frac{100-(A^p+W^p)}{100} =$$

$$= 1{,}2 \cdot \frac{100-(26{,}4+4{,}0)}{100} = 0{,}8\%;$$

$$S_л^p = S_л^z \cdot \frac{100-(A^p+W^p)}{100} =$$

$$= 8{,}1 \cdot \frac{100-(26{,}4+4{,}0)}{100} = 5{,}6\%$$

$A^p = 26{,}4\%$

$W^p = 4{,}0\%$

Итого . . . 99,9%

Ошибку в 0,1%, полученную за счет округления [1], сносим на наибольшее слагаемое; окончательно имеем $C^p = 55{,}8\%$.

Задача 1-2. Определить рабочий состав сланца Савельевского месторождения при слоевом сжигании, если известен элементарный состав горючей массы: $C^z = 61{,}0\%$; $H^z = 7{,}7\%$; $O^z = 17{,}0\%$; $N^z = 1{,}1\%$; $S_л^z = 13{,}2\%$; $A^p = 48{,}4\%$; $W^p = 20{,}0\%$ и $(CO_2^к)^p = 13{,}0\%$.

Решение. По уравнению (1-8) определяем истинную зольность рабочей массы с учетом поправки на разложение карбонатов

$$A_и^p = A^p + (1-K)(CO_2^к)^p = 48{,}4 + (1-0{,}7)\,13{,}0 = 52{,}3\%.$$

Пересчет горючей массы на рабочую производим, пользуясь данными таб. 1-1:

$$C^p = C^z \cdot \frac{100-(A_и^p+W^p)}{100} =$$

$$= 61{,}0 \frac{100-(52{,}3+20{,}0)}{100} = 16{,}9\%;$$

$$H^p = H^z \cdot \frac{100-(A_и^p+W^p)}{100} =$$

$$= 7{,}7 \frac{100-(52{,}3+20{,}0)}{100} = 2{,}1\%;$$

$$O^p = O^z \cdot \frac{100-(A_и^p+W^p)}{100} =$$

$$= 17{,}0 \frac{100-(52{,}3+20{,}0)}{100} = 4{,}7\%;$$

$$N^p = N^z \cdot \frac{100-(A_и^p+W^p)}{100} =$$

$$= 1{,}1 \frac{100-(52{,}3+20{,}0)}{100} = 0{,}3\%;$$

$$S_л^p = S_л^z \cdot \frac{100-(A_и^p+W^p)}{100} =$$

$$= 13{,}2 \frac{100-(52{,}3+20{,}0)}{100} = 3{,}7\%.$$

$A_и^p = 52{,}3\%$

$W^p = 20{,}0\%$

Итого . . . 100,0%

Задача 1-3. Через сушильно-мельничную систему пропускается подмосковный уголь состава: $C^p = 32{,}79\%$; $H^p = 2{,}43\%$; $O^p = 9{,}86\%$; $N^p = 0{,}63\%$; $S_л^p = 2{,}87\%$; $A^p = 18{,}42\%$ и $W_I^p = 33{,}0\%$. При выходе из сушильной трубы его конечная влажность составляет $W_{II}^p = 15\%$.

Определить элементарный состав рабочей массы подсушенного топлива.

Решение. Пересчет элементарного состава рабочего топлива с начальной влажности W_I^p на конечную влажность W_{II}^p производим по уравнениям (1-6):

$$C_{II}^p = C_I^p \cdot \frac{100-W_{II}^p}{100-W_I^p} = 32{,}79 \cdot \frac{100-15}{100-33} = 41{,}6\%;$$

$$H_{II}^p = H_I^p \cdot \frac{100-W_{II}^p}{100-W_I^p} = 2{,}43 \cdot \frac{100-15}{100-33} = 3{,}1\%;$$

$$O_{II}^p = O_I^p \cdot \frac{100-W_{II}^p}{100-W_I^p} = 9{,}86 \cdot \frac{100-15}{100-33} = 12{,}5\%;$$

$$N_{II}^p = N_I^p \cdot \frac{100-W_{II}^p}{100-W_I^p} = 0{,}63 \cdot \frac{100-15}{100-33} = 0{,}8\%;$$

$$(S_л^p)_{II} = (S_л^p)_I \cdot \frac{100-W_{II}^p}{100-W_I^p} = 2{,}87 \cdot \frac{100-15}{100-33} = 3{,}6\%;$$

$$A_{II}^p = A_I^p \cdot \frac{100-W_{II}^p}{100-W_I^p} = 18{,}42 \cdot \frac{100-15}{100-33} = 23{,}4\%.$$

$W_{II}^p = 15{,}0\%$.

Итого . . . 100,0%

[1] Производить расчеты с точностью, превосходящей точность исходных данных (с большим числом знаков), не следует.

Расчетные характеристики (по дан

Район месторождения	Наименование месторождения	Марка и сорт	Горючая масса топлива: Элементарный состав, % C^z	H^z	$S^z_{к+0}$	N^z	O^z	Теплотворная способность $Q^z_н$, ккал/кг	Выход летучих V^z, %	Влага гигроскопическая W^a, %	Зольность на сухую массу A^c, %
Ископаемые											
Донецкий бассейн		Д	75,0	5,5	5,8	1,6	12,1	7 290	43,0	4,5	22,5
То же	—	Г	80,5	5,4	4,3	1,5	8,3	7 700	39,0	3,0	16,0
То же	—	ПЖ	83,0	5,1	4,8	1,5	5,6	8 000	32,0	1,0	20,0
То же	—	Т	90,0	4,2	2,2	1,5	2,1	8 260	12,0	1,0	14,0
То же	—	АС	93,0	1,8	2,2	1,0	2,0	7 970	4,0	2,0	14,0
То же	—	АСШ и АРШ	93,0	1,8	2,2	1,0	2,0	7 970	4,0	2,0	15,0
То же	—	АШ	92,5	1,8	2,2	1,0	2,5	7 930	4,0	2,0	18,5
То же	—	п/п[а] мок.	80,0	5,5	6,2	1,7	6,6	7 600	30,0	1,3	45,0
То же	—	п/п[б] сух.	82,5	5,0	6,8	1,5	4,2	7 900	25,0	1,0	35,0
Кузнецкий бассейн	Анжеро-Судженское	ПС	91,0	4,3	0,7	1,9	2,1	8 340	15,0	1,0	13,0
То же	Ленинское	Г	83,0	5,8	0,7	2,7	7,8	7 910	39,0	1,8	11,0
То же	Кемеровское	ПС и К	87,0	5,0	0,5	2,0	5,5	8 110	26,0	1,0	12,0
То же	Прокопьевское	СС	88,0	4,6	0,5	2,2	4,7	8 080	24,0	1,0	11,0
То же	Киселевское	СС	89,3	4,3	0,5	2,3	3,6	8 200	18,0	1,0	11,0
То же	Прокопьевское (Сталиноуголь)	СС	89,5	4,3	0,5	2,3	3,4	8 200	18,0	1,0	11,0
То же	Араличевское	Т	89,5	4,1	0,7	2,0	4,2	8 150	10,0	1,5	18,0
Карагандинский бассейн	—	ПЖ и ПС	85,0	5,1	1,0	1,4	7,5	8 000	27,0	2,0	23,0
То же	—	БР	74,0	5,0	0,7	0,9	19,4	6 700	43,0	10,0	18,0
Подмосковный бассейн	—	БР	67,0	5,0	5,9	1,3	20,8	6 240	45,0	8,0	35,0
Урал	Кизеловское	ПЖ	80,5	5,6	7,7	1,3	4,9	7 770	40,0	1,0	30,0
То же	Кизеловское	ПП	79,0	5,4	9,9	1,7	4,0	7 600	40,0	1,0	40,0
То же	Богословское	БР	70,0	4,5	0,7	1,5	23,3	6 130	43,0	15,0	30,0
То же	Челябинское	Б	73,0	5,2	1,6	1,7	18,5	6 720	43,0	9,0	30,0
То же	Коркинское и Еманжелинское	Б	71,5	5,1	2,6	1,7	19,1	6 550	45,0	9,0	35,0
То же	Буланашское*	Г	80,5	5,5	1,5	1,5	11,0	7 660	40,0	2,5	20,0
То же	Егоршинское	АР	90,5	3,7	0,6	0,6	4,6	8 080	7,0	1,5	22,0
То же	Полтавское*	АР	95,0	0,8	0,3	0,5	3,4	7 650	3,5	3,0	28,0
То же	Брединское*	АР	93,5	1,7	0,8	0,6	3,4	7 840	4,0	3,0	28,0
То же	Домбаровское	АР	91,0	2,0	0,6	0,7	5,7	7 620	7,0	2,5	35,0
Коми АССР	Воркутское	ПЖ	85,0	5,3	1,3	2,3	6,1	8 070	30,0	1,5	23,0
Башкирская АССР	Куюргазинское	БР	65,7	6,3	1,4	0,6	26,0	6 120	63,5	10,0	33,0
Карачаевская АО	Хумаринское	Г/Д	79,0	5,7	0,9	1,5	12,9	7 450	40,0	2,5	25,0
Красноярский край	Канское	БР	71,0	4,8	0,8	1,4	22,0	6 320	48,0	11,0	13,0

ТАБЛИЦА 1-2

твердых и жидких топлив
ным ВТИ)

Рабочая масса			Максимальная		Теоретически необходимый объем воздуха V_0, $нм^3/кг$	Минимальный объем газов $V^{мин}_2$, $нм^3/кг$	Коэффициент размолоспособности	Плавкость золы			Характеристика кокса
								Температура, °С			
Влажность W^p, %	Зольность, A^p, %	Теплотворная способность, $Q^p_н$, ккал/кг	влажность, $W^p_{макс}$, %	зольность $A^c_{макс}$, %				начала деформации $t_{н.д}$	размягчения $t_{разм}$	жидкоплавкого состояния $t_{плавл}$	
у г л и											
12,0	19,8	4 900	16,0	30,0	6,38	5,88	1,1	1 000—1 100	1 100—1 200	1 150—1 250	Порошкообразный или спекшийся
8,0	14,7	5 900	11,0	25,0	6,54	7,02	1,02	1 050—1 100	1 100—1 200	1 200—1 250	Спекшийся-сплавленный
6,0	18,8	5 980	10,0	30,0	6,54	6,96	—	1 000—1 050	1 150—1 200	1 200—1 250	Спекшийся-сплавленный
4,0	13,4	6 800	8,0	27,0	7,01	7,39	1,33	1 000—1 150	1 100—1 300	1 150—1 350	Порошкообразный или слабо спекшийся
6,0	13,2	6 400	9,0	22,0	7,09	7,38	—				Порошкообразный
6,0	14,1	6 330	10,0	27,0	—	—	—	1 000—1 150	1 050—1 350	1 100—1 400	Порошкообразный
6,5	17,3	6 000	10,0	26,5	6,26	6,55	0,87				Порошкообразный
7,0	41,8	3 850	14,0	50,0	4,34	4,70	—	—	—	—	Спекшийся
4,0	33,6	4 900	6,0	45,0	5,45	6,28	—	—	—	—	Спекшийся
6,0	12,2	6 790	10,0	17,0	7,50	7,91	1,6	1 050—1 150	1 200—1 400	1 250—1 500	Спекшийся
8,5	10,1	6 390	11,0	14,0	7,06	7,59	1,2	1 050—1 250	1 100—1 300	1 150—1 400	Спекшийся сплавленный
8,5	11,0	6 480	11,0	17,0	6,94	7,40	1,37	1 000—1 150	1 150—1 300	1 150—1 350	Спекшийся
6,0	10,3	6 730	10,0	16,0	7,15	7,63	2,0	1 050—1 500	1 150—1 500	1 250—1 500	Спекшийся
8,0	11,0	6 590	12,0	15,0	7,36	7,81	1,2	—	—	—	Спекшийся
6,0	10,3	6 830	10,0	16,0	7,34	7,76	—	—	—	—	Спекшийся
5,5	17,0	6 280	9,0	25,0	6,92	7,32	1,28	1 050—1 350	1 300—1 450	1 350—1 500	Порошкообразный или слабо спекшийся
8,0	21,2	5 620	12,0	32,0	5,74	6,15	1,37	1 150—1 500	1 400—1 500	1 450—1 500	Спекшийся
28,0	13,0	3 790	33,0	25,0	4,14	4,79	1,37	1 100*	1 180*	1 200*	Порошкообразный
32,5	23,6	2 540	37,0	40,0	2,72	3,35	1,73	1000*—1500[1]	1 050—1 500[1]	1 100—1 500[1]	Порошкообразный
								1 300	1 500	1 500	
5,0	28,5	5 140	15,0	40,0	5,32	5,73	1,0	1 000—1 400	1 200—1 500	1 250—1 500	От порошкообразного до плотно-спекающего
8,0	36,8	4 150	12,0	45,0	4,78	5,14	—	1 100—1 250	1 350—1 500	1 400—1 500	Спекшийся
29,0	21,3	2 870	35,0	40,0	3,13	3,72	1,15	1 150—1 250	1 250—1 350	1 300—1 400	Порошкообразный
19,0	24,0	3 700	24,0	40,0	4,13	4,67	1,24	1 100—1 150	1 100—1 350	1 150—1 400	Порошкообразный
17,0	29,1	3 430	21,0	45,0	3,80	4,28	1,33	1 000—1 100	1 100—1 350	1 150—1 400	Порошкообразный
10,0	18,0	5 450	—	—	5,96	6,46	1,33	1 200	1 250	1 300	Слабо-спекшийся
5,6	20,8	5 920	9,0	30,0	6,55	6,91	1,33	1 350—1 500	1 500	1 500	Порошкообразный
9,0	25,5	4 960	14,0	40,0	5,80	5,85	—	1 150—1 200	1 250—1 500	1 400—1 500	Порошкообразный
7,5	25,9	5 180	12,0	40,0	5,78	6,04	—	1 100—1 350	1 300—1 500	1 400—1 500	Порошкообразный
10,0	31,5	4 400	14,0	43,0	4,95	5,24	1,24	1 300—1 500	1 450—1 500	1 500	Порошкообразный
10,0	20,7	5 530	16,0	30,0	6,11	6,57	1,55	1 000—1 150	1 100—1 300	1 150—1 400	Спекшийся
46,0	17,8	1 940	—	—	2,43	3,24	—	1 050	1 430	1 470	Порошкообразный
9,0	22,8	5 030	—	—	5,55	6,04	—	1 100—1 500	1 300—1 500	1 350—1 500	Спекшийся
39,0	8,8	3 550	37,0	17,0	3,77	4,46	1,19	—	—	—	Порошкообразный

Район месторождения	Наименование месторождения	Марка и сорт	Горючая масса топлива: Элементарный состав, % $C^г$	$H^г$	$S^г_к+0$	$N^г$	$O^г$	Теплотворная способность $Q^г_н$, ккал/кг	Выход летучих $V^г$, %	Влага гигроскопическая, $W^г$, %	Зольность на сухую массу $A^с$, %
Таймырский Н. О.	Норильское*	—	85,0	5,0	1,5	1,7	6,8	7 840	23,0	1,5	25,0
Хакасская А. О.	Минусинское	Д	79,0	5,5	0,8	2,2	12,5	7 470	42,0	3,5	12,0
Иркутская обл.	Черемховское	Д	78,0	5,7	1,4	1,6	13,3	7 400	45,0	4,0	17,0
Читинская обл.	Тарбогатайское	БР	74,0	5,1	1,5	1,3	18,1	6 830	43,0	8,0	18,0
То же	Арабогарское	БР	71,8	4,9	1,2	1,4	20,7	6 550	38,0	11,5	14,3
Читинская обл.	Халяртинское	БР	69,3	4,4	1,6	1,4	23,3	6 030	43,0	12,0	20,0
То же	Черновское	БР	75,5	5,0	0,7	1,3	17,5	6 900	40,0	11,0	11,0
То же	Гусино-Озерское	БР	75,0	5,0	0,8	1,1	18,1	6 900	43,0	4,0	23,0
То же	Букачачинское	Г	80,0	5,5	0,6	1,1	12,8	7 500	37,0	4,0	17,0
Амурская обл.	Кивдинское	БР	71,0	4,3	0,3	1,2	23,2	6 150	41,0	10,5	21,0
То же	Райчихинское	БР	70,0	4,3	0,3	1,1	24,3	6 100	41,0	10,5	14,0
Приморский край	Сучанское	ПЖ	86,0	5,0	0,5	1,4	7,1	8 000	32,0	1,5	23,5
То же	Сучанское	Т	—	—	—	—	—	—	15,0	—	34,0
То же	Артемовское	Б	71,5	5,7	0,6	1,5	20,7	6 620	49,0	9,0	25,0
То же	Подгороднен-ское*		87,0	4,8	0,5	1,3	6,4	8 020	17,0	1,0	45,0
То же	Таврическое	БР	75,0	5,6	0,7	1,6	17,1	6 970	45,0	8,5	25,0
То же	Ворошиловское*	ПЖ	87,0	5,5	0,5	1,0	6,0	8 130	25,0	0,5	45,0
Хабаровский край	Эльгенское*	БР	64,0	5,5	2,5	1,0	27,0	6 040	55,0	10,0	23,0
То же	Бурея	Г	81,0	6,0	0,4	2,0	10,6	8 100	41,0	2,0	30,0
Украинская ССР	Александрийское и др.	БР	66,5	6,0	5,1	0,8	21,6	6 300	57,0	10,0	35,0
Грузинская ССР	Ткварчельское	ПЖ	80,5	5,9	2,1	1,7	9,8	7 630	37,0	1,2	35,0
То же	Ткварчельское	ПП	79,0	6,0	2,3	1,6	11,1	7 500	43,0	1,2	40,0
То же	Ткибульское	Г	77,5	5,8	2,4	1,5	12,8	7 380	40,0	3,5	30,0
Казахская ССР	Берчогурское	Г	77,0	6,5	5,4	1,4	9,7	7 500	47,0	2,0	40,0
То же	Ленгеровское	БР	74,5	5,0	3,6	1,0	15,9	6 880	40,0	8,0	21,0
То же	Мангышлакское*	БР	76,0	4,0	4,3	1,0	14,7	6 900	32,0	12,0	18,5
Узбекская ССР	Ангрен	БР	74,0	3,8	2,9	0,9	18,4	6 420	40,0	7,0	35,0
Киргизская ССР	Кизил-Кийское	Б	75,0	4,3	2,7	0,9	18,1	6 800	38,0	10,0	16,5
То же	Сулюктинское	Б	77,0	4,0	1,0	0,8	17,2	6 750	36,0	10,0	18,0
То же	Кок-Янгакское	Г	77,0	5,0	2,4	1,0	14,5	7 170	35,0	6,5	25,0
То же	Ташкумирское*	Г	79,0	4,9	0,6	1,2	14,3	7 300	35,0	5,0	13,0
Таджикская ССР	Шурабское*	БР	78,0	3,4	1,2	0,8	16,6	6 680	31,0	13,0	17,0
II. Горючие											
Ленинградская обл.	Гдовское	—	73,5	9,4	4,7	0,3	12,1	7 990	81,0	1,2	53,5+18,5[2]
Куйбышевская обл.	Кашпирское	—	61,0	7,5	13,5	1,2	16,8	6 550	70,0	4,0	63,0+10,5[2]
Саратовская обл.	Савельевское	—	61,0	7,7	13,2	1,1	17,0	6 530	71,0	4,5	60,5+13,0[2]
III. Прочие											
Коксовая мелочь[5]	15—25 *мм*		95,5	0,5	1,0	1,2	1,8	7 700	4,0	1,0	13
	0—15 *мм*		92,0	2,0	1,6	1,5	2,9	7 850	9,0	1,0	20,0
Торф[6]	Кусковой		57,8	6,0	0,3	2,5	33,4	5 240	70,0	11,0	11,0
То же	Фрезерный		57,8	6,0	0,3	2,5	33,4	5 240	70,0	11,0	11,0
Дрова			51,0	6,1	—	0,6	42,3	4 510	85,0	7,0	1,0
Мазут[7]	Малосернистый		87,8	10,7	0,7	0,8		9 700	—	—	0,2
То же	Многосернистый		84,0	11,5	4,0	0,5		9 700	—	—	0,3

* Характеристики топлив, отмеченных звездочкой, или еще не вполне определились, или данные, имевшиеся при их выводе, были признаны недостаточными.

[1] В числителе даны температуры плавкости для угля Побединского и Товарковского районов, в знаменателе — для углей остальных районов Подмосковного бассейна

[2] Первое слагаемое — зола, второе — углекислота карбонатов ($CO_2^к$). Зольность на сухую массу $A^с$ приведена по остатку при прокаливании. При пересчете на рабочую массу введена поправка на образование сульфатов.

[3] Сумма золы и углекислоты карбонатов.

Продолжение

Рабочая масса: Влажность W^p, %	Рабочая масса: Зольность, A^p, %	Рабочая масса: Теплотворная способность $Q_н^p$, ккал/кг	Максимальная: влажность, $W^p_{макс}$, %	Максимальная: зольность $A^c_{макс}$, %	Теоретически необходимый объем воздуха V_0, нм³/кг	Минимальный объем газов $V_2^{мин}$, нм³/кг	Коэффициент размолоспособности	Плавкость золы: Температура, °С: начала деформации $t_{н.д}$	Плавкость золы: Температура, °С: размягчения $t_{разм}$	Плавкость золы: Температура, °С: жидкоплавкого состояния $t_{плавл}$	Характеристика кокса
7,0	23,2	5 480	—	—	—	—	—	1 100	1 250	1 300	Спекшийся
12,0	10,6	5 710	18,0	20,0	6,27	6,83	—	1 150	1 300	1 350	Спекшийся
12,0	15,0	5 330	16,0	25,0	5,88	6,43	1,02	1 000—1 200	1 000—1 350	1 150—1 400	Спекшийся
28,0	12,9	3 860	33,0	25,0	4,35	5,01	0,98	1 000—1 100	1 150—1 300	1 150—1 450	Порошкообразный или слабо спекшийся
27,5	10,1	3 920	32,0	18,0	4,40	5,08	0,93	1 100	1 150	1 250	Порошкообразный
33,0	13,4	3 030	40,0	27,0	3,54	4,23	—	1 050—1 150	1 150—1 250	1 250—1 300	Порошкообразный
33,0	7,4	3 910	40,0	16,0	4,46	5,18	1,15	1 050—1 100	1 100—1 200	1 150—1 300	Порошкообразный
21,0	18,2	4 070	25,0	28,0	4,50	5,08	—	1 000—1 150	1 050—1 350	1 100—1 400	Порошкообразный
14,0	14,6	5 270	20,0	32,0	5,82	6,37	1,33	1 100—1 300	1 200—1 450	1 250—1 500	Спекшийся
37,0	13,2	2 840	40,0	30,0	3,32	4,03	1,24	1 050	1 100—1 250	1 150—1 300	Порошкообразный
40,0	8,4	2 910	45,0	19,0	3,38	4,15	1,37	1 000—1 150	1 150—1 250	1 200—1 300	Порошкообразный
10,0	21,1	5 450	15,0	35,0	6,01	6,46	—	1 050—1 150	1 200—1 300	1 300—1 400	Спекшийся сплавленный
4,0	—	—	6,0	38,0	—	—	—	—	—	—	—
27,0	18,2	3 460	32,0	35,0	3,94	4,58	0,8	1 150—1 350	1 200—1 400	1 300—1 450	Порошкообразный
8,0	41,4	4 010	15,0	—	—	—	—	1 050—1 400	1 250—1 500	1 300—1 500	Слипшийся
13,0	21,7	4 480	17,0	30,0	4,97	5,50	0,87	1 050—1 400	1 100—1 500	1 200—1 500	Порошкообразный
5,0	42,8	4 220	—	—	4,69	5,01	1,33	1 500	—	—	Спекшийся
40,0	13,8	2 550	—	—	2,91	3,68	—	1 000—1 100	1 100—1 350	1 150—1 400	Порошкообразный
6,0	27,6	4 950	—	—	5,44	5,89	0,79	1 200—1 500	1 400—1 500	1 500	—
55,0	15,8	1 510	65,0	50,0	2,05	2,91	1,24	1 100—1 300	1 150—1 500	1 200—1 500	Порошкообразный
6,0	32,9	4 630	9,0	40,0	5,16	5,56	1,5	—	—	—	Спекшийся
10,0	36,0	3 990	17,5	45,0	4,48	4,89	—	1 150—1 500	1 400—1 500	1 400—1 500	Слабо-спекшийся
12,0	26,4	4 470	15,0	40,0	4,99	5,47	1,37	1 400—1 500	1 500	—	Спекшийся
6,0	37,6	4 190	10,0	50,0	4,76	5,15	—	1 300—1 400	1 400—1 500	1 500	Спекшийся
27,0	15,6	3 860	33,0	27,0	4,39	5,02	1,37	1 000—1 050	1 050—1 200	1 100—1 250	Порошкообразный
30,0	13,0	3 750	—	—	4,26	4,09	2,21	—	—	—	Порошкообразный
32,5	23,6	2 620	—	—	3,12	3,73	1,77	1 050—1 150	1 100—1 200	1 150—1 250	Порошкообразный
27,0	12,0	3 980	30,0	21,0	4,46	5,08	1,46	1 000—1 250	1 030—1 300	1 050—1 350	Порошкообразный
21,0	14,2	4 250	25,0	27,0	4,77	5,34	1,24	1 050—1 250	1 100—1 350	1 150—1 400	Порошкообразный
14,0	21,5	4 540	18,0	30,0	5,04	5,53	—	1 000—1 500	1 100—1 500	1 100—1 500	Слабо спекшийся
9,0	11,8	5 730	15,0	21,0	6,23	6,74	1,28	1 000—1 450	1 050—1 500	1 100—1 500	Слабо спекшийся
26,0	12,8	3 940	30,0	22,0	4,50	5,09	1,24	1 100—1 350	1 280—1 400	1 300—1 420	Порошкообразный
сланцы											
11,5	46,0÷16,4[2]	2 040[4]	17,0	75,0[3]	2,31	2,66	2,44	1 100—1 400	1 200—1 500	1 200—1 500	Порошкообразный
15,0	50,2÷8,8[2]	1 550[4]	22,0	80,0[3]	1,85	2,21	1,2	1 050—1 150	1 100—1 200	1 150—1 200	Порошкообразный
17,0	48,1÷10,2[2]	1 500[4]	25,0	80,0[3]	1,82	2,19	1,15	1 050—1 250	1 150—1 300	1 150—1 300	Порошкообразный
торфа											
15,0	11,0	5 610	19,0	17,0	6,70	6,72	—	1 050—1 100	1 150—1 250	1 250—1 300	Порошкообразный
18,0	16,4	5 040	21,0	23,0	5,68	6,08	—				
10,0	6,6	2 560	53,0	—	3,01	3,86	—	800—1 400	990—1 500	1 010—1 500	Порошкообразный
50,0	5,5	2 030	55,0	—	2,51	3,42	—				
35,0	0,6	2 700	—	—	2,81	3,73	—	—	—	—	Слипшийся рыхлый
3,0	0,2	9 370	8,0	—	10,28	11,06	—	—	—	—	—
3,0	0,3	9 370	8,0	—	10,27	11,09	—	—	—	—	—

[4] К получаемым экспериментально при калориметрическом определении величинам теплотворной способности рабочей массы сланцев прибавлено тепло разложения карбонатов (+9,7 $CO_2^к$).

[5] Состав коксовой мелочи восточных и южных заводов принят пиллковым.

[6] Зольность торфа A^c для разных болот колеблется от 2÷3 до 25÷30%.

[7] Под малосернистым мазутом понимаются мазуты из нефтей Кавказа и Эльбы, под многосернистыми—из нефтей главным образом новых восточных районов. Содержание серы в мазутах и нефтях некоторых новых районов достигает 6%.

Задача 1-4. В топке парового котла сжигают смесь двух сортов каменного угля в общем количестве 10 *т/час*. Один сорт, сжигаемый в количестве 3 *т/час*, имеет состав:

$$C_I^p = 72{,}6\%;\ H_I^p = 4{,}5\%;\ O_I^p = 5{,}1\%;$$
$$N_I^p = 1{,}4\%;\ (S_л^p)_I = 2{,}2\%;\ A_I^p = 11{,}0\%;$$
$$W_I^p = 3{,}2\%.$$

Другой сорт, сжигаемый в количестве 7 *т/час*, имеет состав:

$$C_{II}^p = 71{,}4\%;\ H_{II}^p = 1{,}4\%;\ O_{II}^p = 1{,}4\%;\ N_{II}^p =$$
$$= 0{,}9\%;\ (S_л^p)_{II} = 1{,}5\%;\ A_{II}^p = 16{,}0\%;$$
$$W_{II}^p = 7{,}4\%.$$

Определить условный элементарный состав рабочей смеси.

Решение. По уравнению (1-10) определяем коэффициент

$$g_I = \frac{B_I}{B_I + B_{II}} = \frac{3}{3+7} = 0{,}3,$$
$$(1 - g_I) = 0{,}7.$$

Подставляя полученные значения в уравнения (1-9), находим условный элементарный состав смеси:

$$C_{см}^p = g_I C_I^p + (1 - g_I) C_{II}^p =$$
$$= 0{,}3 \cdot 72{,}6 + 0{,}7 \cdot 71{,}4 = 71{,}8\%$$
$$H_{см}^p = g_I H_I^p + (1 - g_I) H_{II}^p =$$
$$= 0{,}3 \cdot 4{,}5 + 0{,}7 \cdot 1{,}4 = 2{,}3\%$$
$$O_{см}^p = g_I O_I^p + (1 - g_I) O_{II}^p =$$
$$= 0{,}3 \cdot 5{,}1 + 0{,}7 \cdot 1{,}4 = 2{,}5\%$$
$$N_{см}^p = g_I N_I^p + (1 - g_I) N_{II}^p =$$
$$= 0{,}3 \cdot 1{,}4 + 0{,}7 \cdot 0{,}9 = 1{,}1\%$$
$$(S_л^p)_{см} = g_I (S_л^p)_I + (1 - g_I)(S_л^p)_{II} =$$
$$= 0{,}3 \cdot 2{,}2 + 0{,}7 \cdot 1{,}5 = 1{,}7\%$$
$$A_{см}^p = g_I A_I^p + (1 - g_I) A_{II}^p =$$
$$= 0{,}3 \cdot 11{,}0 + 0{,}7 \cdot 16{,}0 = 14{,}5\%$$
$$W_{см}^p = g_I W_I^p + (1 - g_I) W_{II}^p =$$
$$= 0{,}3 \cdot 3{,}2 + 0{,}7 \cdot 7{,}4 = 6{,}1\%$$

Итого . . . 100,0%

Задача 1-5. Элементарный состав горючей массы топлива: $C^z = 69{,}85\%$; $H^z = 4{,}82\%$; $O^z = 18{,}92\%$; $N^z = 1{,}41\%$; $S_л^z = 5{,}0\%$.

Определить рабочий состав при $A^p = 18{,}2\%$ и $W^p = 32{,}0\%$.

Ответ. $C^p = 34{,}8\%$; $H^p = 2{,}4\%$; $O^p = 9{,}4\%$; $N^p = 0{,}7\%$; $S_л^p = 2{,}5\%$.

Задача 1-6. Состав горючей массы сланца: $C^z = 75{,}2\%$; $H^z = 9{,}1\%$; $O^z = 13{,}5\%$; $N^z = 0{,}3\%$; $S_л^z = 1{,}9\%$.

Определить рабочий состав при $A_и^p = 39{,}3\%$; $CO_2^к = 10{,}5\%$; $W^p = 15{,}0\%$ при камерном сжигании.

Ответ. $C^p = 34{,}4\%$; $H^p = 4{,}1\%$; $O^p = 6{,}2\%$; $N^p = 0{,}1\%$; $S_л^p = 0{,}9\%$; $A_и^p = 39{,}3\%$; $W^p = 15{,}0\%$.

Задача 1-7. В топке сжигается кемеровский уголь с содержанием $W^p = 9{,}2\%$ и $A^c = 13{,}5\%$.

Определить рабочий состав топлива, пользуясь данными табл. 1-2 при $A^p = 12{,}3\%$ и $W^p = 9{,}2\%$.

Ответ. $C^p = 68{,}3\%$; $H^p = 3{,}9\%$; $S_л^p = 0{,}4\%$; $N^p = 1{,}6\%$; $O^p = 4{,}3\%$;

Задача 1-8. Состав рабочей массы топлива, найденный при решении задачи 1-5, пересчитать на влажность $W^p = 15{,}0\%$.

Ответ. $C^p = 43{,}5\%$; $H^p = 3{,}0\%$; $O^p = 11{,}7\%$; $N^p = 0{,}9\%$, $S_л^p = 3{,}1\%$; $A^p = 22{,}8\%$.

Задача 1-9. В топке котла сжигается смесь из 200 *кг* каменного угля состава: $C^p = 74{,}0\%$; $H^p = 4{,}3\%$; $O^p = 4{,}5\%$; $N^p = 2{,}20\%$; $S_л^p = 0{,}5\%$; $A^p = 8{,}5\%$; $W^p = 6{,}0\%$, и 800 *кг* другого топлива состава: $C^p = 41{,}2\%$; $H^p = 4{,}1\%$; $O^p = 23{,}1\%$; $N^p = 2{,}6\%$; $A^p = 2{,}7\%$ и $W^p = 26{,}3\%$.

Определить элементарный состав рабочей смеси.

Ответ. $C_{см}^p = 47{,}76\%$; $H_{см}^p = 4{,}14\%$; $O_{см}^p = 19{,}38\%$; $N_{см}^p = 2{,}52\%$; $(S_л^p)_{см} = 0{,}1\%$; $A_{см}^p = 3{,}86\%$ и $W_{см}^p = 22{,}24\%$.

1-2. ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТОПЛИВА

Теплотворная способность топлива может быть наиболее точно определена калориметрическим способом (в так называемой калориметрической бомбе). Имеются так же различные эмпирические формулы для подсчета теплотворной способности по данным элементарного анализа топлива. Этими формулами, однако, пользоваться не следует, так как результаты химического анализа топлива обычно не отличаются большой точностью.

Если нет данных калориметрического исследования топлива, то для расчетов следует значения теплотворной способности горючей массы и ее состава брать из табл. 1-2.

Наиболее точную связь между составом топлива и его высшей теплотворной способностью дает формула, предложенная великим русским ученым Д. И. Менделеевым:

$$M_в^г = 81C^г + 300H^г - 26(O^г - S_л^г)\ ккал/кг. \quad (1\text{-}11)$$

Этой формулой можно пользоваться для проверки правильности установленного химическим анализом элементарного состава топлива. Величина $M_в^г$ должна быть равна или больше теплотворной способности $Q_в^г$, определенной калориметрически; при A^c до 25% $M_в^г - Q_в^г \leqslant 150$ *ккал/кг*, при A^c более 25% $M_в^г - Q_в^г \leqslant 200$ *ккал/кг*.

Если эти условия не соблюдены, то имеющиеся данные о составе горючей массы топлива должны быть признаны неверными, и их не следует применять для расчетов. В таких случаях рекомендуется пользоваться данными табл. 1-2.

Если известна высшая теплотворная способность топлива и его элементарный состав, величина низшей теплотворной способности может быть определена по формулам:

$$Q_н^р = Q_в^р - 6(9H^р + W^р)\ ккал/кг \quad (1\text{-}12)$$

$$Q_н^c = Q_в^c - 54 \cdot H^c\ ккал/кг \quad (1\text{-}13)$$

$$Q_н^г = Q_в^г - 54 \cdot H^г\ ккал/кг. \quad (1\text{-}14)$$

Связь между низшей теплотворной способностью рабочего топлива и низшей теплотворной способностью сухого топлива определяют по формулам:

$$Q_н^р = Q_н^c \cdot \frac{100 - W^р}{100} - 6W^р\ ккал/кг, \quad (1\text{-}15)$$

$$Q_н^c = (Q_н^р + 6W^р)\frac{100}{100 - W^р}\ ккал/кг. \quad (1\text{-}16)$$

Между низшей теплотворной способностью рабочего топлива и низшей теплотворной способностью горючей его массы существуют следующие зависимости:

$$Q_н^р = Q_н^г \cdot \frac{100 - A^р - W^р}{100} - 6\,W^р\ ккал/кг, \quad (1\text{-}17)$$

$$Q_н^г = (Q_н^р + 6W^р)\frac{100}{100 - A^р - W^р}\ ккал/кг. \quad (1\text{-}18)$$

Если известна теплотворная способность топлива по калориметрической бомбе, то высшую теплотворную способность горючей массы этого топлива определяют по формуле

$$Q_в^г = (Q_в^г)_б - 22{,}5S_л^г - 0{,}0015\,(Q_в^г)_б\ ккал/кг. \quad (1\text{-}19)$$

Для определения низшей теплотворной способности топлива, содержащего карбонаты, пользуются формулой

$$Q_н^р = Q_н^г \cdot \frac{100 - W^р - A_и^р}{100} - 6W^р - 9{,}7\,(CO_2^к)^р \cdot K\ ккал/кг, \quad (1\text{-}20)$$

где K—поправочный коэффициент, учитывающий разложение карбонатов.

Этот коэффициент, как уже указывалось, принимается при слоевом сжигании, равным 0,7.

Теплотворную способность газообразного топлива определяют по формуле

$$Q_н^р = 30{,}18\,CO + 85{,}55\,CH_4 + 152{,}26\,C_2H_6 + 217{,}95\,C_3H_8 + 141{,}07\,C_2H_4 + 208{,}5\,C_3H_6 + 25{,}70\,H_2\ ккал/нм^3. \quad (1\text{-}21)$$

Если газообразное топливо содержит влагу, необходимо, прежде чем пользоваться формулой (1-21), пересчитать элементарный объемный состав газа на сухое топливо.

Теплотворную способность 1 $м^3$ газообразного топлива при любой температуре $t°$ С и давлении b *мм* рт. ст. определяют путем умножения результата, полученного по формуле (1-21), на величину

$$\frac{b}{760}\cdot\frac{273}{t+273}.$$

Задача 1-10. Для теплового расчета котельного агрегата даны установленный по единичной пробе элементарный состав топлива: $C^z=93{,}2\%$; $H^z=1{,}8\%$; $S^z_л=2{,}0\%$; $N^z=1{,}2\%$;

$$O^z=1{,}8\%;\ A^c=17{,}3\%;\ W^p=7{,}4\%,$$

а также высшая теплотворная способность этого топлива по калориметрической бомбе $(Q^z_в)_б=8\,077$ *ккал/кг*.

Определить, является ли результат анализа топлива правильным или требуется дальнейшее его уточнение.

Решение. По формуле Менделеева (1-11) теплотворная способность горючей массы топлива будет:

$$M^z_в=81\cdot C^z+300\cdot H^z+26\,(S^z_л-O^z)=$$

$$=81\cdot 93{,}2+300\cdot 1{,}8+26\,(2{,}0-1{,}8)=8\,094\ ккал/кг.$$

Высшую теплотворную способность горючей массы этого топлива определяем из уравнения (1-19):

$$Q^z_в=8\,077-22{,}5\cdot 2-0{,}0015\cdot 8\,077=8\,020\ ккал/кг.$$

Сравнивая теплотворную способность, определенную по формуле (1-11) и полученную калометрическим способом, находим:

$$M^z_в-Q^z_в=8\,094-8\,020=74\ ккал/кг.$$

Полученная разность не выходит за допустимые пределы, поэтому можно считать, что элементарный анализ произведен правильно.

Задача 1-11. Определить низшую теплотворную способность рабочей массы сланца Савельевского месторождения, если известны следующие величины: $Q^z_н=6\,530$ *ккал/кг*; $A^c=60{,}5\%$; $W^p=20{,}0\%$ и $(CO^к_2)^c=13{,}0\%$.

Решение. Пересчитываем элементы топлива на рабочую массу

$$A^p=A^c\frac{100-W^p}{100}=60{,}5\cdot\frac{100-20}{100}=48{,}4\%;$$

$$(CO^к_2)^p=(CO^к_2)^c\frac{100-W^p}{100}=$$

$$=13{,}0\cdot\frac{100-20}{100}=10{,}4\%.$$

Пользуясь уравнением (1-8), находим истинную зольность сланца $A^p_и=A^p+(1-K)\,(CO^к_2)^p=48{,}4+$ $+(1-0{,}7)\ 10{,}4=51{,}5\%$.

Подставляя в уравнение (1-20) величины $A^p_и$, $(CO^к_2)^p$ и $K=0{,}7$, получаем:

$$Q^p_н=6\,530\cdot\frac{100-20{,}0-51{,}5}{100}-$$

$$-6\cdot 20-9{,}7\cdot 10{,}4\cdot 0{,}7=1\,670\ ккал/кг.$$

Задача 1-12. Построить график изменения теплотворной способности подмосковного угля в зависимости от изменения влажности с $W^p_I=8{,}0\%$ до $W^p=40{,}0\%$.

Состав топлива взять из табл. 1-2.

Ответ. Контрольная точка для проверки графика при $W^p_{II}=15{,}0\%$ соответствует $Q^p_н=3\,406$ *ккал/кг*.

Задача 1-13. Подсчитать суточный расход топлива состава: $C^p=58{,}6\%$; $H^p=4{,}1\%$; $O^p=3{,}6\%$; $N^p=0{,}9\%$; $S^p_л=5{,}8\%$; $A^p=21{,}5\%$ и $W^p=5{,}5\%$, если известно, что паропроизводительность котла составляет 20,0 *т/час*, что расход тепла на парообразование равен 634 *ккал/кг* и что при сжигании топлива используется 75% его теплотворной способности.

Ответ. $B=70\,210$ *т/сутки*.

Задача 1-14. Определить низшую теплотворную способность рабочей массы антрацитового штыба состава: $C^p=71{,}4\%$; $H^p=1{,}4\%$; $O^p=1{,}4\%$; $N^p=0{,}9\%$; $S^p_л=1{,}5\%$; $A^p=16{,}0\%$ и $W^p=7{,}4\%$ при увеличении его влажности до $W^p=9{,}5\%$.

Ответ. $Q^p_н=5\,935$ *ккал/кг*.

Задача 1-15. Проверить, соответствует ли элементарный состав топлива: $C^p=32{,}0\%$; $H^p=3{,}2\%$; $O^p=18{,}1\%$; $N^p=1{,}4\%$; $A^p=5{,}0\%$; $S^p_л=0{,}3\%$; $W^p=40{,}0\%$ его теплотворной способности $Q^z_н=5\,127$ *ккал/кг*, определенной калориметрическим способом.

Ответ. Приведенный элементарный состав топлива является неправильным, так как при $A^c=8{,}35\%$ $M^z_в-Q^z_в>150$ *ккал/кг*.

Задача 1-16. Исходя из формулы (1-15), вывести расчетную формулу для пересчета низшей теплотворной способности топлива при изменении его влажности с W^p_{I} до W^p_{II}.

Ответ. $(Q^p_н)_{\text{II}} = (Q^p_н)_{\text{I}} \cdot \frac{100 - W^p_{\text{II}}}{100 - W^p_{\text{I}}} + 6\left(\frac{100 - W^p_{\text{II}}}{100 - W^p_{\text{I}}} \cdot W^p_{\text{I}} - W^p_{\text{II}}\right)$ *ккал/кг.*

Задача 1-17. В топке, работающей на твердом топливе значительной влажности, зажгли нефтяные форсунки, причем 60% выделяемого в топке тепла при сжигании смеси получается за счет твердого топлива, остальные 40% приходятся на мазут.

Определить теплотворную способность смеси $(Q^p_н)_{см}$, если известно, что низшая теплотворная способность мазута составляет 9 800 *ккал/кг*, а твердого топлива 1 537 *ккал/кг*.

Ответ. $(Q^p_н)_{см} = 2\,319$ *ккал/кг.*

Задача 1-18. Определить низшую теплотворную способность рабочей массы сланца Кашпирского месторождения при сжигании его в слое, если известно, что $Q^z_н = 6550$ *ккал/кг*; $A^c = 63{,}0\%$; $W^p = 14{,}0$ и $(CO^к_2)^c = 10{,}5\%$.

Ответ. $Q^p_н = 1\,790$ *ккал/кг.*

Задача 1-19. В котельной электростанции сжигается топливо следующего состава: $C^p = 50{,}7\%$; $H^p = 2{,}6\%$; $O^p = 10{,}9\%$; $N^p = 0{,}6\%$; $S^p_л = 1{,}1\%$; $A^p = 10{,}3\%$ и $W^p = 23{,}8\%$; $Q^z_н = 6\,816$ *ккал/кг*. На 1 *квтч* вырабатываемой электроэнергии затрачивается 4 300 *ккал*, а использование топлива составляет 75%.

Подсчитать, сколько лишнего топлива затрачивается в течение месяца на питание 75 лампочек по 60 *вт*, оставляемых по небрежности гореть в учреждении в нерабочее время в среднем на 5,5 час.

Ответ. $B = 979$ *кг.*

Задача 1-20. По данным задачи 1-19 определить перерасход топлива, если ежесуточно излишне горят 40 лампочек по 25 *вт* в течение 4 час.

Ответ. $B = 158$ *кг.*

1-3. УСЛОВНОЕ ТОПЛИВО

Условным топливом принято называть такое топливо, теплотворная способность которого $Q^p_н = 7\,000$ *ккал/кг*. Если какое-либо топливо имеет теплотворную способность $Q^p_н$, то считают, что 1 *кг* этого топлива эквивалентен $\frac{Q^p_н}{7\,000}$ *кг* условного топлива.

Задача 1-21. На складе имеется 25 000 *т* подмосковного угля состава: $C^p = 34{,}8\%$; $H^p = 2{,}4\%$; $O^p = 9{,}4\%$ $N^p = 0{,}7\%$; $S^p_л = 2{,}5\%$; $A^p = 18{,}2\%$; $W^p = 32\%$ и 1 500 *т* антрацитового штыба марки АШ состава: $C^p = 71{,}4\%$; $H^p = 1{,}4\%$; $O^p = 1{,}4\%$; $N^p = 0{,}9\%$; $S^p_л = 1{,}5\%$; $A^p = 16{,}0\%$; $W^p = 7{,}4\%$.

Определить запас топлива на складе в тоннах условного топлива.

Ответ. $B_у = 12\,154$ *т.*

Задача 1-22. При перевозке подмосковного угля состава, указанного в предыдущей задаче, в количестве 5 000 *т* его влажность увеличилась с $W^p = 32\%$ до $W^p = 35\%$.

Определить потерю условного топлива во время перевозки, если известно, что при $W^p = 32\%$ $Q^p_н$ равно 3 038 *ккал/кг.*

Ответ. $B_у = 17{,}2$ *т.*

Задача 1-23. Влажность 140 000 *т* торфа, лежащего в штабелях, уменьшилась за лето с $W^p = 60\%$ до $W^p = 40\%$.

При первоначальной влажности торф имел следующий состав: $C^p = 21{,}2\%$; $H^p = 2{,}1\%$; $O^p = 11{,}9\%$; $N^p = 0{,}7\%$; $S^p_л = 0{,}1\%$; $A^p = 4{,}0\%$.

Определить, насколько увеличился запас условного топлива в результате подсушки торфа.

Ответ. $B_у = 4\,860$ *т.*

Задача 1-24. В котельной за 10 час. сжигается 10 000 *т* челябинского бурого угля теплотворной способности $Q^p_н = 4\,350$ *ккал/кг.*

Определить вес условного топлива, сжигаемого в час.

Ответ. $B_у = 621$ *т/час.*

Задача 1-25. В котельной сжигается два вида топлива марок Т и АШ: первого 10 *т/час*, второго 15 *т/час*.

Определить вес условного топлива, сжигаемого в час, если низшая теплотворная способность топлива марки Т равна 7 430 *ккал/кг*, а марки АШ 5 890 *ккал/кг*.

Ответ. $B_y = 23{,}2$ *т/час*.

Задача 1-26. В котельную подается ежедневно 15 000 *т* дров рабочего состава $C^p = 35{,}3\%$; $H^p = 4{,}3\%$; $O^p = 29{,}0\%$; $N^p = 0{,}7\%$; $S^p_л = 0\%$; $A^p = 0{,}7\%$; $W = 30{,}0\%$.

Из этого количества 80% сжигается в топках.

Определить вес сжигаемого ежедневно условного топлива.

Ответ. $B_y = 5\,110$ *т*.

Задача 1-27. На складе имеется 5 000 *т* торфа с $Q^p_н = 1\,570$ *ккал/кг* и 10 000 *т* дров с $Q^p_н = 2\,950$ *ккал/кг*.

Определить топливные запасы в условном топливе.

Ответ. $(B_y)_I + (B_y)_{II} = 1\,120 + 4\,210 = 5\,330$ *т*.

Задача 1-28. Для котельной, в которой установлены различные виды топок подвезено $B_I = 60$ *т* антрацита марки АП с $Q^p_н = 7\,200$ *кккл/кг* и $B_{II} = 60$ *т* подмосковного угля марки МС с $Q^p_н = 2\,760$ *ккал/кг*.

Определить, через какой промежуток времени будут использованы эти запасы топлива, если известно, что антрацитовые топки расходуют 2 *т/час* условного топлива, а топки, работающие на подмосковном угле, 1,5 *т/час* условного топлива.

Ответ. 1) Запас антрацита на 30,9 час; 2) запас подмосковного угля — на 15,7 час.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ (ДЫМОВЫЕ ГАЗЫ)

2-1. РЕАКЦИИ ГОРЕНИЯ

Ниже рассматриваются основные термохимические реакции, наиболее часто встречающиеся в теплотехнике.

Полное сгорание углерода:

$$\left.\begin{array}{c} C + O_2 = CO_2; \\ 12\ кг\ C + 32\ кг\ O_2 = 44\ кг\ CO_2; \\ 1\ \text{моль}\ C + 1\ \text{моль}\ O_2 = 1\ \text{моль}\ CO_2. \end{array}\right\} \quad (2\text{-}1)$$

Полное сгорание углерода в воздухе:

$$\left.\begin{array}{c} C + O_2 + 3{,}76N_2 = CO_2 + 3{,}76N_2; \\ C + O_2 + 3{,}76N_2 = CO_2 + 3{,}76N_2 + \\ + 96\,600\ ккал/моль\ C; \\ 1\ кг\ C + 2{,}67\ кг\ O_2 + 8{,}8\ кг\ N_2 = \\ = 3{,}67 кг\ CO_2 + 8{,}8\ кг\ N_2 + \\ + 8\,050\ ккал/кг\ C. \end{array}\right\} \quad (2\text{-}2)$$

Заменив в формуле (2-2) вес газов O_2, N_2 и CO_2 их объемами при нормальных условиях, получим:

$$1\ кг\ C + 8{,}866\ нм^3\ \text{воздуха} = 8{,}86\ нм^3\ \text{продуктов горения} + 8\,050\ ккал/кг\ C.$$

Неполное сгорание углерода:

$$\left.\begin{array}{c} 2C + O_2 = 2CO; \\ 2C + O_2 + 3{,}76\,N_2 = 2\,CO + 3{,}76\,N_2 + \\ + 2 \cdot 28\,400\ ккал/2\ моля\ C; \\ 1\ кг\ C + 1{,}33\ кг\ O_2 + 4{,}4\ кг\ N_2 = \\ = 2{,}33\ кг\ CO + 4{,}4\ кг\ N_2 + \\ + 2\,370\ ккал/кг\ C \end{array}\right\} \quad (2\text{-}3)$$

или

$$\left.\begin{array}{c} 1\ кг\ C + 0{,}933\ нм^3\ O_2 + 3{,}5\ нм^3 N_2 = \\ = 1{,}866\ нм^3\ CO + 3{,}5\ нм^3\ N_2 + \\ + 2\,370\ ккал/кг\ C. \end{array}\right\}$$

Горение окиси углерода:

$$\left.\begin{array}{c} 2CO + O_2 = 2CO_2; \\ 2CO + O_2 + 3{,}76\,N_2 = 2CO_2 + 3{,}76N_2 + \\ + 2 \cdot 68\,200\ ккал/2\ моля\ CO; \\ 1\ кг\ CO + 0{,}57\ кг\ O_2 + 1{,}88\ кг\ N_2 = \\ = 1{,}57\ кг\ CO_2 + 1{,}88\ кг\ N_2 + \\ + 2\,430\ ккал/кг\ CO \end{array}\right\} \quad (2\text{-}4)$$

или

$$\left.\begin{array}{c} 1\ нм^3\ CO + 0{,}5\ нм^3\ O_2 + 1{,}88\ нм^3 N_2 = \\ 1\ нм^3\ CO_2 + 1{,}88\ нм^3\ N_2 + \\ + 3\,050\ ккал/нм^3\ CO. \end{array}\right\}$$

Горение серы. В горении принимает участие только органическая и колчеданная сера:

$$\left.\begin{array}{c} S + O_2 = SO_2; \\ S + O_2 + 3{,}76N_2 = SO_2 + 3{,}76N_2 + \\ + 69\,390\ ккал/моль\ S; \\ 1\ кг\ S + 0{,}998\ кг\ O_2 + 3{,}28\ кг\ N_2 = \\ = 1{,}998\ кг\ SO_2 + 3{,}28\ кг\ N_2 + \\ + 2\,160\ ккал/кг\ S \end{array}\right\} \quad (2\text{-}5)$$

или

$$1\ кг\ S + 0{,}698\ нм^3\ O_2 + 2{,}62\ нм^3\ N_2 = 0{,}68\ нм^3\ SO_2 + 2{,}62\ нм^3\ N_2 + 2\,160\ ккал/кг\ S.$$

Горение водорода[1]:

$$\left.\begin{array}{c} 2H_2 + O_2 = 2H_2O; \\ 2H_2 + O_2 + 3{,}76\,N_2 = 2H_2O + 3{,}76\,N_2 + \\ + \frac{2 \cdot 63\,380}{2 \cdot 57\,700}\ ккал/моль\ H_2; \end{array}\right\} \quad (2\text{-}6)$$

См. сноску на стр. 24.

$$1\ кг\ H_2 + 7{,}95\ кг\ O_2 + 26{,}2\ кг\ N_2 = 8{,}95\ кг\ H_2O + 26{,}2\ N_2 + \frac{33\,920}{28\,560}\ ккал/кг\ H_2$$

или

$$1\ нм^3\ H_2 + 0{,}5\ нм^3\ O_2 + 1{,}88\ нм^3\ N_2 = 1\ нм^3\ H_2O + 1{,}88\ нм^3\ N_2 + \frac{3\,050}{2\,570}\ ккал/нм^3\ H_2. \qquad (2\text{-}6)$$

Горение метана[1]:

$$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O;$$

$$CH_4 + 2O_2 + 7{,}52\ N_2 = CO_2 + 2H_2O + 7{,}52N_2 + \frac{214\,560}{193\,200}\ ккал/моль\ CH_4;$$

$$1\ кг\ CH_4 + 3{,}99\ кг\ O_2 + 13{,}17\ кг\ N_2 = 2{,}74\ кг\ CO_2 + 2{,}25\ кг\ H_2O + 13{,}17\ кг\ N_2 + \frac{13\,400}{12\,060}\ ккал/кг\ CH_4 \qquad (2\text{-}7)$$

или

$$1\ нм^3\ CH_4 + 2{,}01\ нм^3\ O_2 + 7{,}53\ нм^3\ N_2 = 0{,}995\ нм^3\ CO_2 + 2{,}01\ нм^3\ H_2O + 7{,}53\ нм^3\ N_2 + \frac{9\,620}{8\,465}\ ккал/кг\ CH_4.$$

Пользуясь приведенными в табл. 2-1 значениями удельных весов газов при 0° С и 760 *мм* рт. ст., можно пересчитывать объемные величины в весовые.

Рассмотрим для примера уравнение реакции сгорания серы $1\ кг\ S + 0{,}998\ кг\ O_2 + 3{,}28\ кг\ N_2 = 1{,}998\ кг\ SO_2 + 3{,}28\ кг\ N_2$.

В табл. 2-1 находим удельный вес $SO_2 = 2{,}926\ кг/нм^3$; следовательно, для образования $1\ нм^3\ SO_2$ необходимо сжечь серы

$$1 : \frac{1{,}998}{2{,}926} = 1{,}47\ кг.$$

Зная молекулярный вес какого-либо газа, его удельный вес легко получить из соотношения

$$\gamma_0 = \frac{m}{\nu}, \qquad (2\text{-}8)$$

где γ_0 — удельный вес газа при 0° С и 760 *мм* рт. ст.;
m — молекулярный вес газа;
ν — объем моля.

В рабочих условиях все интересующие нас газы ведут себя практически как идеальные, поэтому для пересчетов должно быть принято $\nu = 22{,}4\ нм^3/моль$.

Например, удельный вес кислорода при 0° С и 760 *мм* рт. ст.

$$\gamma_0 = \frac{m}{\nu} = \frac{32}{22{,}4} = 1{,}429\ кг/нм^3.$$

Если газы имеют какую-либо другую температуру, то соответствующий этой температуре удельный вес может быть определен по формуле

$$\gamma_t = \gamma_0 \frac{273}{273 + t}, \qquad (2\text{-}9)$$

где γ_0 — удельный вес газа при 0° С и 760 *мм* рт. ст.;
γ_t — удельный вес газа при t° С и 760 *мм* рт. ст.

[1] В уравнениях (2-6) и (2-7) последний член изображен в виде дроби, в числителе которой приводится значение высшей, а в знаменателе—низшей теплотворной способности одного моля.

ТАБЛИЦА 2-1

Некоторые характеристики элементов топлива при 0° С и 760 *мм* рт. ст.

Показатели	C	C	H_2	S	O_2	CO	CO_2	N_2	SO_2	H_2O	CH_4
Молекулярный вес	12,01	12,01	2,016	32,065	32,0	28,06	44,0	28,016	64,07	18,016	16,03
Продукты сгорания	2CO	CO_2	$2H_2O$	SO_2	—	$2CO_2$	—	—	—	—	CO_2; H_2O
Теплота сгорания:											
$Q_н^р$ *ккал/моль*	28 400	96 600	57 700	69 390	—	68 200	—	—	—	—	193 200
$Q_в^р$ *ккал/моль*	—	—	68 380	—	—	—	—	—	—	—	214 560
$Q_н^р$ *ккал/кг*	2 370	8 050	28 560	2 160	—	2 430	—	—	—	—	12 060
$Q_н^р/Q_в^р$ *ккал/нм³*	—	—	3 050 / 2 570	—	—	3 050	—	—	—	—	9 620 / 8 465
Удельный вес продуктов сгорания, *кг/нм³*	—	—	0,0898	—	1,429	1,250	1,977	1,251	2,926	0,804	0,717
Объем моля, *нм³*	22,4	22,4	22,4	—	22,39	22,4	22,26	22,4	21,89	22,4	22,36

Например, требуется определить γ_t для CO_2 при $t = 327°$ С и 760 *мм* рт. ст. Взяв из табл. 2-1 или путем подсчета $\gamma_0 = 1{,}977$ *кг/нм*^{3}, получим:

$$\gamma_t = \gamma_0 \frac{273}{273+t} = 1{,}977 \frac{273}{273+327} = 0{,}9 \text{ кг/м}^3.$$

Зная состав смеси газов, можно определить ее удельный вес, пользуясь формулой

$$\gamma_0 = \gamma_{CO_2}\frac{CO_2}{100} + \gamma_{O_2}\frac{O_2}{100} + \gamma_{N_2}\frac{N_2}{100} + \gamma_{CO}\frac{CO}{100} + \gamma_{H_2}\frac{H_2}{100} + \gamma_{CH_4}\frac{CH_4}{100} + \text{и т. д.} \quad (2\text{-}10)$$

Подставив удельные веса соответствующих газов, получим:

$$\gamma_0 = 0{,}01963\,CO_2 + 0{,}01429\,O_2 + 0{,}0125\,N_2 + 0{,}0125\,CO + 0{,}000899\,H_2 + 0{,}00717\,CH_4 + \text{и т. д.} \quad (2\text{-}11)$$

Задача 2-1. Определить удельный вес сухого доменного газа при $t = 300°$ С и 760 *мм* рт. ст., если известен его состав (в процентах по объему): $H_2 = 2{,}18\%$; $N_2 = 57{,}2\%$; $CO = 27{,}6\%$; $CO_2 = 12{,}71\%$; $CH_4 = 0{,}31\%$.

Решение. Пользуясь формулами (2-9) и (2-11), получаем:

$$\gamma_t = \frac{(1{,}977\,CO_2 + 1{,}251\,N_2 + 1{,}25\,CO)\,273}{(273+300)} + \frac{(0{,}0899\,H_2 + 0{,}717\,CH_4)\cdot 273}{(273+300)} = \frac{(1{,}973\cdot 0{,}1271 + 1{,}251\cdot 0{,}572 + 1{,}25\cdot 0{,}276)\,273}{573} + \frac{(0{,}0899\cdot 0{,}0218 + 0{,}717\cdot 0{,}0031)\cdot 273}{573} = 0{,}627 \text{ кг/м}^3.$$

Задача 2-2. Определить: 1) количество тепла, выделенного при сгорании 180 *кг* углерода в окись углерода; 2) количество кислорода, израсходованного при этом на горение; 3) количество тепла, выделенного при сгорании 180 *кг* углерода в углекислоту; 4) количество кислорода, израсходованного при этом на горение.

Решение. Пользуемся уравнениями (2-3), которые показывают, что для сгорания 1 *кг* С в CO требуется 1,33 *кг* O_2; значит, для сгорания 180 *кг* С нужно затратить $180\cdot 1{,}33 = 240$ *кг* O_2.

Количество выделившегося тепла составит:

$$Q = 2\,370\cdot 180 = 426\,600 \text{ ккал}.$$

При полном сгорании углерода по уравнениям (2-2), т. е. при сжигании 1 *кг* С в CO_2 требуется 2,67 *кг* O_2, и следовательно, для сжигания 180 *кг* потребуется $180\cdot 2{,}67 = 480{,}6$ *кг* O_2.

Количество выделившегося при этом тепла составит:

$$Q = 8\,050\cdot 180 = 1\,449\,000 \text{ ккал}.$$

Задача 2-3. При сгорании топлива с содержанием углерода $C^p = 40{,}5\%$ получен объем газов $V_{CO_2} = 150$ *м*^{3} и $V_{CO} = 50$ *м*^{3}.

Температура газов 220° С, разрежение 30 *мм* вод. ст., барометрическое давление $b_0 = 740$ *мм* рт. ст.

Определить: 1) общее количество сожженного топлива; 2) объем израсходованного воздуха; 3) количество выделившегося тепла; 4) количество тепла, недополученного вследствие неполного сгорания (наличие CO).

Решение. Объемы полученных газов CO_2 и CO необходимо привести к нормальным условиям (0° С и 760 *мм* рт. ст.). Для этого пользуемся известной формулой

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_0 V_0}{T_0}.$$

Для CO_2 будем иметь:

$$\frac{760\,V_{CO_2}}{273} = \frac{\left(740 - \frac{30}{13{,}6}\right)150}{493},$$

откуда

$$V_{CO_2} = \frac{\left(740 - \frac{30}{13{,}6}\right)150\cdot 273}{760\cdot 493} = 80{,}5 \text{ нм}^3.$$

Для CO аналогично получим:

$$V_{CO} = \frac{\left(740 - \frac{30}{13{,}6}\right)50\cdot 273}{760\cdot 493} = 26{,}8 \text{ нм}^3.$$

Из уравнения реакции сгорания углерода в углекислоту видим, что на образование 1 *нм*^{3} CO_2 требуется сжечь углерода $\frac{12}{22{,}4} = 0{,}536$ *кг* и подвести кислорода 1 *нм*^{3}.

Для получения 80,5 *нм*^{3} CO_2 потребуется, следовательно, углерода

$$G = 0{,}536\cdot 80{,}5 \text{ нм}^3 = 43{,}2 \text{ кг}$$

и кислорода

$$V_{O_2} = 80{,}5 \text{ нм}^3.$$

В пересчете на воздух получим (см. табл. 2-2):

$$V_в = 80{,}5\cdot 4{,}77 = 384 \text{ нм}^3 \text{ воздуха}.$$

Из уравнения реакции неполного сгорания углерода следует, что на образование 1 *нм*^{3} CO требуется сжечь углерода $C = \frac{24}{2\cdot 22{,}4}$ *кг*, а на образование 26,8 *нм*^{3} CO соответственно $C = \frac{24}{2\cdot 22{,}4}\cdot 26{,}8 = 14{,}4$ *кг*.

$$V_{O_2} = 0{,}5\cdot 26{,}8 = 13{,}4 \text{ нм}^3,$$

что в пересчете на воздух соответствует

$$V_в = 13{,}4 \cdot 4{,}77 = 64\ нм^3 \text{ воздуха}.$$

Таким образом, для получения указанных в условиях задачи количес в CO_2 и CO сожжено углерода

$$43{,}2 + 14{,}4 = 57{,}6\ кг,$$

что в переводе на все топливо с содержанием $C^p = 40{,}5\%$ сос авит:

$$B = \frac{57{,}6 \cdot 100}{40{,}5} = 142\ кг \text{ топлива}.$$

ТАБЛИЦА 2-2

Состав воздуха

По весу	По объему	1 *кг* O_2 соответствует	1 *нм*³ O_2 соответствует
23,2% O_2	20,9% O_2	4,31 *кг* воздуха	4,77 *нм*³ воздуха
76,8% N_2	79,1% N_2	3,31 *кг* азота	3,76 *нм*³ азота

Общее количес во воздуха, израсходованного на образование указанных газов, будет:

$$V_в = 384 + 64 = 448\ нм^3.$$

Количество тепла, выделенного при сгорании C в CO_2, будет:

$$Q_{C \to CO_2} = 43{,}2 \cdot 8\,050 \approx 348\,000\ ккал.$$

Количество тепла, выделенного при сжигании C в CO, будет:

$$Q_{C \to CO} = 14{,}4 \cdot 2\,370 \approx 34\,200\ ккал.$$

Общее количество тепла, выделенного при образовании газов CO_2 и CO, буде :

$$Q = 348\,000 + 34\,200 = 382\,200\ ккал.$$

На 1 *кг* углерода, сгоревшего в CO, а не в CO_2, недополучается тепла $Q = 8\,050 - 2\,370 = 5\,680$ *ккал/кг*. Общее количество недополученного тепла составляет:

$$Q_{потерь} = 5\,680 \cdot 14{,}4 = 81\,800\ ккал.$$

Задача 2-4. Определить: 1) количество тепла, полученного при сгорании 750 *нм*³ H_2, по высшей и низшей теплотворной способности; 2) количество образовавшихся H_2O и N_2.

Ответ. 1) $(Q_{H_2} \to H_2O)_в = 2\,287\,500$ *ккал*,

$(Q_{H_2} \to H_2O)_н = 1\,927\,500$ *ккал*;

2) $V_{H_2O} = 750\ нм^3$;

3) $V_{N_2} = 1\,400\ нм^3$.

Задача 2-5. Определить объем кислорода, израсходованного на сжигание 525 *кг* серы, и объем образовавшегося сернистого ангидрида.

Ответ. $V_{O_2} = 356{,}35\ нм^3$;

$V_{SO_2} = 357\ нм^3$.

Задача 2-6. Определить: 1) вес кислорода, израсходованного при полном сгорании 120 *кг* углерода; 2) объем полученной при этом углекислоты; 3) количество выделенного тепла.

Ответ. 1) $G_{O_2} = 320{,}4\ кг$;

2) $V_{CO_2} = 223{,}9\ нм^3$;

3) $Q_{C \to CO_2} = 966\,000$ *ккал*.

Задача 2-7. Определить: 1) вес сожженного углерода, если известно, что для полного сгорания потребовалось 750 *нм*³ воздуха; 2) объем продуктов сгорания.

Ответ. 1) $G = 59\ кг$;

2) $V_{CO_2} = 156\ нм^3$;

$V_{N_2} = 413\ нм^3$.

Задача 2-8. 270 *кг* углерода сгорают в CO и затем в CO_2.

Определить: 1) общий объем израсходованного кислорода; 2) вес полученной окиси углерода; 3) количество выделенного тепла при первой и второй реакции.

Ответ. 1) $V_{O_2} = 758\ нм^3$;

2) $G_{CO} = 630\ кг$;

3) $Q_{C \to CO} = 639\,900$ *ккал*;

4) $Q_{C \to CO_2} = 2\,173\,500$ *ккал*.

Задача 2-9. При сгорании топлива получено 630 *нм*³ CO. Определить: 1) вес сожженного углерода; 2) вес израсходованного кислорода; 3) количество выделенного тепла.

Ответ. 1) $G_C = 342\ кг$;

2) $G_{O_2} = 455\ кг$;

3) $Q_{C \to CO} = 810\,540$ *ккал*.

Задача 2-10. При сгорании топлива с содержанием углерода $C^p = 75\%$ по весу получено углекислоты $V_{CO_2} = 1\,000\ м^3$ и окиси углерода $V_{CO} = 60\ м^3$. Температура газов 327° C, разрежение 27,2 *мм* вод. ст., барометрическое давление $b_0 = 750$ *мм* рт. ст. Определить: 1) вес сожженного топлива; 2) объем израсходованного воздуха; 3) количество выделившегося тепла; 4) недополученное тепло из-за неполноты сгорания.

Ответ. 1) $B = 346\ кг$;

2) $V_в = 2\,182\ нм^3$;

3) $Q_{C \to CO_2} = 2\,306\,400$ *ккал*;

4) $Q_{пот} = 81\,800$ *ккал*.

Задача 2-11. При полном сгорании топлива израсходовано 500 *нм*³ воздуха. Опре-

делить: 1) объем сожженного водорода; 2) объем образовавшейся влаги; 3) количество выделившегося тепла, считая по низшей теплотворной способности газа.

Ответ. 1) $V_{H_2} = 240$ *нм*^{3};
2) $V_{H_2O} = 240$ *нм*^{3};
3) $Q_{H_2} = 616\,800$ *ккал*.

Задача 2-12. Сожжено 1 700 *нм*^{3} водорода. Определить: 1) объем израсходованного воздуха; 2) количество выделившегося тепла, считая по высшей теплотворной способности; 3) количество образовавшейся влаги.

Ответ. 1) $V_в = 4\,044{,}5$ *нм*^{3};
2) $Q = 4\,369\,000$ *ккал*;
3) $V_{H_2O} = 1\,700$ *нм*^{3}.

Задача 2-13. Определить: 1) вес кислорода, израсходованного на сгорание 250 *кг* серы в SO_2; 2) количество выделившегося при этом тепла.

Ответ. 1) $G_{O_2} = 249$ *кг*;
2) $Q = 543\,160$ *ккал*.

Задача 2-14. Определить: 1) вес сожженной серы, если известно, что при сжигании получено 2 189 *нм*^{3} SO_2; 2) объем израсходованного воздуха; 3) количество выделившегося при этом тепла.

Ответ. 1) $G_S = 2\,900$ *кг*;
2) $V_в = 10\,732$ *нм*^{3};
3) $Q = 6\,929\,280$ *ккал*.

Задача 2-15. При сгорании топлива с содержанием углерода $C^p = 52\%$ получено углекислоты $V_{CO_2} = 250$ *м*^{3} и окиси углерода $V_{CO} = 90$ *м*^{3}. Температура газов $t_2 = 282°$ С, разрежение газов 13,6 *мм* вод. ст., барометрическое давление $b_0 = 745$ *мм* рт. ст. Определить: 1) вес сожженного топлива; 2) объем израсходованного воздуха; 3) количество выделившегося тепла; 4) недополученное тепло из-за неполноты сгорания.

Ответ. 1) $B = 358{,}5$ *кг*;
2) $V_в = 636$ *нм*^{3};
3) $Q = 5\,822\,000$ *ккал*;
4) $Q_{пот} = 132\,300$ *ккал*.

Задача 2-16. Определить: 1) количество выделившегося тепла при сгорании 500 *нм*^{3} метана (по низшей теплотворной способности); 2) объем израсходованного при этом воздуха; 3) объемы выделенных продуктов сгорания: CO_2, H_2O и N_2.

Ответ. 1) $(Q_{CH_4})_н = 4\,232\,500$ *ккал*;
2) $V_в = 4{,}494$ *нм*^{3};
3) $V_{CO_2} = 497{,}5$ *нм*^{3};
$V_{H_2O} = 1\,005$ *нм*^{3};
$V_{N_2} = 376{,}5$ *нм*^{3}.

Задача 2-17. Определить: 1) объем сожженного метана (CH_4), если для полного сгорания израсходовано 477 *нм*^{3} воздуха; 2) объемы продуктов сгорания: CO_2, H_2O и N_2; 3) количество тепла, выделившегося при сгорании, считая по низшей теплотворной способности.

Ответ. 1) $V_{CH_4} = 49{,}2$ *нм*^{3};
2) $V_{CO_2} = 49{,}0$ *нм*^{3};
$V_{H_2O} = 98{,}9$ *нм*^{3}; $V_{N_2} = 370{,}4$ *нм*^{3};
3) $Q_н = 416\,378$ *ккал*.

Задача 2-18. Определить удельный вес дымовых газов при 0° С и 760 *мм* рт. ст., если известно, что при 300° С и $b = 760$ *мм* рт. ст. $\gamma_t = 0{,}642$ *кг*/*м*^{3}.

Ответ. $\gamma_0 = 1{,}349$ *кг*/*нм*^{3}.

Задача 2-19. Определить удельный вес водяного газа при температурах 0° и 300° С и барометрическом давлении 760 *мм* рт. ст., если известен его состав (в процентах по объему): $CO_2 = 5{,}0$; $CO = 42$; $CH_4 = 0{,}5$; $H_2 = 49{,}0$; $N_2 = 3{,}5$.

Ответ. 1) $\gamma_0 = 0{,}661$ *кг*/*нм*^{3};
2) $\gamma_t = 0{,}315$ *кг*/*м*^{3}.

Задача 2-20. Определить удельный вес доменного газа при температуре $t_2 = 250°$ С и барометрическом давлении 760 *мм* рт. ст., если он имеет следующий состав (в процентах по объему): $H_2 = 2{,}18$; $N_2 = 57{,}2$; $CO = 27{,}6$; $CO_2 = 12{,}71$, $CH_4 = 0{,}31$.

Ответ. $\gamma_t = 0{,}697$ *кг*/*м*^{3}.

2-2. КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОЕ ДЛЯ ГОРЕНИЯ

Для сжигания 1 *кг* твердого или жидкого топлива теоретически необходимо определенное количество воздуха.

Выраженное в килограммах на 1 *кг* топлива, оно составляет:

$$L_0 = 0{,}115K^p + 0{,}342H^p - 0{,}043O^p \text{ кг/кг}. \quad (2\text{-}12)$$

Выраженное в нормальных кубических метрах на 1 *кг* топлива, оно составит:

$$V_0 = 0{,}0889\ K^p + 0{,}265H^p - 0{,}0333O^p\ нм^3/кг. \quad (2\text{-}13)$$

В уравнениях (2-12) и (2-13) $K^p = C^p + 0{,}375S^p_л$ %*.

Количество воздуха, действительно подаваемое в топку, $V_в$ и количество, теоретически необходимое для сжигания топлива, V_0 связаны соотношением

$$V_в = \alpha_т V_0\ нм^3/кг. \quad (2\text{-}14)$$

где $\alpha_т$—коэффициент избытка воздуха в топке.

Для подсчета количества теоретически необходимого воздуха можно также воспользоваться приближенными формулами:

$$V_0 = a_0^p \frac{Q_н^p}{1\,000}\ нм^3/кг, \quad (2\text{-}15)$$

$$V_0^г = a_0^г \frac{Q_н^г}{1\,000}\ нм^3/кг, \quad (2\text{-}16)$$

Причем коэффициенты $a_0^г$ и a_0^p связаны между собой зависимостью

$$a_0^p = a_0^г (1 + 0{,}006W^n), \quad (2\text{-}17)$$

где $W^n = \frac{W^p}{Q_н^p} 10^3$ — приведенная влажность топлива.

Коэффициент $a_0^г$ меняется в пределах от 1,0 (для чистого водорода) до 1,1 (для чистого углерода).

По данным С. Я. Корницкого [Л.1] можно с достаточной для практики точностью принимать:

для дров $a_0^г = 1{,}05$

для торфа $a_0^г = 1{,}08$

для бурых и каменных длиннопламенных углей . . . . . $a_0^г = 1{,}08$

для тощих углей и антрацитов . $a_0^г = 1{,}10$

для мазута . . . . . $a_0^г = 1{,}10$

Для сжигания 1 $нм^3$ сухого газообразного топлива (состав которого дан в процентах по объему) теоретически требуется следующее количество воздуха:

$$V_0 = 0{,}0476\,[0{,}5(CO)^m + 0{,}5H_2{}^m + 2(CH_4)^m + \Sigma\left(m + \frac{n}{4}\right)(C_mH_n)^m - O_2^m]\ нм^3/нм^3. \quad (2\text{-}18)^{**}$$

При подсчетах для газообразного топлива, содержащего $d_г$ влаги на 1 $нм^3$ газа, необходимо величину, получаемую по формуле (2-18), разделить на $\left(1 + \frac{d}{80{,}4}\right)$.

При сжигании смеси твердого и газообразного топлива следует определять суммарный объем теоретически необходимого воздуха по формуле:

$$V_{сум} = B(V_0)_{тв} + V(V_0)_{газ}, \quad (2\text{-}19)$$

где B — количество твердого топлива;

$(V_0)_{тв}$ — теоретически необходимое для его сжигания количество воздуха;

V — количество газообразного топлива;

$(V_0)_{газ}$ — теоретически необходимое для сжигания газа количество воздуха.

Задача 2-21. Определить количество воздуха в нормальных кубических метрах, теоретически необходимое для сжигания 1 000 *кг* подмосковного угля состава: $C^p = 29{,}4\%$; $H^p = 2{,}2\%$; $O^p = 9{,}1\%$; $N^p = 0{,}6\%$; $S^p_л = 2{,}6\%$; $A^p = 23{,}6\%$; $W^p = 32{,}5\%$.

Сравнить результат, подсчитанный по основной формуле, с результатом, полученным по приближенной формуле.

Решение. Вычисляем величину $K^p = C^p + 0{,}375S^p_л = 29{,}4 + 0{,}97 = 30{,}37\%$.

Вводим ее в основную формулу

$$V_0 = 0{,}0889K^p + 0{,}265H^p - 0{,}0333\,O^p = 30{,}37 \cdot 0{,}0889 + 0{,}265 \cdot 2{,}2 - 0{,}0333 \cdot 9{,}1 = 2{,}98\ нм^3/кг.$$

Общая потребность в воздухе

$$V_в = 1\,000 \cdot 2{,}98 = 2\,980\ нм^3.$$

Приведенная влажность

$$W^n = \frac{W^p}{Q_н^p} 10^3 = \frac{32{,}5 \cdot 1\,000}{2{,}540} = 12{,}8;$$

$$V_0 = a_0^г (1 + 0{,}006W^n) \frac{Q_н^p}{1\,000} = 1{,}08\,(1 + 0{,}006 \cdot 12{,}8)\,2{,}54 = 2{,}95\ нм^3/кг.$$

Таким образом, ошибка против точной формулы будет:

$$\frac{2{,}98 - 2{,}95}{2{,}98} 100 = 1{,}02\%.$$

Задача 2-22. Определить часовое количество воздуха, необходимое для сжигания 500 $нм^3$ коксового газа состава (в % по объему): $CO^m = 7{,}0$; $H_2^m = 51$; $CH_4^m = 29{,}0$; $CO_2^m = 3{,}0$; $N_2^m = 10$.

Избыток воздуха $\alpha_т = 1{,}2$.

---

* Коэффициент 0,375 взят по новым данным ВТИ. В задачах разделов 2-2 и 2-3 применен прежний коэффициент 0,368.

** В формуле (2-18) индекс m указывает на состав топлива в отличие от состава дымовых газов.

Решение. Подставляя все величины в уравнение (2-18), получим:

$$V_0 = 0{,}0476\,[0{,}5 \cdot 7{,}0 + 0{,}5 \cdot 51{,}0 + 2 \cdot 29 + 0{,}0 - 0{,}0] =$$
$$= 0{,}0476 \cdot 87 = 4{,}14 \ нм^3/нм^3 \text{ газа.}$$

Учитывая заданный коэффициент избытка воздуха, находим, что фактически воздуха нужно подвести

$$V_в = 4{,}14 \cdot 1{,}2 \cdot 500 = 2\,484 \ нм^3/час.$$

Задача 2-23. Определить необходимое сечение канала, подводящего воздух при температуре 300° С и давлении 760 *мм* рт. ст. к топке парового котла, в которой сжигают 5 000 *кг/час* украинского бурого угля состава: $C^p = 21{,}2\%$; $H^p = 1{,}8\%$; $O^p = 6{,}2\%$; $N^p = 0{,}8\%$; $W^p = 55\%$; $A^p = 13{,}0\%$; $S^p_л = 2{,}0\%$.

Скорость воздуха в канале $W = 8$ *м/сек*; $\alpha_m = 1{,}25$.

Решение. $K^p = 21{,}2 + 0{,}375 \cdot 2 = 21{,}9\%$;

$$V_0 = 0{,}0889K^p + 0{,}265H^p - 0{,}0333O^p = 0{,}0889 \cdot 21{,}9 +$$
$$+ 0{,}265 \cdot 1{,}8 - 0{,}0333 \cdot 6{,}2 = 2{,}23 \ нм^3/кг.$$

Приведя полученную величину V_0 к условиям $t_в = 300°$ С и $b_0 = 760$ *мм* рт. ст., получим:

$$V_0' = \frac{P_0 V_0 T_1}{T_0 P_1} = \frac{760 \cdot 2{,}23\,(273 + 300)}{273 \cdot 760} = 4{,}68 \ нм^3/кг.$$

Действительный объем воздуха, который нужно подвести по каналу к топке:

$$V_в = BV_0' \alpha_m = 5\,000 \cdot 4{,}68 \cdot 1{,}25 = 29\,200 \ м^3/час,$$

или

$$29\,200 : 3\,600 = 8{,}1 \ м^3/сек.$$

Сечение канала должно быть равно:

$$f = \frac{V_в}{W} = \frac{8{,}1}{8{,}0} = 1{,}01 \ м^2.$$

Задача 2-24. Определить количество воздуха, необходимое для сжигания 5 *т/час* донецкого длиннопламенного угля состава: $C^p = 58{,}4\%$; $H^p = 4{,}1\%$; $O^p = 8{,}2\%$; $N^p = 1{,}3\%$; $S^p_л = 3{,}0\%$; $A^p = 15\%$; $W^p = 10\%$ и 500 $нм^3/час$ доменного газа состава: $CO^м = 26\%$; $H^м_2 = 4{,}0\%$; $CO^м_2 = 10\%$; $N^м_2 = 60$; $\alpha_m = 1{,}2$.

Решение. $K^p = 58{,}4 + 0{,}375 \cdot 3 = 59{,}5\%$.

Количество воздуха, необходимое для сжигания 1 *кг* угля:

$$V_в' = V_0 \alpha_m = [0{,}089K^p + 0{,}265H^p - 0{,}033 \cdot O^p]\,1{,}2 =$$
$$= [0{,}089 \cdot 59{,}5 + 0{,}265 \cdot 4{,}1 - 0{,}033 \cdot 8{,}2]\,1{,}2 = 7{,}33 \ нм^3/кг.$$

Общий объем воздуха, необходимый для сжигания угля:

$$BV_в' = 5\,000 \cdot 7{,}33 = 36\,650 \ нм^3/час.$$

Для сжигания 1 $нм^3$ доменного газа требуется воздуха [см. формулу (2-18)]:

$$V_0 = 0{,}0476 \cdot 0{,}5 \cdot 26 + 0{,}5 \cdot 4{,}0 + 0{,}0 + 0{,}0 - 0{,}0] =$$
$$= 0{,}715 \ нм^3/нм^3.$$

Для сжигания 500 $нм^3$ газа требуется воздуха

$$V_в'' = V_0 \alpha_m \cdot V_г = 0{,}715 \cdot 1{,}2 \cdot 500 = 429 \ нм^3.$$

Всего необходимо подвести к топке воздуха:

$$V_в' + V_в'' = 36\,650 + 429 = 37\,079 \ нм^3/час.$$

Задача 2-25. Определить количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 20 *т* влажного торфа состава: $C^p = 21{,}2\%$; $H^p = 2{,}1\%$; $N^p = 0{,}7\%$; $O^p = 11{,}9$; $S^p_л = 0{,}1\%$; $A^p = 4\%$; $W^p = 60\%$; $Q^p_н = 1\,530$ *ккал/кг*. Сравнить результаты подсчетов по основной и приближенной формулам.

Решение. По основной формуле $K^p = 21{,}2 + 0{,}375 \times 0{,}1 = 21{,}24\%$; $V_0 = 0{,}0889 \cdot 21{,}24 + 0{,}265 \cdot 2{,}1 - 0{,}0333 \times 11{,}9 = 2{,}05 \ нм^3/кг$.

Для 20 000 *кг* торфа потребуется воздуха:

$$V_в = 20\,000 \cdot 2{,}05 = 41\,000 \ нм^3.$$

По приближенной формуле

$$V_0 = 1{,}08 \frac{Q^p_н + 6W^p}{1\,000} = 1{,}08 \frac{1\,530 + 6 \cdot 60}{1\,000} = 2{,}04 \ нм^3/кг.$$

Ошибка

$$\frac{2{,}05 - 2{,}04}{2{,}05} 100 = 0{,}49\%.$$

Задача 2-26. Определить по основной формуле объем и вес теоретически необходимого количества воздуха для сжигания 5 *т* мазута состава: $C^p = 83{,}9\%$; $H^p = 12{,}3\%$; $O^p = 0{,}4\%$; $N^p = 0{,}0\%$; $S^p_л = 0{,}2\%$; $W^p = 3{,}0\%$; $A^p = 0{,}2\%$; $\alpha_m = 1{,}2$.

Ответ. 1) $V_0 B = 64\,250 \ нм^3/час$;
2) $L_0 B = 49\,500 \ кг/час$.

Задача 2-27. Определить объем воздуха, который нужно подвести к топке парового котла для сжигания 8 *т/час* антрацитового штыба состава: $C^p = 70{,}1\%$; $H^p = 1{,}2\%$; $O^p = 2{,}0\%$; $N^p = 0{,}2\%$; $S^p_л = 2{,}2$; $W^p = 6{,}1\%$; $A^p = 18{,}2\%$; $Q^p_н = 5\,968$ *ккал/кг*; $\alpha_m = 1{,}2$. Подсчет произвести по основной и по приближенной формулам и определить ошибку в процентах.

Ответ. 1) По основной формуле $V = 63\,000 \ нм^3/час$,
2) по приближенной формуле результат получается бо́льшим на 0,16%.

Задача 2-28. Определить объем воздуха, который нужно подвести к топке для сжигания смеси антрацитового штыба состава: $C^p=70{,}1\%$; $H^p=1{,}2\%$; $O^p=2{,}0\%$; $N^p=0{,}2\%$; $S^p_л=2{,}2\%$; $A^p=18{,}2\%$; $W^p=6{,}1\%$ в количестве 5 *т/час* и отсева газового угля состава: $C^p=73{,}2\%$; $H^p=4{,}4\%$; $O^p=4{,}0\%$; $N^p=1{,}4\%$; $S^p_л=2{,}0\%$; $A^p=11{,}0\%$; $W^p=4{,}0\%$ в количестве 3 *т/час*. Избыток воздуха в топке $\alpha_т=1{,}25$.

Ответ. $V_в=68\,200$ *нм³/час*.

Задача 2-29. Определить сечение канала от воздушного экономайзера парового котла к топке, работающей на карагандинском угле состава: $C^p=62{,}9\%$; $H^p=3{,}8\%$; $O^p=5{,}1\%$; $N^p=1{,}0\%$; $S^p_л=0{,}7\%$; $W^p=7{,}0\%$; $A^p=19{,}5\%$. Количество сжигаемого топлива равно 10 *т/час*. Температура подогретого воздуха в канале 200° С; давление в канале $h=40$ *мм* вод. ст.; скорость воздуха в нем 16 *м/сек*. Избыток воздуха в топке $\alpha_т=1{,}2$; барометрическое давление в котельной $b_0=750$ *мм* рт. ст.

Ответ. $f=2{,}37$ *м²*.

Задача 2-30. Определить скорость воздуха, протекающего по каналу от воздушного подогревателя к топке, в которой сжигается 10 *т/час* торфа состава: $C^p=21{,}2\%$; $H^p=2{,}1\%$; $O^p=11{,}9\%$; $N^p=0{,}7\%$; $A^p=4{,}0\%$; $S^p_л=0{,}1\%$; $W^p=60\%$; $Q^p_н=1\,529$ *ккал/кг*.

Температура воздуха в канале 350° С; давление в канале +27,2 *мм* вод. ст.; сечение канала $f=2{,}25$ *м²*. Избыток воздуха в топке $\alpha_т=1{,}3$; барометрическое давление в котельной $b_0=760$ *мм* рт. ст.

Ответ. $W=7{,}54$ *м/сек* (считая по основной формуле).

Задача 2-31. 1) определить производительность вентилятора, подающего воздух к топке котла, в которой сжигается 8 *т/час* мазута теплотворной способности $Q^p_н=9\,820$ *ккал/кг*; 2) определить сечение канала, если скорость воздуха в нем равна $W=12{,}0$ *м/сек*; избыток воздуха в топке 1,2; температура воздуха 30°С; давление после вентилятора $h=81{,}6$ *мм* вод. ст.; барометрическое давление $b_0=760$ *мм* рт. ст. Подсчет вести по приближенным формулам.

Ответ. 1) $V_в=94\,300$ *м³/час*;
2) $f=2{,}19$ *м²*.

Задача 2-32. Определить по основной и по приближенным формулам объем воздуха, который нужно подвести к топке парового котла для сжигания 51 *т/час* тощего угля состава:

$C^p=78\%$; $H^p=3{,}7\%$; $O^p=2{,}0\%$; $N^p=1{,}3\%$; $S^p_л=2{,}0\%$; $A^p=9{,}0\%$; $W^p=4{,}0\%$.

Ответ. 1) По основной формуле $V_в=403\,000$ *нм³/час*;
2) по приближенной формуле получается преувеличение на 0,74%.

Задача 2-33. Под котлом сжигается 1 250 *м³/час* доменного газа состава: $CO=28\%$; $H_2=4\%$; $CO_2=8\%$; $N_2=60\%$. Температура газа 250° С; барометрическое давление 760 *мм* рт. ст.

Определить объем воздуха, теоретически необходимый для сжигания.

Ответ. $V_в=497$ *нм³/час*.

Задача 2-34. Под котлом сжигается смесь двух газов—доменного в количестве 7 000 *м³/час* состава: $CO=28\%$; $H_2=4\%$, $CO_2=8\%$; $N_2=60\%$ и коксового в количестве 500 *м³/час* состава: $CO=7{,}0\%$; $H_2=51{,}0\%$; $CH_4=29{,}0\%$; $CO_2=3{,}0\%$; $N_2=10\%$. Температура газов 300° С; барометрическое давление 780 *мм*. рт. ст.; избыток воздуха в топке $\alpha_т=1{,}2$. Определить объем воздуха, необходимый для сжигания смеси.

Ответ. $V_в=15\,400$ *нм³/час*.

Задача 2-35. Под котлом сжигается смесь, состоящая из 20 000 *м³/час* доменного газа состава: $CO=27{,}6\%$; $H_2=2{,}18\%$; $N_2=57{,}2\%$; $CO_2=12{,}71\%$; $CH_4=0{,}31\%$ и 4 *т/час* антрацитового штыба состава: $C^p=70{,}1\%$; $H^p=1{,}2\%$; $O^p=2{,}0\%$; $N^p=0{,}2\%$; $S^p_л=2{,}2\%$; $W^p=6{,}1\%$; $A^p=18{,}2\%$. Температура доменного газа, подводимого к топке, 300° С; барометрическое давление $b_0=750$ *мм* рт. ст; избыток воздуха в топке $\alpha_т=1{,}2$. Определить объем воздуха, необходимый для сжигания смеси.

Ответ. $V_в=39\,950$ *нм³/час*.

Задача 2-36. Под котлом сжигается смесь, состоящая из 25 800 *м³/час* каменноугольного газа состава: $CO=25\%$; $H_2=11\%$; $CH_4=1\%$; $CO_2=6\%$; $N_2=57\%$ и 4 *т/час* пылевидного подмосковного угля состава: $C^p=32{,}9\%$; $H^p=2{,}5\%$; $O^p=9{,}2\%$; $N^p=0{,}6\%$; $S^p_л=2{,}8\%$; $A^p=20\%$; $W^p=32\%$. Температура газа 250° С; барометрическое давление 780 *мм* рт. ст. Определить объем воздуха, необходимый для сжи-

гания смеси, если избыток воздуха в топке $\alpha_m = 1{,}3$.

Ответ. $V_в = 38\,000$ *нм³/час*.

Задача 2-37. Определить объем воздуха, необходимый для сжигания 6 *т/час* кашпирских сланцев состава: $C^p = 20{,}93\%$; $H^p = 2{,}29\%$; $O^p = 0{,}3\%$; $N^p = 0{,}79\%$; $W^p = 10{,}15\%$; $A^p = 52{,}57\%$; $CO_2^к = 8{,}72\%$; $S_л^p = 4{,}25\%$. Избыток воздуха в топке $\alpha_m = 1{,}3$.

Ответ. $V_в = 20\,280$ *нм³/час*.

2-3. СОСТАВ И ОБЪЕМ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

ТВЕРДОЕ И ЖИДКОЕ ТОПЛИВО

При полном сгорании топлива дымовые газы содержат CO_2, SO_2, O_2, N_2 и H_2O.

При полном сгорании так называемых сухих газов (углекислоты, сернистого ангидрида, кислорода и азота):

$$CO_2 + SO_2 + O_2 + N_2 = 100\%. \quad (2\text{-}20)$$

При неполном сгорании сухих газов:

$$RO_2 + CO + H_2 + CH_4 + 2C_nH_m + O_2 + N_2 = 100\%, \quad (2\text{-}21)$$

где $RO_2 = CO_2 + SO_2$.

Полный объем газообразных продуктов сгорания состоит из сухих газов и водяных паров:

$$V_г = V_{с.г} + V_{H_2O} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (2\text{-}22)$$

В свою очередь,

$$V_{с.г} = V_{с.г}^{мин} + (\alpha_m - 1)\, V_0, \quad (2\text{-}23)$$

где $V_{с.г}^{мин}$ — минимальный объем сухих газов при ($\alpha = 1$);

α_m — коэффициент избытка воздуха.

$$V_{с.г}^{мин} = V_{RO_2} + 0{,}79\, V_0, \quad (2\text{-}24)$$

причем объем углекислоты при полном сгорании

$$V_{RO_2} = 1{,}866 \frac{K^p}{100}, \quad (2\text{-}25)$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^{мин} + \frac{d_в\, \gamma_в}{80{,}4}(\alpha - 1)\, V_0, \quad (2\text{-}26)$$

где $V_{H_2O}^{мин}$ — минимальный объем водяных паров (при $\alpha = 1$).

Последними двумя формулами удобно пользоваться при проектных расчетах избытка воздуха.

Объем сухих газов при неполном сгорании твердого или жидкого топлива

$$V_{с.г} = \frac{C^p + 0{,}375 S_л^p}{0{,}54\,(RO_2 + CO + CH_4 + 2C_nH_m)} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (2\text{-}27)$$

При полном сгорании формула (2-27) примет вид:

$$V_{с.г} = \frac{K^p}{0{,}54 RO_2} \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Объемы неиспользованного кислорода и азота в продуктах горения (при полном сгорании) определяются по формулам:

$$V_{O_2} = \frac{K^p}{54} \frac{O_2}{RO_2} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (2\text{-}28)$$

$$V_{N_2} = \frac{K^p}{54} \frac{N_2}{RO_2} \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (2\text{-}29)$$

или

$$V_{N_2} = 0{,}79 \alpha V_0 + \frac{N_2^m}{100} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (2\text{-}30)$$

При полном сгорании 1 *кг* топлива получается следующий объем водяного пара:

$$V_{H_2O} = \frac{9H^p + W^p + 100 W_в + 100 W_ф}{80{,}4} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (2\text{-}31)$$

где H^p — содержание водорода в рабочем топливе, %;

W^p — содержание влаги в рабочем топливе, %;

$W_в$ — вес влаги, вносимой в топку с воздухом, *кг* на 1 *кг* сожженного топлива;

$W_ф$ — вес форсуночного или дутьевого пара, *кг* на 1 *кг* топлива.

Вес влаги, вносимой в топку с воздухом:

$$W_в = L_0 \alpha_m \frac{d_в}{1\,000}, \quad (2\text{-}32)$$

где L_0 — количество сухого воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 *кг* топлива, *кг*;

α_m — коэффициент избытка воздуха;

$d_в$ — влагосодержание воздуха, *г/кг* воздуха.

Объем водяных паров при $d_в = 10$ *г/кг*:

$$(V_{H_2O})_в = 0{,}016 V_0, \qquad (2\text{-}33)$$

где V_0 — теоретически необходимый объем сухого воздуха, *нм³/кг* топлива.

Величина $d_в$ подсчитывается по формуле

$$d_в = 623 \frac{\varphi p_н}{b_0 - \varphi p_н} \text{ г/кг}, \qquad (2\text{-}34)$$

где φ — относительная влажность воздуха;

$p_н$ — давление насыщенного пара при $t°$ С, *мм* рт. ст.;

b_0 — барометрическое давление, *мм* рт. ст.

Величину $d_в$ можно также определять по диаграмме *J-d*; $p_н$, v и $\gamma_н$ определяют по табл. 2-3.

ТАБЛИЦА 2-3

Давление, удельный объем и удельный вес насыщенного пара при разных температурах

Температура, °С	Давление		Удельный объем, *м³/кг*	Удельный вес	
	кг/см²	*мм* рт. ст.		*кг/м³*	*г/м³*
10	0,0125	9,2	106	0,0094	9,4
15	0,0174	12,8	78,0	0,01283	12,83
20	0,0238	17,5	57,8	0,0173	17,3
25	0,0323	23,8	43,4	0,023	23,0
30	0,0433	31,8	32,9	0,0304	30,4
35	0,0573	42,2	25,2	0,0396	39,6
40	0,0752	55,4	19,5	0,0512	51,2
50	0,1258	92,5	12,0	0,0832	83,2
60	0,2031	149,8	4,687	0,1301	130,01

При проектировании обычно принимают $d_в = 10$ *г/кг*.

При неполном сгорании топлива, когда в дымовых газах содержатся окись углерода, метан и водород, формула (2-31) принимает вид:

$$V_{H_2O} = \frac{9\left[H^p - \frac{K^p(0{,}09H_2 + 0{,}18CH_4)}{0{,}54(RO_2 + CO + CH_4)}\right]}{80{,}4} + \frac{W^p + 0{,}1293 V_0 \alpha d_в + 100 W_ф}{80{,}4} \text{ нм³/кг}. \qquad (2\text{-}35)$$

Полный вес дымовых газов в килограммах на 1 *кг* сожженного топлива

$$G = 1 - \frac{A^p}{100} + 1{,}293\left(1 + \frac{d_в}{1000}\right)\alpha V_0 + W_ф \qquad (2\text{-}36)$$

или при $d_в = 10$ *г/кг*

$$G = 1 - \frac{A^p}{100} + 1{,}306\,\alpha V_0 + W_ф. \qquad (2\text{-}37)$$

Газообразное топливо[1]

Объем сухих газов при неполном сгорании

$$V_{с.г} = \frac{CO_2^m + CO^m + CH_4^m + H_2S^m + \Sigma_m C_m^m H_n^m}{RO_2 + CO + CH_4 + \Sigma C_m H_n}. \qquad (2\text{-}38)$$

объем водяных паров при неполном сгорании

$$V_{H_2O} = H_2^m + 2CH_4^m + \Sigma \frac{n}{2} C_m H_n^m + 0{,}001\left[\frac{d_m}{0{,}804} + \frac{0{,}1293}{0{,}804}\alpha V_0 d_в\right] \text{нм³/нм³}, \qquad (2\text{-}39)$$

где d_m — влагосодержание газообразного топлива, *г/нм³*.

Объем углекислоты при полном сгорании

$$V_{RO_2} = 0{,}01\,[CO_2^m + CO^m + H_2S^m + CH_4^m + \Sigma_m C_m H_n^m] \text{ нм³/нм³}. \qquad (2\text{-}40)$$

Объем азота при полном сгорании и теоретическом избытке воздуха ($\alpha = 1$)

$$V_{N_2}^{мин} = 0{,}79 V_0 + \frac{N_2^m}{100} \text{ нм³/нм³}. \qquad (2\text{-}41)$$

Теоретический объем сухих газов при полном сгорании

$$V_{с.г}^{мин} = V_{RO_2} + V_{N_2}^{мин} \text{ нм³/нм³}. \qquad (2\text{-}42)$$

Теоретический объем водяных паров

$$V_{H_2O}^{мин} = 0{,}01\left[H_2^m + H_2S^m + 2{,}004\,CH_4^m + \sum \frac{n}{2} C_m H_n^m + \frac{d^m}{0{,}804 \cdot 10}\right] + \frac{0{,}1293}{0{,}804}\frac{d_в}{1\,000} V_0 \text{ нм³/нм³}. \qquad (2\text{-}43)$$

Вес дымовых газов

$$G_г = \gamma_{сух}^m + \frac{d^m}{1\,000} + 1{,}306\alpha V_0 \text{ кг/нм³}. \qquad (2\text{-}44)$$

Удельный вес сухого газообразного топлива

$$\gamma_{сух}^m = 0{,}01977\,CO_2^m + 0{,}01521\,H_2S^m + 0{,}01257\,N_2^m + 0{,}014290_2^m + 0{,}0125\,CO^m + 0{,}0009\,H_2^m + 0{,}01251\,C_m H_n^m + 0{,}00717 CH_4^m + 0{,}0134\,C_2H_6^m \text{ кг/нм³}. \qquad (2\text{-}45)$$

[1] Индекс m обозначает исходное газообразное топливо.

Удельный вес влажного газообразного топлива

$$\gamma^m_{вл} = \frac{\gamma^m_{сух} + \frac{d^m}{1\,000}}{1 + \frac{d}{804}}. \qquad (2\text{-}46)$$

Характеристика топлива β.

ДЛЯ ТВЕРДЫХ И ЖИДКИХ ТОПЛИВ

$$\beta = 2{,}35\,\frac{H^p - 0{,}126O^p + 0{,}04N^p}{K^p}. \qquad (2\text{-}47)$$

Это значение коэффициента β более точно, чем употреблявшееся до сих пор. Вывод формулы сделан В. Н. Тимофеевым и приводится здесь с его согласия.

Имеем:

$$V_{с.г} = V_{RO_2} + 0{,}79V_0 + (\alpha - 1)\,V_0 \ нм^3/кг$$

и

$$RO_2 = \frac{V_{RO_2}}{V_{с.г}}. \qquad (2\text{-}48)$$

Количество кислорода в газах, очевидно, равно 21% от избыточного воздуха, т. е.

$$V_{O_2} = V_{с.г}O_2 = 0{,}21\,(\alpha - 1)\,V_0.$$

Подставляя последнее выражение в уравнение (2-48), получаем после преобразований:

$$0{,}21 = (RO_2 + O_2) + RO_2 \cdot 0{,}79\,\frac{0{,}21V_0 - V_{RO_2}}{V_{RO_2}} \qquad (2\text{-}49)$$

и, сопоставляя с формулой для полного сгорания

$$0{,}21 = (RO_2 + O_2) + \beta RO_2,$$

получаем:

$$\beta = 0{,}79\,\frac{0{,}21V_0 - V_{RO_2}}{V_{RO_2}}.$$

После подстановки значений V_0 и V_{RO_2} получается окончательно значение β, приведенное в формуле (2-47).

β ДЛЯ ГАЗООБРАЗНОГО ТОПЛИВА

$$\beta = \frac{0{,}21\,N^m_2 + 0{,}395\,CO^m + 1{,}585\,CH^m_4 + 0{,}395\,H^m_2 + \sum\left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n - 0{,}791O^m_2}{CO^m_2 + CO^m + CH^m_4 + \Sigma_m C_m H^m_n + H_2S^m} - 0{,}79. \qquad (2\text{-}50)$$

или

$$\beta = 0{,}21\,\frac{\frac{N^m_2}{100} + 0{,}79V_0}{V_{RO_2}} - 0{,}79. \qquad (2\text{-}50а)$$

Коэффициенты избытка воздуха при неполном и полном сгорании топлива.

Если известен химический состав газов получаемых при сгорании твердого или жидкого топлива, коэффициент избытка воздуха может быть определен по формуле

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21}\cdot\frac{O_2 - 0{,}5(CO + H_2) - 2CH_4 - 3C_nH_m}{100 - RO_2 - O_2 - CO - H_2 - CH_4 - C_nH_m}}. \qquad (2\text{-}51)$$

При полном сгорании любого жидкого или твердого топлива

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21{,}0}\cdot\frac{O_2}{100 - (RO_2 + O_2)}}, \qquad (2\text{-}52)$$

причем $100 - (RO_2 + O_2) = N_2$

По Л. К. Рамзину [Л. 2]

$$\alpha_m = \frac{x}{RO_2} + y, \qquad (2\text{-}53)$$

где

$$x = \frac{1\,660}{79 + 100\beta}; \quad y = \frac{21\beta}{79 + 100\beta}.$$

При приближенных расчетах можно принимать

$$\alpha = \frac{(RO_2)^{макс}}{RO_2}, \qquad (2\text{-}54)$$

причем

$$(RO_2)^{макс} = \frac{21}{1 + \beta}. \qquad (2\text{-}55)$$

Величину RO_2 определяют по данным газового анализа.

При неполном сгорании газообразного топлива (когда $CO \neq 0$ и $CH_4 = H_2 = 0$)

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21}\,\frac{O_2 - 0{,}5\,CO}{100 - N_2 - \frac{N^m_2}{V_{с.г}}}}. \qquad (2\text{-}56)$$

При полном сгорании газообразного топлива

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21}\,\frac{O_2}{100 - N_2 - \frac{N^m_2}{V_{с.г}}}}. \qquad (2\text{-}57)$$

Задача 2-38. Под котлом сжигается кизеловский уголь состава: $C^p = 58{,}6\%$; $H^p = 4{,}1\%$; $S^p_л = 5{,}8\%$; $N^p = 0{,}9\%$; $O^p = 3{,}6\%$; $A^p = 21{,}5\%$, $W^p = 5{,}5\%$; $Q^p_н = 5\,720$ *кал/кг*.

Газы за экономайзером при полном сгорании содержат $RO_2 = 11{,}0\%$. Определить: 1) объем двух-и трехатомных газов, полученных при сжигании топлива; 2) содержание CO_2 и SO_2 в сухих газах.

Решение. Объем двухатомных газов

$$V_{R_2} = \frac{K^p}{0{,}54\,RO_2}\left(\frac{100 - RO_2}{100}\right) = \frac{K^p}{54}\left(\frac{100}{RO_2} - 1\right) \text{ нм}^3/\text{кг},$$

где

$$K^p = C^p + 0{,}368\,S^p_л = 58{,}6 + 0{,}368 \cdot 5{,}8 = 60{,}7\%.$$

Следовательно,

$$V_{R_2} = \frac{60{,}7}{54}\left(\frac{100}{11{,}0} - 1\right) = 9{,}1 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = V_{SO_2} + V_{CO_2} = \frac{K^p}{54} = \frac{60{,}7}{54} = 1{,}125 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Определяем V_{CO_2} и $V_{с.г}$:

$$V_{CO_2} = \frac{C^p}{54} = \frac{58{,}6}{54} = 1{,}085 \text{ нм}^3/\text{кг};$$

$$V_{с.г} = \frac{1{,}86 \cdot K^p}{RO_2} = \frac{1{,}86 \cdot 60{,}7}{11{,}0} = 10{,}26 \text{ нм}^3/\text{кг},$$

откуда процентное содержание CO_2 в газах

$$CO_2 = \frac{1{,}085}{10{,}26}\,100 = 10{,}6\%.$$

Содержание SO_2 в газах:

$$V_{SO_2} = \frac{0{,}368 S^p_л}{54} = \frac{S^p_л}{147} = \frac{5{,}8}{147} \text{ нм}^3/\text{кг},$$

или

$$SO_2 = \frac{V_{SO_2}}{V_{с.г}}\,100 = \frac{5{,}8 \cdot 100}{147 \cdot 10{,}26} = 0{,}4\%.$$

Содержание RO_2 в газах:

$$RO_2 = (SO_2 + CO_2) = 10{,}6 + 0{,}4 = 11{,}0\%.$$

Задача 2-39. Определить объем водяного пара, полученного при сжигании 12 *т/час* кизеловского угля состава, указанного в задаче 2-38.

Воздух поступает в топку при температуре 30°С при относительной влажности $\varphi = 50\%$; $b_0 = 750$ *мм* рт. ст.; избыток воздуха $\alpha = 1{,}6$.

Решение. Вес водяного пара, вносимого с воздухом в топку, находим по уравнению

$$W_в = V_0 \alpha \frac{760}{b_0 - \varphi p_н} \cdot \frac{273 + t_в}{273}\,\varphi\gamma_н \text{ кг/кг}.$$

Величину V_0 определяем по приближенной формуле (2-15), принимая коэффициент a^p_0 равным 1,1:

$$V_0 = 1{,}1\,\frac{Q^p_н}{1\,000} = 1{,}1\,\frac{5\,720}{1\,000} = 6{,}3 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Подставляя найденное значение V_0, а также величины $p_н$, $\gamma_н$ (из табл. 2-3), получаем:

$$W_в = 6{,}3 \cdot 1{,}6\,\frac{760}{750 - 0{,}5 \cdot 31{,}8} \cdot \frac{273 + 30}{273} \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}0304 =$$

$$= 0{,}176 \text{ кг/кг}.$$

Следовательно, объем водяного пара будет:

$$V_{H_2O} = \frac{9H^p + W^p + 100W_в}{80{,}4} = \frac{9{,}41 + 5{,}5 + 100 \cdot 0{,}176}{80{,}4} =$$

$$= 0{,}737 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Объем водяного пара на все топливо

$$V_{H_2O}B = 0{,}737 \cdot 12\,000 = 8\,844 \text{ нм}^3/\text{час}.$$

Задача 2-40. Определить полный объем дымовых газов при сгорании 1 *кг* антрацитового штыба состава: $C^p = 71{,}4\%$; $H^p = 1{,}4\%$; $O^p = 1{,}4\%$; $N^p = 0{,}9\%$; $S^p_л = 1{,}5\%$; $A^p = 16{,}0\%$; $W^p = 7{,}4\%$, если известно, что дымовые газы содержат $RO_2 = 15{,}0\%$; $O_2 = 5{,}0\%$.

Температура воздуха, поступающего в топку $t_в = 20°C$; барометрическое давление $b_0 = 745$ *мм* рт. ст.; $\varphi = 50\%$.

Решение.

$$K^p = C^p + 0{,}368\,S^p_л = 71{,}4 + 0{,}368 \cdot 1{,}5 = 71{,}95\%;$$

$$\beta = 2{,}35\,\frac{H^p - 0{,}126O^p + 0{,}04N^p}{K^p} =$$

$$= 2{,}35\,\frac{1{,}4 - 0{,}126 \cdot 1{,}4 + 0{,}04 \cdot 0{,}9}{71{,}95} = 0{,}04.$$

Условное процентное содержание окиси углерода в дымовых газах

$$CO = \frac{21{,}0 - \beta RO_2 - (RO_2 + O_2)}{0{,}6 + \beta} = 0{,}62\%.$$

Объем сухих газов

$$V_{с.г} = \frac{K^p}{0{,}54\,(RO_2 + CO)} = \frac{71{,}95}{0{,}54\,(15 + 0{,}62)} =$$

$$= 8{,}52 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_т = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{O_2 - 0{,}5 \cdot CO}{100 - (RO_2 + O_2) - CO}} =$$

$$= \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{5 - 0{,}5 \cdot 0{,}62}{100 - (15 + 5{,}0) - 0{,}62}} = 1{,}26.$$

Вес сухого воздуха, теоретически необходимого для сжигания 1 *кг* топлива

$$L_0 = 0{,}115 \cdot C^p + 0{,}343 \cdot H^p + 0{,}043\,(S_л^p - O^p) =$$
$$= 0{,}115 \cdot 71{,}4 + 0{,}343 \cdot 1{,}4 + 0{,}043\,(1{,}5 - 1{,}4) =$$
$$= 8{,}73 \text{ кг/кг}.$$

Влагосодержание воздуха

$$d_в = 623 \frac{p_н \varphi}{b_0 - p_н \varphi} = 623 \frac{17{,}5 \cdot 0{,}5}{745 - 17{,}5 \cdot 0{,}5} =$$
$$= 7{,}39 \text{ г/кг}.$$

Вес водяного пара, вносимого с воздухом в топку на 1 *кг* топлива:

$$W_в = L_0 \alpha_т \frac{d_в}{1\,000} = 8{,}73 \cdot 1{,}26 \frac{7{,}39}{1\,000} = 0{,}0815 \text{ кг/кг}.$$

Объем водяного пара при сгорании 1 *кг* топлива составляет:

$$V_{H_2O} = \frac{9H^p + W^p + 100 W_в}{80{,}4} =$$
$$= \frac{9 \cdot 1{,}4 + 7{,}4 + 100 \cdot 0{,}0815}{80{,}4} = 0{,}349 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Таким образом, полный объем дымовых газов составит:

$$V_г = 8{,}52 + 0{,}345 = 8{,}875 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Задача 2-41. Определить объем дымовых газов, выбрасываемых дымососом котла при температуре $t_{ух} = 217°C$ и разрежении перед дымососом $h = 120$ *мм* вод. ст. Под котлом сжигается 7 950 *кг/час* кашпирского сланца состава: $C^p = 20{,}7\%$; $H^p = 2{,}5\%$; $O^p = 1{,}4\%$; $N^p = 0{,}4\%$; $S_л^p = 4{,}1\%$; $A^p = 49{,}9\%$; $CO_2^к = 8{,}0\%$, $W^p = 13{,}0\%$. Дымовые газы содержат $RO_2 = 12\%$; $O_2 = 6{,}78\%$. Температура воздуха, поступающего в топку, $t_в = 29{,}0°C$; барометрическое давление $b_0 = 746$ *мм* рт. ст.; $\varphi = 80\%$.

Решение. В топливах, содержащих карбонаты, углекислоту карбонатов $CO_2^к$ условно разбивают на ее составляющие и прибавляют к соответствующим элементам топлива, получая таким образом условный состав топлива (в данном случае нами не учитывается поправка на окисление колчеданной серы).

Так, процентное содержание углерода C^p, кислорода O^p в условном составе рабочей массы топлива составит:

$$C_к^p = C^p + 0{,}273 \cdot CO_2^к = 20{,}7 + 0{,}273 \cdot 8{,}0 = 22{,}88\%;$$
$$O_к^p = O^p + 0{,}727 \cdot CO_2^к = 1{,}4 + 0{,}727 \cdot 8{,}0 = 7{,}21\%;$$
$$K_к^p = C_к^p + 0{,}368 \cdot S_л^p = 22{,}88 + 0{,}368 \cdot 4{,}1 = 24{,}39\%.$$

Характеристика топлива

$$\beta = 2{,}35 \frac{H^p - 0{,}126 O^p + 0{,}04 N^p}{K^p} =$$
$$= 2{,}35 \frac{2{,}5 - 0{,}126 \cdot 7{,}21 + 0{,}04 \cdot 0{,}4}{24{,}39} = 0{,}153.$$

Процентное содержание окиси углерода CO% в дымовых газах по неполному анализу

$$CO = \frac{21 - RO_2 - O_2 - \beta RO_2}{0{,}6 + \beta} =$$
$$= \frac{21 - 12{,}0 - 6{,}78 - 0{,}153 \cdot 12}{0{,}6 + 0{,}153} = 0{,}504\%.$$

Объем сухих дымовых газов

$$V_{с.г} = \frac{K_к^p}{0{,}54\,(RO_2 + CO)} = \frac{24{,}39}{0{,}54\,(12 + 0{,}504)} =$$
$$= 3{,}6 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{O_2 - 0{,}5 \cdot CO}{100 - (RO_2 + O_2) - CO}} =$$
$$= \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{6{,}78 - 0{,}5 \cdot 0{,}504}{100 - (12 + 6{,}78) - 0{,}504}} = 1{,}39.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 *кг* топлива

$$L_0 = 0{,}115 \cdot C_к^p + 0{,}343 \cdot H^p + 0{,}043\,(S_л^p - O^p) =$$
$$= 0{,}115 \cdot 22{,}88 + 0{,}343 \cdot 2{,}5 + 0{,}043\,(4{,}1 - 7{,}21) =$$
$$= 3{,}36 \text{ кг/кг}.$$

Влагосодержание воздуха

$$d_в = 623 \cdot \frac{p_н \varphi}{b_0 - p_н \varphi} = 623 \cdot \frac{30{,}0 \cdot 0{,}8}{746 - 30 \cdot 0{,}8} = 20{,}8 \text{ г/кг}$$

(величина $p_н$ взята по табл. 2-3).

Количество водяных паров, вносимых в топку вместе с воздухом на 1 *кг* топлива:

$$W_в = \alpha L_0 \cdot \frac{d_в}{1\,000} = 1{,}39 \cdot 3{,}36 \cdot \frac{20{,}8}{1\,000} = 0{,}097 \text{ кг/кг},$$

Объем водяного пара, получаемого при сгорании 1 *кг* топлива:

$$V_{H_2O} = \frac{9H^p + W^p + 100 W_в}{80{,}4} =$$
$$= \frac{9 \cdot 2{,}5 + 13 + 100 \cdot 0\,097}{80{,}4} = 0{,}56 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Полный объем дымовых газов составит:

$$V_г = V_{с.г} + V_{H_2O} = 3{,}6 + 0{,}56 = 4{,}16 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Можно, не вводя поправки на состав топлива, внести ее сразу на объем газов по формуле

$$V_г^к = V_г + 0{,}506\,\frac{CO_2^к}{100}\,k,$$

где k — коэффициент разложения карбонатов, равный при слоевом сжигании 0,7 и при пылевидном сжигании 1,0.

Объем газов при температуре $t_{ух} = 217°$ С и разрежении перед дымососом $h = 120$ *мм* вод. ст. будет:

$$V_t = V_г\,\frac{t_{ух}+273}{273}\cdot\frac{760}{b_0 - \frac{h}{13{,}6}} =$$

$$= 4{,}16\cdot\frac{217+273}{273}\cdot\frac{760}{750-\frac{120}{13{,}6}} = 7{,}65\ м^3/кг.$$

Общее количество газов в час

$$V_г = 7{,}65\cdot 7\,950 = 60\,800\ кг/час.$$

Задача 2-42. Под котлом сжигается смесь из 70% антрацитового штыба АШ и 30% паровичного жирного угля ПЖ. Элементарный состав органической массы антрацитового штыба: $C^o = 94{,}4\%$; $H^o = 2{,}8\%$; $O^o = 2{,}8\%$; $S_л^р = 2{,}0\%$; $A^р = 23{,}0\%$ и $W^р = 6{,}0\%$, угля ПЖ $C^o = 88{,}8\%$; $H^o = 5{,}2\%$; $O^o = 4{,}3\%$; $N^o = 1{,}7\%$; $W^р = 3{,}5\%$; $A^р = 12{,}5\%$, $S_л^р = 2{,}0\%$.

Определить объем сухих газов, получаемых при сжигании 1 *кг* смеси, если продукты сгорания содержат $RO_2 = 15{,}5\%$; $O_2 = 3{,}8\%$.

Решение. Органическая масса смеси 1 *кг* топлива

$$C^o = 0{,}7\cdot 94{,}4 + 0{,}3\cdot 88{,}8 = 92{,}7\%;$$
$$H^o = 0{,}7\cdot 2{,}8 + 0{,}3\cdot 5{,}2 = 3{,}54\%;$$
$$O^o = 0{,}7\cdot 2{,}8 + 0{,}3\cdot 4{,}3 = 3{,}25\%;$$
$$N^o = 0{,}7\cdot 0{,}0 + 0{,}3\cdot 1{,}7 = 0{,}51\%.$$

Составляющие балласта смеси 1 *кг* топлива:

$$W^р = 0{,}7\cdot 6 + 0{,}3\cdot 3{,}5 = 5{,}25\%;$$
$$A^р = 0{,}7\cdot 23 + 0{,}3\cdot 12{,}5 = 19{,}85\%;$$
$$S_л^р = 0{,}7\cdot 2 + 0{,}3\cdot 2{,}0 = 2{,}0\%.$$

Всего балласта в смеси $Б = 27{,}1\%$.

Элементарный состав рабочей массы 1 *кг* смеси определяем по уравнению

$$C^р = \frac{C^o(100-Б)}{100} = \frac{C^o(100-27{,}1)}{100} = 0{,}729C^o,$$

т. е.

$$C_{см}^р = 0{,}729\cdot 92{,}72 = 67{,}60\%;$$
$$H_{см}^р = 0{,}729\cdot 3{,}54 = 2{,}56\%;$$
$$O_{см}^р = 0{,}729\cdot 3{,}25 = 2{,}37\%;$$
$$N_{см}^р = 0{,}729\cdot 0{,}51 = 0{,}37\%;$$
$$(S_л^р)_{см} = 2{,}00\%;$$
$$A_{см}^р = 19{,}85\%;$$
$$W_{см}^р = 5{,}25\%;$$

Характеристика смеси

$$\beta = 2{,}35\,\frac{H_{см}^р - 0{,}126O_{см}^р + 0{,}04\,N_{см}^р}{K_{см}^р} =$$

$$= 2{,}35\,\frac{2{,}56 - 0{,}126\cdot 2{,}37 + 0{,}04\cdot 0{,}37}{67{,}7 + 0{,}368\cdot 2{,}0} = 0{,}078.$$

Характеристика процесса горения определяется по уравнению

$$21 - \beta RO_2 - RO_2 - O_2 = z,$$

$$21 - 0{,}078\cdot 15{,}5 - 15{,}5 - 3{,}8 = 0{,}41,$$

т. е. горение неполное.

При $z = 0$ горение было бы полным.

Процентное содержание CO в дымовых газах:

$$CO = \frac{z}{0{,}6+\beta} = \frac{0{,}41}{0{,}6+0{,}078} = 0{,}6\%.$$

Объем сухих дымовых газов, получаемых при сжигании 1 *кг* смеси:

$$V_{с.г} = \frac{K_{см}^р}{0{,}54\,(RO_2+CO)} =$$

$$= \frac{68{,}44}{0{,}54\,(15{,}5+0{,}6)} = 7{,}9\ нм^3/кг.$$

Задача 2-43. Определить полный объем дымовых газов, получаемых при сжигании 1 $нм^3$ газообразного топлива элементарного состава: $CO^m = 42{,}0\%$; $CO_2^m = 5{,}0\%$; $H_2^m = 49{,}0\%$; $CH_4^m = 0{,}5\%$; $N_2^m = 3{,}5\%$, если продукты сгорания содержат $CO_2 = 16{,}82\%$; $O_2 = 4{,}0\%$; $CO = 2{,}0\%$. Влагосодержание воздуха, поступающего в топку, $d_в = 10$ *г/кг*, влагосодержание сухого газа $d^m = 15$ $г/нм^3$.

Решение. Объем сухих газов

$$V_{с.г} = \frac{CO_2^m + CO^m + CH_4^m}{CO_2 + CO} = \frac{5{,}0 + 42{,}0 + 0{,}5}{16{,}2 + 2{,}0} =$$

$$= 2{,}51\ нм^3/нм^3 \text{ сухого газа.}$$

Коэффициент избытка воздуха по газовому анализу

$$\alpha_m = \frac{1}{1 - \frac{79}{21}\cdot\frac{O_2 - 0{,}5CO}{100 - N_2 - \frac{N_2^m}{V_{с.г}}}} =$$

$$= \frac{1}{1 - \frac{79}{21}\cdot\frac{4{,}0 - 0{,}5\cdot 2{,}0}{100 - 79{,}18 - \frac{3{,}5}{2{,}51}}} = 1{,}17.$$

Теоретически необходимый объем воздуха на 1 *нм*³ газообразного топлива

$$V_0 = 0{,}024\,(CO^m + H_2^m) + 0{,}096\,CH_4^m + \\ + 0{,}145\,(C_n H_m)^m - 0{,}048 O_2^m = \\ = 0{,}024\,(42 + 49) + 0{,}096 \cdot 0{,}5 = \\ = 2{,}23 \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ сухого газа.}$$

Практически необходимый объем воздуха с поправкой на влажность газа:

$$V_в = \frac{2{,}23}{\left(1 + \frac{d^m}{80{,}4}\right)} \alpha_m = \\ = \frac{2{,}23}{1 + \frac{15}{80{,}4}} 1{,}17 = 1{,}386 \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ газа;}$$

Объем водяного пара, полученного при сжигании 1 *нм*³ газа:

$$V_{H_2O} = 0{,}01\left(\frac{d^m}{0{,}804 \cdot 10} + \frac{0{,}1293 V_в\, d_в}{0{,}804 \cdot 10}\right) + H_2^m + 2CH_4^m = \\ = 0{,}01\left(\frac{15}{0{,}804 \cdot 10} + \frac{0{,}1293 \cdot 1{,}386 \cdot 10}{0{,}804 \cdot 10}\right) + \\ + 49 + 2 \cdot 0{,}5 = 0{,}55 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Полный объем дымовых газов, получаемых при сжигании 1 *нм*³ газообразного топлива;

$$V_г = V_{с.г} + V_{H_2O} = 2{,}51 + 0{,}55 = 3{,}06 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Задача 2-44. Определить, сколько воздуха проникает в дымовые газы через трещины между топкой и воздушным подогревателем, если известно, что температура воздуха в котельной $t_в = 30°$ С и что под котлом сжигается 10 *т/час* челябинского бурого угля состава: $C^p = 48{,}1\%$; $H^p = 3{,}4\%$; $O^p = 11{,}7\%$; $N^p = 1{,}2\%$; $S_л^p = 1{,}0\%$; $A^p = 15{,}6\%$; $W^p = 19{,}0\%$.

Содержание RO_2 в топке равно 15,0%, перед воздушным подогревателем оно 12,0%. Определить величины избытков воздуха в топке α_m и перед воздушным подогревателем $\alpha'_{в.п}$ при полном горении в топке.

Решение. $K^p = C^p + 0{,}368 S_л^p = 48{,}1 + 0{,}368 \cdot 1{,}0 = 48{,}5\%$.

Объем сухих газов в топке

$$V_{с.г}^m = \frac{1{,}86 K^p}{RO_2} = \frac{1{,}86 \cdot 48{,}5}{15{,}0} = 6{,}0 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Объем сухих газов перед воздушным подогревателем

$$V_{с.г}^{в.п} = \frac{1{,}86 \cdot 48{,}5}{12{,}0} = 7{,}5 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Разность между объемами $V_{с.г}^{в.п}$ и $V_{с.г}^m$ составит то количество воздуха, которое проникает в дымовые газы вследствие неплотности кладки (на 1 *кг* топлива):

$$V_{с.г}^{в.п} - V_{с.г}^m = 7{,}5 - 6{,}0 = 1{,}5 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

На все топливо в количестве 10 000 *кг/час* с учетом температурной поправки просасывается в час:

$$V_{прис} = \frac{1{,}5 \cdot 10\,000 \cdot (273 + 30)}{273} = 16\,650 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Определение α_m можно произвести двумя способами.

1-й способ. Нужно определить величину β, а затем определить α_m через x и y по уравнению

$$\alpha = \frac{x}{RO_2} + y$$

$$\beta = 2{,}35 \frac{H^p - 0{,}126 O^p + 0{,}04 N^p}{K^p} = \\ = 2{,}35 \frac{3{,}4 - 0{,}126 \cdot 11{,}7 - 0{,}04 \cdot 1{,}2}{48{,}47} = 0{,}096;$$

$$x = \frac{1\,660}{79 + 100 \cdot 0{,}096} = 18{,}8;$$

$$y = \frac{21 \cdot 0{,}096}{79 + 100 \cdot 0{,}096} = 0{,}022.$$

Следовательно,

$$\alpha_m = \frac{x}{RO_2} + y = \frac{18{,}8}{15{,}0} + 0{,}022 = 1{,}275;$$

$$\alpha'_{в.п} = \frac{18{,}8}{12} + 0{,}022 = 1{,}59.$$

2-й способ. Из уравнения реакции полного сгорания находим O_2:

$$O_2 = 21 - \beta RO_2 - RO_2 = \\ = 21{,}0 - 0{,}096 \cdot 15{,}0 - 15{,}0 = 4{,}56\%.$$

Коэффициент избытка воздуха в топке

$$\alpha_m = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{O_2}{100 - (RO_2 + O_2)}} = \\ = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{4{,}56}{100 - (15 + 4{,}56)}} = 1{,}275.$$

Аналогично из уравнения реакции полного сгорания получаем O_2 в газах перед воздушным подогревателем

$$O_2 = 21 - 0{,}096 \cdot 12 - 12{,}0 = 7{,}85\%,$$

и следовательно,

$$\alpha'_{в.п} = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{7{,}85}{100 - (12 + 7{,}85)}} = 1{,}59.$$

Расчет продуктов сгорания газообразного топлива в смеси с твердым или жидким топливом

Сжигаемая смесь состоит из:

а) *B кг/час* твердого или жидкого топлива элементарного состава (в процентах по весу)

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

б) *V нм*³/*час* газообразного топлива элементарного состава (в процентах по объему)

$$CO_2^m + CO^m + CH_4^m + C_2H_2^m + C_2H_4^m + C_2H_6^m + \\ + H_2^m + O_2^m + N_2^m + SO_2^m + H_2S^m = 100\%.$$

На 1 $нм^3$ сухого газообразного топлива приходится d^m $г/нм^3$ водяного пара и a^m $г/нм^3$ взвешенных частиц золы и пыли.

Удельный вес сухого беззольного газообразного топлива при нормальных условиях определяется из уравнения

$$\gamma_{с.г}=\frac{1{,}25CO^m+0{,}09H_2^m+0{,}717CH_4^m+1{,}34C_2H_6^m+}{100}$$
$$\frac{+2{,}019C_3H_8^m+1{,}26C_2H_4^m+1{,}251N_2^m+1{,}429O_2^m+}{100}$$
$$\frac{+1{,}977CO_2^m+2{,}927SO_2^m}{100}. \quad (2\text{-}58)$$

Вес 1 $нм^3$ сухих газов вместе с влагой и золой будет равен:

$$G^m=\gamma_{с.г}+\frac{d^m+a^m}{1\,000}\ кг. \quad (2\text{-}59)$$

Удельный вес газообразного рабочего топлива

$$\gamma_г=\frac{G^m}{V^m}=\frac{\gamma_{с.г}+\frac{d^m+a^m}{1\,000}}{1+\frac{d^m}{804}}\ кг/нм^3. \quad (2\text{-}60)$$

Расход газообразного топлива по весу

$$B_{г.т}=V^m\cdot\gamma_г\ кг/час.$$

Расчет можно вести, вычисляя сначала по уравнению смешения состав условного топлива-смеси, или, рассчитав раздельно объёмы и теплосодержания для каждого топлива по уравнению смешения, определять эти величины для смеси продуктов сгорания. При массовых расчетах или при изменении пропорции смеси удобнее пользоваться вторым приемом.

Определение содержания C^p, H^p, O^p, N^p, W^p и A^p в газообразном топливе (в процентах по весу) производится по следующим уравнениям:

Содержание углерода

$$C^p=\frac{0{,}54\,[CO^m+CH_4^m+CO_2^m+n\,(C_nH_m)^m]}{\gamma_{с.г}+\frac{d^m+a^m}{1\,000}}\%. \quad (2\text{-}61)$$

Содержание водорода

$$H^p=\frac{0{,}09H_2^m+0{,}18CH_4^m+0{,}045m\,(C_nH_m)^m}{\gamma_{с.г}+\frac{d^m+a^m}{1\,000}}\%. \quad (2\text{-}62)$$

Содержание водорода

$$Q^p=\frac{0{,}715CO^m+1{,}44CO_2^m+1{,}429O_2^m}{\gamma_{с.г}+\frac{d^m+a^m}{1\,000}}\%. \quad (2\text{-}63)$$

Содержание азота

$$N^p=\frac{1{,}251N_2^m}{\gamma_{с.г}+\frac{d^m+a^m}{1\,000}}\%. \quad (2\text{-}64)$$

Влажность газообразного топлива

$$W^p=\frac{0{,}1d^m}{\gamma_{с.г}+\frac{d^m+a^m}{1\,000}}\%. \quad (2\text{-}65)$$

Зольность газообразного топлива

$$A^p=\frac{0{,}1a^m}{\gamma_{с.г}+\frac{d^m+a^m}{1\,000}}\%. \quad (2\text{-}66)$$

Вес сожженого топлива (смеси) составит:

$$B_{см}=B_{г.т}+B_{т.т}\ кг/час.$$

Средний условный состав смеси топлива в процентах по весу определяют по уравнениям типа

$$C^p_{см}=\frac{C^pB_{г.т}+C^pB_{т.т}}{B_{см}}\%. \quad (2\text{-}67)$$

Необходимо помнить, что влага твердого топлива является жидкостью, а влага газообразного находится в состоянии пара.

Теплотворная способность смеси

$$(Q^p_н)_{см}=\frac{(Q^p_н)_{г.т}B_{г.т}+(Q^p_н)_{т.т}B_{т.т}}{B_{см}}\ ккал/кг. \quad (2\text{-}68)$$

Все дальнейшие вычисления, необходимые для расчета котельных установок, производят, исходя из полученного элементарного состава смеси, по формулам, приведенным выше.

Задача 2-45. Определить полный объем дымовых газов и коэффициент избытка воздуха при сгорании смеси из 2 000 $кг$ твердого топлива теплотворной способности $Q^г_н=8\,300$ $ккал/кг$, состава: $C^p=78\%$; $H^p=3{,}7\%$; $O^p=2{,}0\%$; $N^p=1{,}3\%$; $S^p_г=2{,}0\%$; $A^p=9{,}0\%$; $W^p=4{,}0\%$ и 20 000 $м^3$ газообразного топлива состава: $CO_2^m=14{,}3\%$; $CO^m=14{,}75\%$; $CH_4^m=0{,}48\%$; $C_2H_4^m=0{,}1\%$; $H_2^m=12{,}9\%$; $O_2^m=0{,}1\%$; $N_2^m=57{,}37\%$. На 1 $нм^3$ сухого газообразного топлива приходится водяного пара $d^m=10$ $г/нм^3$. Влагосодержание воздуха $d_в=15$ $г/кг$. Дымовые газы содержат $CO_2=16{,}0\%$; $CO=1{,}5\%$; $H_2=0{,}1\%$; $CH_4=0{,}12\%$; $C_2H_4=0{,}15\%$; $O_2=3{,}94\%$.

Решение. Определяем удельный вес сухого газа

$$\gamma_{с.г}=\frac{1{,}25CO^m+0{,}09H_2^m+0{,}717CH_4^m+1{,}34C_2H_6^m+}{100}$$

$$\frac{2{,}019C_3H_8^m + 1{,}26C_2H_4^m + 1{,}251N_2^m + 1{,}429O_2^m +}{100}$$

$$\frac{1{,}977CO_2^m + 2{,}927SO_2^m}{100} = \frac{1{,}25 \cdot 14{,}75 + 0{,}09 \cdot 12{,}9 +}{100}$$

$$+ \frac{0{,}717 \cdot 0{,}1 + 1{,}26 \cdot 0{,}1}{100} + \frac{1{,}251 \cdot 57{,}37 + 1{,}429 \cdot 0{,}1 +}{100}$$

$$+ \frac{1{,}977 \cdot 14{,}3}{100} = 1{,}2 \text{ кг/нм}^3.$$

Удельный вес газообразного топлива

$$\gamma_{г.т} = \frac{\gamma_{с.г} + \frac{d^m + a^m}{1\,000}}{1 + \frac{d^m}{80{,}4}} = \frac{1{,}2 + \frac{10 + 0{,}0}{1\,000}}{1 + \frac{10}{80{,}4}} = 1{,}188 \text{ кг/нм}^3.$$

Вес газообразного топлива, следовательно, будет:

$$B_{г.т} = V\gamma = 20\,000 \cdot 1{,}188 = 23\,760 \text{ кг}.$$

Вес смеси $B_{см} = B_{т.т} + B_{г.т} = 2\,000 + 23\,760 = 25\,760$ кг.

Состав 1 кг рабочего газообразного топлива в процентах по весу получаем из уравнений:

углерода

$$C^p = \frac{0{,}54\,[CO^m + CH_4^m + CO_2^m + n(C_nH_m)^m]}{\gamma_{с.г} + \frac{d^m + a^m}{1\,000}} =$$

$$= \frac{0{,}54\,[14{,}75 + 0{,}48 + 14{,}3 + 2 \cdot 0{,}1]}{1{,}2 + \frac{10 + 0{,}0}{1\,000}} = 13{,}3\%;$$

водорода

$$H^p = \frac{0{,}09H_2^m + 0{,}18CH_4^m + 0{,}045m(C_nH_m)^m}{\gamma_{с.г} + \frac{d^m + a^m}{1\,000}} =$$

$$= \frac{0{,}09 \cdot 12{,}9 + 0{,}18 \cdot 0{,}48 + 0{,}045 \cdot 4 \cdot 0{,}1}{1{,}2 + 0{,}001 \cdot 10} = 1{,}04\%;$$

кислорода

$$O^p = \frac{0{,}715CO^m + 1{,}44CO_2^m + 1{,}429O_2^m}{\gamma_{с.г} + \frac{d^m + a^m}{1\,000}} =$$

$$= \frac{0{,}715 \cdot 14{,}75 + 1{,}44 \cdot 14{,}3 + 1{,}429 \cdot 0{,}1}{1{,}2 + 0{,}001 \cdot 10} = 25{,}9\%;$$

азота

$$N^p = \frac{1{,}251N_2^m}{\gamma_{с.г} + \frac{d^m + a^m}{1\,000}} = \frac{1{,}251 \cdot 57{,}37}{1{,}2 + 0{,}001 \cdot 10} = 58{,}93\%;$$

водяного пара

$$W^p = \frac{0{,}1d^m}{\gamma_{с.г} + \frac{d^m + a^m}{1\,000}} = \frac{0{,}1 \cdot 10}{1{,}2 + 0{,}001 \cdot 10} = 0{,}83\%.$$

Средний состав смеси топлива

$$C^p_{см} = \frac{C^pB_{тт} + C^pB_{г.т}}{B_{см}} =$$

$$= \frac{78 \cdot 2\,000 + 13{,}3 \cdot 23\,760}{25\,760} = 18{,}32\%;$$

$$H^p_{см} = \frac{3{,}7 \cdot 2\,000 + 1{,}04 \cdot 23\,760}{25\,760} = 1{,}25\%;$$

$$O^p_{см} = \frac{2 \cdot 2\,000 + 25{,}9 \cdot 23\,760}{25\,760} = 24{,}1\%;$$

$$N^p_{см} = \frac{1{,}3 \cdot 2\,000 + 58{,}93 \cdot 23\,760}{25\,760} = 54{,}5\%;$$

$$(S^p_л)_{см} = \frac{S^p_л B_{тт}}{B_{см}} = \frac{2 \cdot 2\,000}{25\,760} = 0{,}155\%;$$

$$A^p_{см} = \frac{A^pB_{тт}}{B_{см}} = \frac{9 \cdot 2\,000}{25\,760} = 0{,}7\%.$$

Вода

$$W^p_{см} = \frac{W^pB_{тт}}{B_{см}} = \frac{4 \cdot 2\,000}{25\,760} = 0{,}311\%.$$

Водяной пар

$$(W)^{в.п}_{см} = \frac{W^p_{г.т}B_{г.т}}{B_{см}} = \frac{0{,}83 \cdot 23\,760}{25\,760} = 0{,}764\%.$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 кг смеси:

$$L_0 = 0{,}115C^p_{см} + 0{,}343H^p_{см} + 0{,}043\,(S^p_{см} - O^p_{см}) =$$

$$= 0{,}115 \cdot 18{,}32 + 0{,}343 \cdot 1{,}25 - 0{,}043\,(0{,}155 - 24{,}1) =$$

$$= 1{,}49 \text{ кг/кг}.$$

Объем сухих дымовых газов, полученный в результате сгорания 1 кг смеси:

$$V_{с.г} = \frac{K^p_{см}}{0{,}54\,(RO_2 + CO + CH_4 + 2C_2H_4)} =$$

$$= \frac{18{,}32 + 0{,}368 \cdot 0{,}155}{0{,}54\,(16{,}0 + 1{,}5 + 0{,}12 + 2 \cdot 0{,}15)} = 1{,}9 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_т = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{O_2 - 0{,}5\,(CO + H_2) - 2CH_4 -}{100 - RO_2 - O_2 - CO - CH_4 -}}$$

$$\frac{1}{- 2{,}5C_2H_2 - 3C_2H_4 - 3{,}5C_2H_6} =$$

$$- C_2H_2 - C_2H_4 - C_2H_6 - \frac{N'_{см}}{1{,}251\,V_{с.г}} - \frac{N''_{см}}{1{,}257\,V_{с.г}}$$

$$= \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{3{,}94 - 0{,}5\,(1{,}5 + 0{,}1) - 2 \cdot 0{,}12 -}{100 - 16{,}0 - 3{,}94 - 1{,}5 - 0{,}12 - 0{,}15 -}}$$

$$\frac{1}{- 3 \cdot 0{,}15} = 1{,}27,$$
$$- 0{,}1\,\frac{0{,}101}{1{,}251 \cdot 1{,}9} - \frac{54{,}5}{1{,}257 \cdot 1{,}9}$$

где

$$N'_{см} = \frac{N^p \cdot B_{тт}}{B_{см}} = \frac{1{,}3 \cdot 2\,000}{25\,760} = 0{,}101\%;$$

$$N''_{см} = \frac{N_{г.т}B_{г.т}}{B_{см}} = \frac{58{,}93 \cdot 23\,760}{25\,760} = 54{,}5\%.$$

Объем водяного пара, полученный при сжигании 1 *кг* смеси с учетом химической неполноты горения:

$$V_{H_2O} = 9{,}0\frac{H^p - (0{,}09\,H_2^m + 0{,}18\,CH_4^m + 0{,}091\,C_2^m H_2^m +}{80{,}4}$$

$$\frac{+\,0{,}181\,C_2^m H_4^m}{80{,}4} + \frac{0{,}273\,C_2H_6^m)\,V_{c.\,г}}{80{,}4} +$$

$$+\frac{(W_{см})^{в.\,п} + (W_{см})_в}{80{,}4} + \frac{0{,}1 d_в\,\alpha L_0}{80{,}4} =$$

$$= 9{,}0\frac{1{,}25 - (0{,}09\cdot 0{,}1 + 0{,}18\cdot 0{,}12 + 0{,}181\cdot 0{,}15)\,1{,}9}{80{,}4} +$$

$$+\frac{0{,}311 + 0{,}764}{80{,}4} + \frac{0{,}1\cdot 15\cdot 1{,}27\cdot 1{,}49}{80{,}4} = 1{,}58\ нм^3/кг.$$

Полный объем газов при сжигании 1 *кг* смеси

$$V_г = V_{c.\,г} + V_{H_2O} = 1{,}9 + 1{,}58 = 3{,}48\ нм^3/кг.$$

Объем дымовых газов при сгорании всей смеси составит:

$$V_г = V_г B_{см} = 3{,}48\cdot 25\,760 = 89\,644\ нм^3.$$

Для установления низшей теплотворной способности смеси раздельно определяем низшие теплотворные способности твердого и газообразного топлива.

Теплотворная способность твердого топлива

$$Q_н^p = Q_н^г\frac{100 - A^p - W^p}{100} - 6W^p = 8\,300\frac{100 - 4{,}0 - 9{,}0}{100} -$$

$$- 6\cdot 4{,}0 = 7\,200\ ккал/кг.$$

Теплотворная способность газообразного топлива

$$(Q_н^p)_{г.\,т} =$$

$$= \frac{30{,}5\,CO^m + 84{,}65\,CH_4^m + 152{,}4\,C_2H_6^m + 221{,}3\,C_3H_8^m}{1{,}2 + 0{,}001\,(10 + 0{,}0)} +$$

$$+ \frac{145{,}6\,C_2H_4^m + 208{,}5\,C_6H_6^m + 25{,}7\,H_2^m}{1{,}2 + 0{,}001\,(10 + 0{,}0)} =$$

$$= \frac{30{,}5\cdot 14{,}75 + 85{,}4\cdot 0{,}48 + 146\cdot 0{,}1 + 25{,}4\cdot 12{,}9}{1{,}2 + 0{,}001\,(10 + 0{,}0)} =$$

$$= 692\ ккал/кг.$$

Таким образом, теплотворная способность смеси будет:

$$(Q_н^p)_{см} = \frac{(Q_н^p)_{тт}\,B_{тт} + (Q_н^p)_{г.\,т}\cdot B_{г.\,т}}{B_{см}} =$$

$$= \frac{7\,200\cdot 2\,000 + 692\cdot 23\,760}{25\,760} = 1\,191\ ккал/кг.$$

Задача 2-46. Определить: 1) общий объем двухатомных и трехатомных газов, полученных при сжигании 5 *т/час* кизеловского угля состава: $C^p = 58{,}6\%$; $H^p = 4{,}1\%$; $S_л^p = 5{,}8\%$; $N^p = 0{,}9\%$; $O^p = 3{,}6\%$; $A^p = 21{,}5\%$; $W^p = 5{,}5\%$, если известно, что содержание в газах O_2 равно 5,05% при полном сгорании; 2) объем азота N_2 в газах.

Ответ. 1) $V_2 + V_3 = 7{,}86\ нм^3/кг$;
2) $V_{N_2} = 6{,}28\ нм^3/кг$.

Задача 2-47. Под котлом сжигается 15 *т/час* дров состава: $C^p = 35{,}3\%$; $H^p = 4{,}3\%$; $N^p = 0{,}7\%$; $S_л^p = 0{,}0$; $O^p = 29{,}3\%$; $A^p = 0{,}4\%$; $W^p = 30\%$; $Q_н^p = 2\,980\ ккал/кг$.

Определить: 1) по приближенным формулам количество воздуха, необходимое для сгорания дров, и его избыток за котлом, если известно, что $(RO_2)_к'' = 12{,}4\%$ при полном сгорании; 2) объем полученных сухих газов.

Ответ. 1) $B\cdot V_в = 50\,000\ нм^3/час$; $\alpha_к'' = 1{,}63$;
2) $B\cdot V_{с.г} = 80\,300\ нм^3/час$.

Задача 2-48. Определить: 1) на сколько объем двухатомных газов, который получается при сжигании 1 *кг* топлива состава, указанного в предыдущей задаче, будет больше соответствующего объема трехатомных газов; 2) содержание CO в газах; 3) количество водяного пара, получаемое при сгорании 1 *кг* топлива, если пренебречь влагой, заключенной в воздухе.

Ответ. 1) $V_2 - V_3 = 3{,}95\ нм^3/кг$;
2) $CO_2 = 12{,}4\%$.
3) $V_{H_2O} = 0{,}855\ нм^3/кг$;

Задача 2-49. Определить объем водяных паров, которые получаются при сгорании 5 *т/час* кизеловского угля состава, указанного в задаче 2-46, если известно, что $RO_2 = 12{,}5\%$; температура воздуха, поступающего в топку, $t_в = 30°$; барометрическое давление $l_0 = 750$ *мм* рт. ст.; $\varphi = 60\%$.

Ответ. $V_{H_2O} = 3\,860\ нм^3/час$.

Задача 2-50. Определить по приближенной формуле объем газов, получаемый при полном сгорании 6 *т/час* украинского бурого угля состава: $C^p = 21{,}2\%$; $H^p = 1{,}9\%$; $S_л^p = 1{,}8\%$; $N^p = 0{,}2\%$; $O^p = 6{,}8\%$, $W^p = 55{,}0\%$; $A^p = 13{,}1\%$; $Q_н^p = 1\,590\ ккал/кг$, если известно, что $O_2 = 5{,}9\%$; температура воздуха, поступающего в топку, $t_в = 25°C$; барометрическое давление $b_0 = 725$ *мм* рт. ст.; $\varphi = 60\%$.

Ответ. $V_г = 24\,960\ нм^3/час$.

Задача 2-51. В топке котла сжигается 10 *т/час* карагандинского угля состава: $C^p = 65{,}4\%$; $H^p = 4{,}0\%$; $O^p = 5{,}6\%$; $N^p = 1{,}1\%$; $W^p = 7{,}0\%$; $S_л^p = 0{,}6\%$; $A^p = 16{,}3\%$; $Q_н^p =$

$= 6\,120$ *ккал/кг*. Содержание O_2 перед дымососом 8,0% при полном сгорании в топке. Определить нужную производительность дымососа, учитывая влагу, приносимую в топку воздухом с температурой 20° С; $\varphi = 50\%$; $b_0 = 745$ *мм* рт. ст. Температура газов перед дымососом $t_y = 200°$ С.

Ответ. $V_д = 194\,000$ *нм³/час*.

Задача 2-52. Под котлом во время испытаний сожжено 8 *т/час* донецкого угля марки ПЖ состава: $C^p = 80{,}1\%$; $H^p = 3{,}8\%$; $O^p = 1{,}7\%$; $N^p = 1{,}4\%$; $S^p_л = 1{,}4\%$; $W^p = 3{,}4\%$; $A^p = 8{,}2\%$. В течение первой половины испытаний при полном сгорании получено $RO_2 = 16\%$, в течение второй половины испытаний RO_2 снизилось до 14%.

Определить: 1) объем сухих газов и водяного пара (без учета влаги воздуха), получаемый при сжигании топлива; 2) присос воздуха в топку между первой и второй половинами испытаний при $t_в = 30°$ С; 3) коэффициенты избытка воздуха в первой и второй половинах испытаний.

Ответ. 1) 78 540 *нм³/час*;
2) $V_{прис} = 11\,600$ *м³/час*;
3) $\alpha_{т1} = 1{,}18$; $\alpha_{т2} = 1{,}35$.

Задача 2-53. Под котлом сжигается смесь из 7 *т/час* антрацитового штыба элементарного состава: $C^p = 70{,}1\%$; $H^p = 1{,}2\%$; $O^p = 2{,}0\%$; $N^p = 0{,}2\%$; $S^p_л = 2{,}2\%$; $A^p = 18{,}2\%$; $W^p = 6{,}1\%$, и 3 *т/час* угля ПЖ состава: $C^p = 72{,}6\%$; $H^p = 4{,}5\%$; $N^p = 1{,}4\%$; $O^p = 5{,}1\%$; $S^p_л = 2{,}2\%$; $W^p = 3{,}2\%$; $A^p = 11{,}0\%$.

Содержание O_2 в газах за вторым ходом котла равно 6,5% при полном горении. Определить: 1) полный объем газов, получаемый при сгорании смеси (без учета водяного пара воздуха); 2) $Q^p_н$ смеси; 3) избыток воздуха в топке.

Ответ: 1) $V_г = 100\,700$ *нм³/час*;
2) $Q^p_н = 6\,260$ *ккал/кг*;
3) $\alpha_т = 1{,}44$.

Задача 2-54. Определить: 1) полный объем газов, получаемый при сгорании смеси, состоящей из трех твердых топлив элементарного состава:

Топливо	Состав, % по весу							Количество топлива в смеси, *кг/час*
	C^p	H^p	O^p	N^p	$S^p_л$	A^p	W^p	
Антрацитовый штыб марки АШ	70,1	1,2	2,0	0,2	2,2	18,2	6,1	5 000
Донецкий уголь марки ПЖ . .	72,6	4,5	5,1	1,4	2,2	11,0	3,2	2 500
Украинский бурый уголь	21,2	1,9	6,8	0,2	1,8	13,1	55,0	2 500

2) необходимый избыток воздуха в топке при полном сгорании $RO_2 = 15{,}4\%$.

Количество влаги, приносимой с воздухом на 1 *кг* смеси топлива $W_в = 0{,}135$ *кг/кг*.

Ответ. 1) $V_г = 75\,870$ *нм³/час*;
$\alpha_т = 1{,}27$.

Задача 2-55. Определить объем газов, получаемый при полном сгорании 6 *т/час* ундорских сланцев состава: $C^p = 17{,}5\%$; $H^p = 2{,}2\%$; $O^p = 2{,}8\%$; $N^p = 0{,}4\%$; $S^p_л = 2{,}7\%$; $A^p = 55{,}0$; $CO^к_2 = 6{,}4\%$; $W^p = 13\%$, если известно, что содержание в газах $RO_2 = 15{,}0\%$; температура воздуха, подводимого в топку, $t_в = 25°$ С; барометрическое давление $b_0 = 750$ *мм* рт. ст.; $\varphi = 0{,}7\%$.

Ответ. $V_г = 178\,50$ *нм³/час*.

Задача 2-56. Определить: 1) полный объем газов, получаемый при сжигании 10 *т/час* сланцев состава, указанного в предыдущей задаче; 2) объем N_2 в продуктах полного сгорания на 1 *кг*, если известно, что $RO_2 = 13{,}5\%$ 3) коэффициент избытка воздуха в топке.

Ответ. 1) $V_г = 32\,530$ *нм³/час*;
2) $V_{N_2} = 2{,}16$ *нм³/кг*;
3) $\alpha_т = 1{,}26$.

Задача 2-57. Определить полный объем газов, получаемый при сгорании 6 *т/час* кашпирских сланцев состава: $C^p = 19{,}93\%$; $H^p = 2{,}29\%$; $O^p = 0{,}3\%$; $N^p = 0{,}72\%$; $W^p = 10{,}15\%$; $A^p = 53{,}64\%$; $CO^к_2 = 8{,}72\%$; $S^p_л = 4{,}25\%$, если известно, что $RO_2 = 15\%$; температура воздуха, поступающего в топку $t_в = 30°$ С; барометрическое давление $b_0 = 752$ *мм* рт. ст.; $\varphi = 0{,}65$.

Ответ. $V_г = 21\,000$ *нм³/час*.

Задача 2-58. В топке сжигается 7 *т/час* мазута состава: $C^p = 84{,}1\%$; $H^p = 12{,}3\%$; $O^p = 0{,}4\%$; $N^p = 0\%$; $A^p = 0{,}2\%$; $W^p = 3{,}0\%$.

Определить производительность дымососа при полном сгорании топлива, если известно,

что $RO_2 = 12\%$, избыток воздуха перед дымососом $\alpha'_д = 1{,}6$; температура уходящих газов 200° С; разрежение 110 *мм* вод. ст.; барометрическое давление в котельной — нормальное, температура воздуха, поступающего в топку $t_в = 20°$ С, $\varphi = 0{,}7$.

Ответ. $V_д = 180\,000$ *м³/час.*

Задача 2-59. В топке сжигается челябинский бурый уголь состава: $C^p = 48{,}1\%$; $H^p = 3{,}4\%$; $O^p = 11{,}7\%$; $N^p = 1{,}2\%$; $S^p_л = 1{,}0\%$; $A^p = 15{,}6\%$; $W^p = 19{,}0$. Определить: 1) по точным и приближенным формулам избыток воздуха за котлом и в топке при полном сгорании, если газоанализатор показывает в топке $RO_2 = 15{,}0\%$ и за котлом $RO_2 = 12\%$; 2) присос в дымоходы котла воздуха с $t_в = 30°$ С при сгорании топлива в количестве 10 000 *кг/час*; 3) разность между объемами азота и кислорода перед воздушным подогревателем и соответствующими объемами в топке (на 1 *кг* топлива).

Ответ. 1) $(\alpha_т)_{пр} = 1{,}28$; $(\alpha_т)_{точ} = 1{,}27$;
$(\alpha'_{вп})_{пр} = 1{,}6$; $(\alpha'_{вп})_{точ} = 1{,}59$;
2) $V_{пр} = 16\,650$ *м³/час*;
3) $V^{в.п}_{N_2} - V^{т}_{N_2} = 1{,}19$ *нм³/кг*;
$V^{в.п}_{O_2} - V^{т}_{O_2} = 0{,}31$ *нм³/кг*.

Задача 2-60. В топке сжигается 5 000 *кг/час* донецкого угля состава: $C^p = 72{,}6\%$; $H^p = 4{,}5\%$; $O^p = 5{,}1\%$; $N^p = 1{,}4\%$; $S^p_л = 2{,}2\%$; $A^p = 11{,}0\%$; $W^p = 3{,}2\%$.

Определить, сколько воздуха нужно добавить в топку, чтобы при полном сгорании снизить RO_2 с 16 до 10%.

Ответ. $V_в = 25\,500$ *нм³/час*.

Задача 2-61. В топке сжигается 8 *т/час* тощего угля марки Т состава: $C^p = 78{,}0\%$; $H^p = 3{,}7\%$; $O^p = 2{,}0\%$; $N^p = 1{,}3\%$; $S^p_л = 2{,}0\%$; $W^p = 4{,}0\%$; $A^p = 9{,}0\%$ Определить: 1) по точным и приближенным формулам избыток воздуха за котлом и в топке при полном сгорании, если в топке $RO_2 = 15{,}4\%$, а за водяным экономайзером $RO_2 = 12\%$; 2) присос воздуха с температурой $t_в = 30°$ С в дымоходы между топкой и конечной точкой котла; 3) разность между объемами азота и кислорода в конце котла и соответствующими их объемами в топке (на 1 *кг* топлива).

Ответ. 1) $(\alpha_т)_{пр} = 1{,}265$; $(\alpha''_к)_{пр} = 1{,}625$.
$(\alpha_т)_{точ} = 1{,}26$; $(\alpha''_к)_{точ} = 1{,}60$;
2) $V_{прис} = 23\,800$ *м³/час*;
3) $V^{к}_{N_2} - V^{т}_{N_2} = 2{,}13$ *нм³/кг*;
$V^{к}_{O_2} - V^{т}_{O_2} = 0{,}72$ *нм³/кг*.

Задача 2-62. В топке сжигается в смеси два топлива; подмосковный уголь марки МС и донецкий уголь марки ПЖ состава:

Топливо	Состав, %							Количество топлива в смеси, *кг/час*
	C^p	H^p	N^p	O^p	S^p	A^p	W^p	
Подмосковный уголь марки МС	32,9	2,5	0,6	9,2	2,8	20,0	32,0	3 000
Донецкий уголь марки ПЖ . .	72,6	4,5	1,4	5,1	2,2	11,0	3,2	2 000

Определить: 1) объем газов при полном сгорании, если $RO_2 = 14{,}5\%$; $W_в = 0{,}025$ *кг/кг*; 2) избыток воздуха в топке по полной и приближенной формулам.

Ответ. 1) $V_г = 33\,650$ *нм³/час*;
2) $(\alpha)_{точ} = 1{,}29$; $(\alpha)_{пр} = 1{,}296$.

Задача 2-63. Под котлом сжигается 10 *т/час* торфа состава: $C^p = 21{,}2\%$; $H^p = 2{,}1\%$; $O^p = 11{,}9\%$; $N^p = 0{,}7\%$; $A^p = 4{,}0\%$; $S^p_л = 0{,}1\%$; $W^p = 60\%$; $Q^p_н = 1\,529$ *ккал/кг*.

Определить: 1) объем газов, полученный при полном сгорании, если известно, что в топке $RO_2 = 15{,}5\%$; $W_в = 0{,}035$ *кг/кг*; 2) часовой присос воздуха с $t_в = 20°$С в дымоходы между топкой и дымососом, где $RO_2 = 12\%$.

Ответ. 1) $V_г = 35\,200$ *нм³/час*;
2) $V_{прис} = 7\,400$ *м³/час*.

Задача 2-64. При сгорании торфа состава, указанного в задаче 2-63, RO_2 за первым газоходом при полном сгорании равно 12,0% и за котлом 10%. Определить: 1) коэффициенты избытка воздуха за первым газоходом и за котлом по точной и приближенной формулам; 2) процент ошибки при пользовании приближенной формулой.

Ответ. 1) $(\alpha_т)_к = 1{,}28$; $(\alpha''_к)_{точ} = 1{,}615$;
2) $(\alpha_т)_{пр} = 1{,}26$; $(\alpha''_к)_{пр} = 1{,}6$.

Для $\alpha_т$ ошибка в сторону преувеличения $\Delta = 1{,}56\%$.

Задача 2-65. Определить объем продуктов сгорания, полученный при полном сгорании 1 000 000 *нм³* доменного газа элементарного состава: $H^т_2 = 4{,}0\%$; $N^т_2 = 60{,}0\%$; $CO^т = 26{,}0\%$; $CO^т_2 = 10{,}0\%$, если $RO_2 = 12\%$. Количество водяных паров в 1 *нм³* сухого газа $d^т = 10$ *г/нм³*.

Ответ. $V_г = 158\,000$ *нм³*.

Задача 2-66. Определить коэффициент избытка воздуха при полном сгорании генераторного газа состава: $H_2^m = 13{,}0\%$; $CO^m = 28\%$; $CO_2^m = 7{,}0\%$; $C_2H_4^m = 5{,}0\%$; $C_nH_m^m = 0{,}2\%$; $N_2^m = 46{,}8\%$; если $RO_2 = 14{,}5\%$.

Ответ. $\alpha = 1{,}326$.

Задача 2-67. Определить коэффициент избытка воздуха при полном сгорании коксового газа состава: $CO^m = 5{,}6\%$; $H_2^m = 37{,}6\%$; $CO_2^m = 3{,}7\%$; $O_2^m = 0{,}4\%$; $CH_4^m = 40{,}8\%$; $N_2^m = 6{,}1\%$; $C_nH_m = 5{,}8\%$, если $RO_2 = 8{,}5\%$; $\beta = 0{,}739$.

Ответ. $\alpha = 1{,}29$.

Задача 2-68. Определить коэффициент избытка воздуха при сжигании колошникового газа состава: $CO_2^m = 10{,}0\%$; $H_2^m = 3{,}3\%$; $CO^m = 27{,}35\%$; $N_2^m = 58{,}4\%$; $CH_4^m = 0{,}95\%$, если $RO_2 = 15{,}5\%$.

Ответ. $\alpha = 1{,}563$.

Задача 2-69. В топке парового котла сжигается украинский бурый уголь состава: $C^p = 21{,}2\%$; $H^p = 1{,}9\%$; $S_л^p = 1{,}8;\%$ $N^p = 0{,}2\%$; $O^p = 6{,}8\%$; $W^p = 55{,}0\%$; $A^p = 13{,}1\%$. Определить коэффициент избытка воздуха α''_{1x} за первым ходом котла в предположении, что $RO_2 = 13{,}4\%$. Расчет вести по точной и приближенной формулам.

Ответ. $(\alpha''_{1x})_{точ} = 1{,}38$; $(\alpha''_{1x})_{пр} = 1{,}4$.

Задача 2-70. В топке сжигаются дрова состава: $C^p = 35{,}3\%$; $H^p = 4{,}3\%$; $N^p = 0{,}7\%$; $S_л^p = 0{,}0\%$; $O^p = 29{,}3\%$; $A^p = 0{,}4\%$; $W^p = 30\%$. При полном сгорании $RO_2 = 15\%$. Определить по точным и приближенным формулам коэффициент избытка воздуха.

Ответ. $\alpha_{точ} = 1{,}33$; $\alpha_{пр} = 1{,}34$.

Задача 2-71. Определить полный объем дымовых газов, получаемый при сгорании 1 *кг* смеси двух твердых топлив. Первое топливо, составляющее 75% смеси, содержит $C^p = 71{,}4\%$; $H^p = 1{,}4\%$; $O^p = 1{,}4\%$; $N^p = 0{,}9\%$; $S_л^p = 1{,}5\%$; $A^p = 16{,}0\%$ и $W^p = 7{,}4\%$; второе топливо содержит: $C^p = 67{,}8\%$; $H^p = 4{,}5\%$; $O^p = 7{,}4\%$; $N^p = 1{,}3\%$; $S_л^p = 2{,}7\%$; $A^p = 10{,}4\%$ и $W^p = 5{,}9\%$; содержание в газах $RO_2 = 14{,}5\%$, $O_2 = 4{,}5\%$.

Ответ. $V_г = 8{,}15$ *нм³/кг*.

Задача 2-72. Определить полный объем дымовых газов, получаемый при сгорании 1 *кг* смеси, которая состоит из 70% топлива состава: $C^p = 20{,}7\%$; $H^p = 1{,}8\%$; $O^p = 6{,}7\%$; $N^p = 0{,}3\%$; $S_л^p = 0{,}5\%$; $A^p = 10{,}0\%$ и $W^p = 60{,}0\%$ и 30% топлива состава: $C^p = 73{,}2\%$; $H^p = 4{,}4\%$; $N^p = 1{,}4\%$; $S_л^p = 2{,}0\%$; $O^p = 4{,}0\%$; $A^p = 11{,}0\%$ и $W^p = 4{,}0\%$, если известно, что $RO_2 = 13{,}3\%$ и $O_2 = 5{,}7\%$.

Ответ. $V_г = 5{,}76$ *нм³/кг*.

Задача 2-73. Определить, с каким коэффициентом избытка воздуха работала топка на доменном газе состава: $CO^m = 31{,}96\%$; $CO_2^m = 8{,}25\%$; $H_2^m = 1{,}25\%$; $CH_4^m = 1{,}91\%$; $O_2^m = 0{,}18\%$ и $N_2^m = 57{,}45\%$, если известны следующие данные анализа дымовых газов: $RO_2 = 15{,}7\%$; $O_2 = 5{,}0\%$; $CO = 1{,}0\%$; $CH_4 = 0{,}15\%$ и $H_2 = 0{,}1\%$.

Ответ. $\alpha_m = 1{,}33$.

Задача 2-74. Определить коэффициент избытка воздуха при сжигании 1 *нм³* доменного газа состава: $CO^m = 27{,}6\%$; $CO_2^m = 12{,}71\%$; $H_2^m = 2{,}18\%$; $CH_4^m = 0{,}31\%$ и $N_2^m = 57{,}2\%$, если известно, что в продуктах сгорания $RO_2 = 16{,}87\%$; $O_2 = 3{,}0\%$; $CO = 1{,}0\%$.

Ответ. $\alpha = 1{,}17$.

Задача 2-75. Определить, насколько изменился первоначальный объем 1 *нм³* газообразного топлива состава: $CO^m = 26{,}0\%$; $CO_2^m = 10{,}0\%$; $H_2^m = 4{,}0\%$; $N_2^m = 60{,}0\%$, если после его сгорания анализ дымовых газов показал $CO_2 = 18{,}5\%$; $O_2 = 4{,}54\%$ и $CO = 0{,}5\%$. Влагосодержание воздуха $d_в = 10$ *г/кг*.

Ответ. $\Delta V_г = 0{,}961$ *нм³/нм³*.

Задача 2-76. Определить количество сожженного топлива состава: $C^p = 34{,}7\%$; $H^p = 2{,}5\%$; $O^p = 9{,}4\%$; $N^p = 0{,}7\%$; $S_л^p = 2{,}5\%$; $A^p = 18{,}2\%$; $W^p = 32{,}0\%$, если известно, что средняя скорость дымовых газов в пределах газохода $w = 10$ *м/сек*; сечение газохода $f = 8$ *м²*; средняя температура газов $t_2^{ср} = 350°$ C; разрежение 40 *мм* вод. ст.; до воздушного подогревателя отходящие газы содержат $RO_2 = 14{,}1\%$ и $O_2 = 5{,}74\%$, а при выходе из газохода: $RO_2 = 13{,}7\%$ и $O_2 = 5{,}88\%$; температура воздуха, поступающего в топку, $t_в = 30°$ C; барометрическое давление $b = 750$ *мм* рт. ст.; $\varphi = 75\%$.

Ответ. $B = 22{,}4$ *т/час*.

Задача 2-77. Определить полный объем дымовых газов, получаемый при сгорании 20 *т* торфа состава: $C^p=32{,}0\%$; $H^p=3{,}2\%$; $O^p=18{,}1\%$; $N^p=1{,}4\%$; $S^p_л=0{,}2\%$; $A^p=5{,}1\%$ и $W^p=40{,}0\%$. За котельным агрегатом $RO_2=13{,}0\%$; $O_2=6{,}74\%$; параметры воздуха: $t_в=20°$ С; $b_0=746$ *мм* рт. ст.; $\varphi=60\%$.

Ответ. $V_г=106\,000$ *нм*^{3}.

Задача 2-78. Определить: 1) полный объем дымовых газов при сжигании 1 *кг* веймарнского сланца (II пласт) элементарного состава: $C^p=30{,}23\%$; $H^p=3{,}55\%$; $O^p=5{,}10\%$; $N^p=0{,}01\%$; $S^p_л=1{,}0\%$; $A^p=39{,}84\%$; $CO^к_2=12{,}58\%$; $W^p=7{,}77\%$, если в дымовых газах содержание $RO_2=13{,}8\%$; $O_2=5{,}0\%$; 2) объем окиси углерода. Водяными парами воздуха пренебречь.

Ответ. 1) $V_г=4{,}8$ *нм*^{3}/*кг*;
2) $V_{CO}=0{,}03$ *нм*^{3}/*кг*.

Задача 2-79. При производстве ориентировочных подсчетов было сделано допущение, что объем сухих дымовых газов, полученный при сжигании 1 *кг* топлива, примерно равен произведению αV_0. Определить неточность расчета и выразить ее в процентах. Состав сжигаемого топлива: $C^p=20{,}7\%$; $H^p=2{,}5\%$; $O^p=1{,}4\%$; $N^p=0{,}4\%$; $S^p_л=4{,}1\%$; $A^p=49{,}9\%$; $CO^к_2=8{,}0\%$; $W^p=13{,}0\%$. В дымовых газах содержание $RO_2=14{,}0\%$; $O_2=4{,}46\%$.

Ответ. $\Delta V=9{,}5\%$. Такое расхождение недопустимо.

Задача 2-80. В топке сжигается 8 *т*/*час* топлива состава: $C^p=26{,}5\%$; $H^p=3{,}2\%$; $O^p=4{,}7\%$; $N^p=0{,}1\%$; $S^p_л=0{,}7\%$; $A^p=39{,}3\%$; $CO^к_2=10{,}5\%$; $W^p=15{,}0\%$. Дымовые газы содержат в топке $RO_2=15{,}0\%$; $O_2=3{,}65$; перед воздушным подогревателем $RO_2=11{,}0\%$; $O_2=7{,}26\%$. Определить объем воздуха, присасываемого на участке между топкой и воздушным подогревателем.

Ответ. $V_в=4\,800$ *нм*^{3}.

Задача 2-81. Под котлом сжигается топливо состава: $C^p=20{,}7\%$; $H^p=2{,}5\%$; $O^p=1{,}4\%$; $N^p=0{,}4\%$; $S^p_л=4{,}1\%$; $A^p=49{,}9\%$; $CO^к_2=8{,}0\%$; $W^p=13{,}0\%$. Анализом продуктов сгорания установлено содержание в них $RO_2=14{,}0\%$ и $O_2=4{,}83\%$ при полном сгорании. Определить: 1) удельные веса сухих продуктов сгорания при температурах 0, 500 и 1 000° С; 2) объемы двух- и трехатомных газов.

Ответ. 1) $V_{t=0}=1{,}362$ *кг*/*м*^{3};
$\gamma_{t=500}=0{,}481$ *кг*/*м*^{3}; $\gamma_{t=1\,000}=0{,}292$ *кг*/*м*^{3}.
2) $V_2=2{,}77$ *нм*^{3}/*кг*; $V_3=0{,}45$ *нм*^{3}/*кг*.

Задача 2-82. Под котлом сжигается смесь из 5 000 *кг* твердого топлива состава: $C^p=80{,}0$; $H^p=3{,}0\%$; $O^p=1{,}0\%$; $N^p=2{,}0\%$; $S^p_л=1{,}0\%$; $A^p=6{,}0\%$; $W^p=7{,}0\%$ и 40 000 *нм*^{3} газообразного топлива состава: $CO^m_2=10{,}0\%$; $CO^m=26{,}0\%$; $H^m_2=4{,}0$; $N^m_2=60{,}0\%$; $W^p=0\%$. В продуктах сгорания содержание $RO_2=16{,}0\%$; $O_2=8{,}0\%$. Определить: 1) объем сухих дымовых газов; 2) коэффициент избытка воздуха при сгорании 1 *кг* смеси.

Ответ. 1) $V_{с.г}=1{,}9$ *нм*^{3}/*кг*;
2) $\alpha=1{,}83$.

2-4. ТЕПЛОЕМКОСТЬ И ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

В котельных установках нагрев и охлаждение газов практически происходят при постоянном давлении, равном примерно атмосферному. Поэтому в тепловых расчетах котельных агрегатов в большинстве случаев принимают значения объемных и весовых теплоемкостей газов при постоянном давлении.

Значения теплоемкостей, уточненные ВТИ в соответствии с новейшими данными специального анализа и рекомендованные в качестве нормалей для тепловых расчетов котельных агрегатов, приведены в табл. 2-4 и на фиг. 2-1 и 2-2*.

Для облегчения расчетов в табл. 2-5 приведены подсчитанные по этим теплоемкостям значения удельного теплосодержания газов.

Теплоемкость сухой массы твердого топлива (ископаемые угли, торф и дрова) определяют (по данным ВТИ) по формуле:

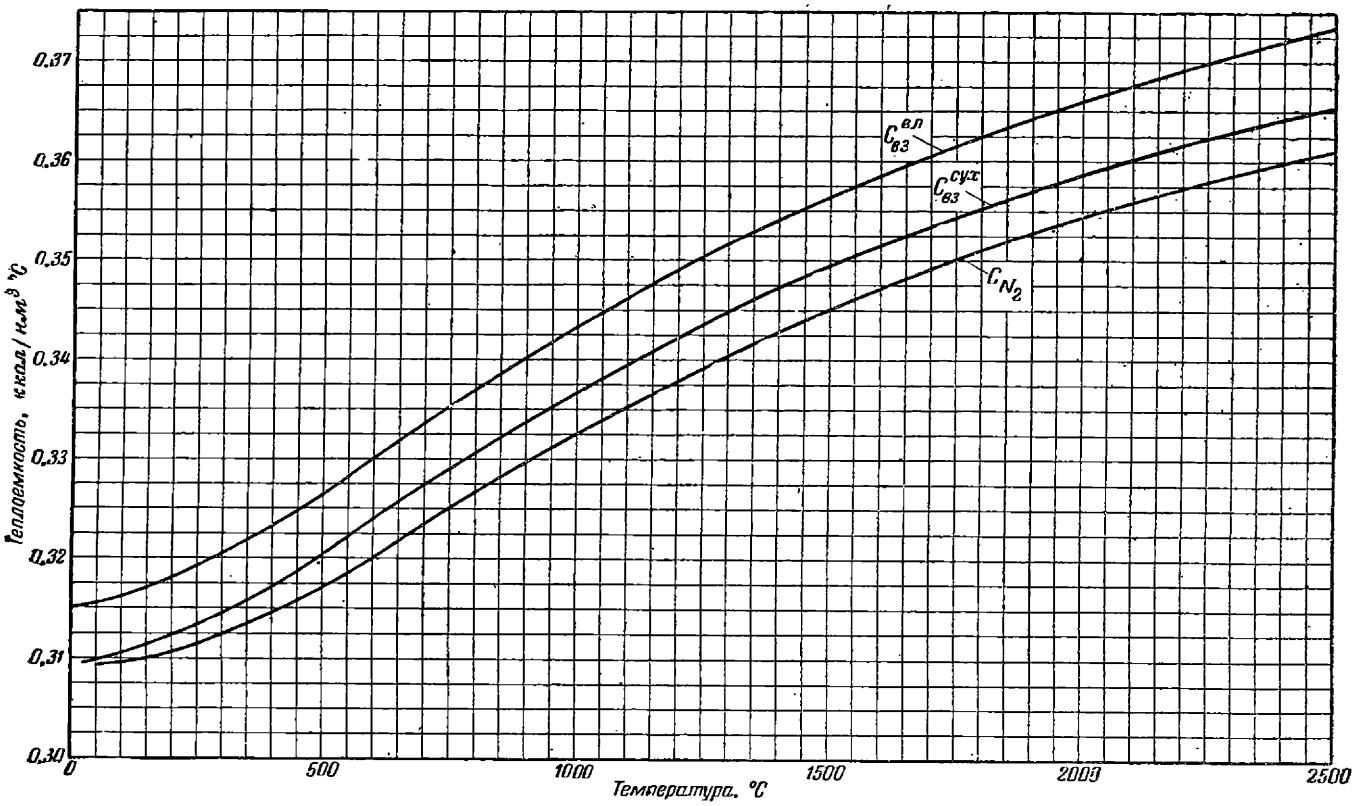
$$C^c_m=0{,}24+\frac{1{,}6V^г}{1\,000}+0{,}4\frac{t}{1\,000}\ ккал/кг\ °С, \qquad (2\text{-}69)$$

где $V^г$ — выход летучих горючих, %;
t — температура сухой массы топлива, °С.

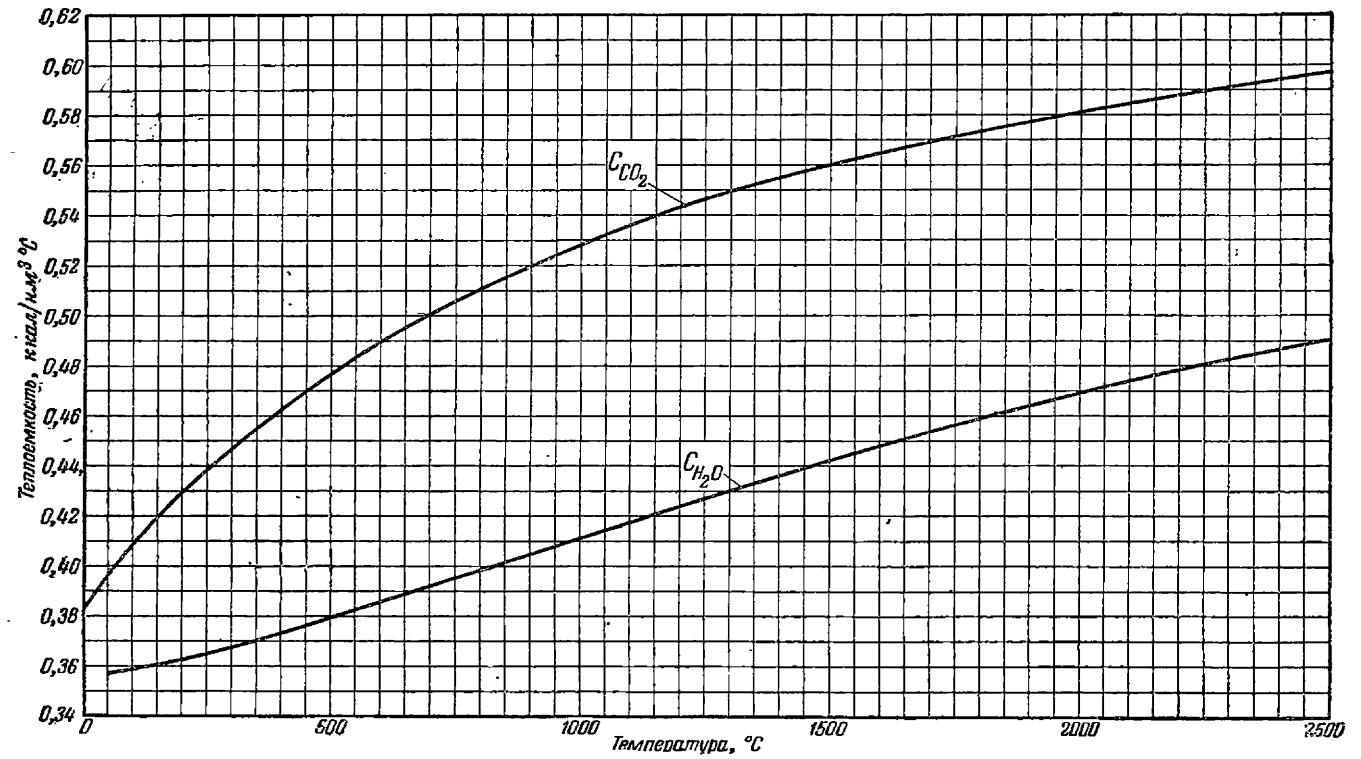
Средние теплоемкости горючих газов при постоянном давлении (по нормам ВТИ) приведены в табл. 2—6.

---

* В приведенных ниже расчетах, выполненных по методу ЦКТИ, а также в задачах значения теплоемкостей газов взяты из таблицы Чернобаева и Животовского [Л. 3].



Фиг. 2-1. Средние объемные теплоемкости воздуха и азота в зависимости от температуры (по нормам ВТИ).



Фиг. 2-2. Средние объемные теплоемкости углекислоты и водяных паров в зависимости от температуры (по нормам ВТИ).

ТАБЛИЦА 2-4

Средние объемные теплоемкости воздуха и газов в *ккал/нм³* °С в зависимости от температуры (по нормам ВТИ)

t, °С	C_{CO_2}	C_{N_2}	C_{O_2}	C_{H_2O}	$C_{вз}^{сух}$	$C_{вз}^{вл}$
0	0,3805	0,3088	0,3116	0,3569	0,3093	0,3150
100	0,4092	0,3093	0,3145	0,3596	0,3106	0,3163
200	0,4290	0,3106	0,3190	0,3635	0,3123	0,3181
300	0,4469	0,3122	0,3240	0,3684	0,3147	0,3206
400	0,4628	0,3146	0,3291	0,3739	0,3175	0,3235
500	0,4769	0,3173	0,3339	0,3796	0,3207	0,3268
600	0,4895	0,3203	0,3385	0,3856	0,3241	0,3303
700	0,5008	0,3235	0,3426	0,3920	0,3275	0,3338
800	0,5110	0,3266	0,3464	0,3985	0,3307	0,3371
900	0,5204	0,3297	0,3498	0,4050	0,3338	0,3403
1 000	0,5288	0,3325	0,3529	0,4115	0,3367	0,3433
1 100	0,5363	0,3354	0,3548	0,4180	0,3396	0,3463
1 200	0,5433	0,3380	0,3584	0,4244	0,3422	0,3490
1 300	0,5495	0,3406	0,3608	0,4306	0,3448	0,3517
1 400	0,5553	0,3430	0,3631	0,4367	0,3472	0,3542
1 500	0,5606	0,3453	0,3653	0,4425	0,3494	0,3565
1 600	0,5655	0,3473	0,3673	0,4482	0,3515	0,3587
1 700	0,5701	0,3493	0,3693	0,4537	0,3534	0,3607
1 800	0,5744	0,3511	0,3712	0,4590	0,3552	0,3625
1 900	0,5783	0,3529	0,3730	0,4640	0,3570	0,3644
2 000	0,5820	0,3545	0,3747	0,4689	0,3586	0,3661
2 100	0,5855	0,3560	0,3764	0,4736	0,3602	0,3678
2 200	0,5887	0,3574	0,3781	0,4780	0,3616	0,3693
2 300	0,5919	0,3588	0,3796	0,4822	0,3631	0,3708
2 400	0,5947	0,3601	0,3810	0,4854	0,3644	0,3722
2 500	0,5974	0,3613	0,3825	0,4903	0,3657	0,3735

Теплоемкость золы топлива подсчитывается по формуле

$$C_з = 0{,}2 + 0{,}04\,\frac{t}{1\,000}\ ккал/кг\ °С. \quad (2\text{-}70)$$

Если результаты анализа дымовых газов даны в процентах по объему, то средняя объемная теплоемкость сухих продуктов сгорания 1 *кг* топлива может быть подсчитана по формуле

$$C_{сг} = \frac{CO_2}{100}C_{CO_2} + \frac{SO_2}{100}C_{SO_2} + \frac{CO}{100}C_{CO} + \frac{O_2}{100}C_{O_2} + \frac{N_2}{100}C_{N_2} + \text{ и т. д., } ккал/нм^3\ °С, \quad (2\text{-}71)$$

где

$$\frac{V_{CO_2}}{V_{сг}} = \frac{CO_2}{100};\quad \frac{V_{SO_2}}{V_{сг}} = \frac{SO_2}{100}$$

и т. д. для остальных компонентов сухих газов, содержащихся в продуктах сгорания.

ТАБЛИЦА 2-5

Удельное теплосодержание газов и воздуха в *ккал/нм³* в зависимости от температуры (по нормам ВТИ)

t, °С	$(Ct)_{CO_2}$	$(Ct)_{N_2}$	$(Ct)_{O_2}$	$(Ct)_{H_2O}$	$(Ct)_{вз}^{сух}$	$(Ct)_{вз}^{вл}$
100	40,9	30,9	31,4	35,9	31,0	31,6
200	85,8	62,1	63,8	72,7	62,4	63,6
300	134,1	93,6	97,2	110,5	94,4	96,2
400	185,1	125,8	131,6	149,5	127,0	129,4
500	238,4	158,6	166,9	189,8	160,3	163,4
600	293,7	192,2	203,1	231,3	194,4	198,2
700	350,5	226,4	239,8	274,4	229,2	233,6
800	480,8	261,3	277,1	318,8	264,5	269,7
900	468,3	296,7	314,8	364,5	300,4	306,3
1 000	528,8	332,5	352,9	411,5	336,7	343,3
1 100	589,9	368,9	390,3	459,8	373,5	380,9
1 200	651,9	405,6	430,1	509,3	410,6	418,8
1 300	714,3	442,8	469,0	559,8	448,2	457,2
1 400	777,4	480,2	508,3	611,4	486,1	495,9
1 500	840,9	517,9	547,9	663,7	524,1	534,7
1 600	904,8	555,7	587,7	717,1	562,4	573,9
1 700	969,2	593,8	627,8	771,3	600,8	613,2
1 800	1 033,9	632,0	668,1	826,2	639,3	652,5
1 900	1 098,8	670,5	708,7	881,6	678,3	692,3
2 000	1 164,0	709,0	749,4	937,8	717,2	732,2
2 100	1 229,5	745,5	790,4	994,5	756,4	772,4
2 200	1 295,1	786,3	831,8	1 051,6	795,5	812,4
2 300	1 361,4	825,2	873,1	1 109,0	835,1	852,8
2 400	1 427,3	864,2	914,4	1 164,9	874,5	893,3
2 500	1 493,5	903,2	956,2	1 225,7	914,2	933,7

ТАБЛИЦА 2-6

Средние теплоемкости горючих газов в *ккал/нм³* °С в зависимости от температуры (по нормам ВТИ)

t, °С	C_{CO}	C_{H_2}	C_{CH_4}	$C_{C_2H_2}$	$C_{C_2H_4}$
25	0,309	0,307	0,377	0,466	0,450
100	0,311	0,309	0,386	0,491	0,503
200	0,312	0,310	0,419	0,521	0,556
300	0,315	0,311	0,451	0,546	0,604
400	0,317	0,311	0,480	0,567	0,650
500	0,321	0,312	0,513	0,584	0,691

При ориентировочных подсчетах средняя объемная теплоемкость продуктов сгорания может быть определена с точностью до 4% по приближенной формуле

$$C_г = 0{,}323 + 18\cdot10^{-6}\cdot t\ ккал/нм^3\ °С. \quad (2\text{-}72)$$

Теплоемкость влажного воздуха определяют по формуле

$$C_{вз}^{вл}=C_{вз}^{сух}+0{,}0016\cdot d\cdot C_{H_2O}\ ккал/нм^3\ °C, \quad (2\text{-}73)$$

где d — влагосодержание воздуха, *г/кг*.

ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

Теплосодержание дымовых газов, получаемых при сгорании 1 *кг* топлива, можно выразить в общем виде формулой

$$J_г=V_г C_г t_г\ ккал/кг \text{ топлива}, \quad (2\text{-}74)$$

где $V_г$ — полый объем газов, *нм³/кг* топлива;
$C_г$ — средняя суммарная объемная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении, *ккал/нм³* °С;
$t_г$ — температура газов в любой точке газохода, °С.

Теплосодержание дымовых газов можно подсчитывать как сумму теплосодержаний трех- и двухатомных газов по формуле (нормы ЦКТИ)

$$V_г C_г t_г=V_{RO_2}(Ct)_{RO_2}+V_{R_2}(Ct)_{R_2}+$$
$$+V_{H_2O}(Ct)_{H_2O}\ ккал/кг \text{ топлива}. \quad (2\text{-}75)$$

Объем трехатомных газов с учетом механического недожога q_4 определяют по формуле

$$V_{RO_2}=V_{CO_2}+V_{SO_2}=$$
$$=0{,}0185(C^p+0{,}37S_л^p)\frac{100-q_4}{100}\ нм^3/кг \text{ топлива}. \quad (2\text{-}76)$$

Объем двухатомных газов с учетом механического недожога q_4 определяют по формуле

$$V_{R_2}=V_{N_2}+V_{O_2}=[0{,}79L_0'+0{,}008N^p+$$
$$+(\alpha_i-1)L_0']\frac{100-q_4}{100}\ нм^3/кг \text{ топлива}, \quad (2\text{-}77)$$

где L_0' — количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 *кг* топлива, *нм³/кг*;
N^p — содержание азота в рабочем топливе, %;
α_i — коэффициент избытка воздуха в соответствующей точке газового тракта котлоагрегата.

Объем водяных паров с учетом влажности воздуха и механического недожога q_4 определяют по формуле

$$V_{H_2O}=0{,}0124\left[(9H^p+0{,}1L_0'\alpha_i d)\times\right.$$
$$\left.\times\frac{100-q_4}{100}+W^p\right]\ нм^3/кг \text{ топлива}. \quad (2\text{-}78)$$

При применении формулы (2-75) теплоемкость трехатомных газов C_{RO_2} принимают равной теплоемкости углекислоты, а двухатомных газов C_{R_2} принимают равной теплоемкости азота.

В тепловых расчетах котельных агрегатов по нормам ВТИ теплосодержание газов и воздуха определяют по нижеприведенным формулам, более удобным в случаях, когда задан коэффициент избытка воздуха.

Сначала определяют удельное теплосодержание сухих газов при $\alpha=1$

$$(V_{с.г})_{мин}\cdot C_{с.г}=V_{RO_2}\cdot C_{CO_2}+$$
$$+(V_{N_2})_{мин}\cdot C_{N_2}\ ккал/кг \text{ топлива } °C \quad (2\text{-}79)$$

и удельное теплосодержание водяных паров при $\alpha=1$:

$$(V_{H_2O})_{мин}\cdot C_{H_2O}=\left(\frac{9H^p+W^p+W_ф}{80{,}4}+0{,}016V_0\right)\times$$
$$\times C_{H_2O}\ ккал/кг \text{ топлива } °C. \quad (2\text{-}80)$$

Удельное теплосодержание газов при $\alpha>1$:

$$V_г C_г=(V_{с.г})_{мин}\cdot C_{с.г}+(V_{H_2O})_{мин}\cdot C_{H_2O}+$$
$$+(\alpha-1)V_0\cdot C_{вз}^{вл}+$$
$$+C_з\frac{A^p}{100}\cdot\frac{a_{ун}}{100}\ ккал/кг \text{ топлива } °C, \quad (2\text{-}81)$$

где $a_{ун}$ — процентное содержание золы топлива в уносе.

При сжигании антрацитов, каменных и бурых углей в пылеугольных топках с горизонтальными горелками и бурых углей в шахтно-мельничных топках $a_{ун}=85\%$; при сжигании сланцев в шахтно-мельничных топках $a_{ун}=65\%$; при слоевом сжигании топлив на механических топках $a_{ун}=20\%$.

Теплосодержание газов и воздуха при $\alpha=1{,}0$:

$$(J_г)_{мин}=[(V_{с.г})_{мин}\cdot C_{с.г}+(V_{H_2O})_{мин}\cdot C_{H_2O}]\cdot T_г=$$
$$=(J_{с.г})_{мин}+(J_{H_2O})_{мин}\ ккал/кг \text{ топлива}, \quad (2\text{-}82)$$

$$(J_{вз})_{мин}=C_{вз}^{вл}V_0 t_{вз}\ ккал/кг \text{ топлива}. \quad (2\text{-}83)$$

Теплосодержание газов и воздуха при $\alpha > 1{,}0$

$$J_г = (J_г)_{мин} + (\alpha - 1)(J_{вз})_{мин} + J_з = V_г C_г T_г \text{ ккал/кг топлива}, \quad (2\text{-}84)$$

$$J_{вз} = \alpha V_0 C^{вл}_{вз} t_{вз} \text{ ккал/кг топлива}. \quad (2\text{-}85)$$

Теплосодержание топлива

$$i_т = \left[C^c_т \frac{100 - W^p}{100} + \frac{W^p}{100}\right] t_т \text{ ккал/кг топлива}, \quad (2\text{-}86)$$

где $t_т$ — температура топлива, °С.

Теплосодержание золы

$$J_з = C_з \frac{A^p}{100} \cdot \frac{a_{ун}}{100} \text{ ккал/кг топлива}, \quad (2\text{-}87)$$

где $C_з$ — теплоемкость золы в *ккал/кг* топлива, которую определяют по формуле (2-70).

Для облегчения расчетов и удобства построения J-t-диаграммы обычно сводят в таблицу величины объемов и состав продуктов сгорания 1 *кг* топлива и зависимости от коэффициента избытка воздуха, а также теплосодержания, определенные по приведенным формулам.

Задача 2-83. Под котлом сжигается каменный уголь состава: $C^p = 58{,}6\%$; $H^p = 4{,}1\%$; $O^p = 3{,}6\%$; $N^p = 0{,}9\%$; $S^p_л = 5{,}5\%$; $W^p = 21{,}5\%$; $A^p = 5{,}8\%$. Содержание RO_2 в сухих дымовых газах за воздухоподогревателем при полном сгорании топлива $RO_2 = 11{,}0\%$; $(RO_2 + O_2) = 19{,}4\%$. Температура газов за воздухоподогревателем $t''_{вп} = 180°$ С; температура воздуха в котельной $t_{хв} = 20°$ С. Определить количество тепла, уносимого с уходящими газами при сгорании 1 *кг* топлива, в процентах от низшей теплотворной способности топлива.

Решение. Объем сухих газов при полном сгорании 1 *кг* топлива

$$V_{с.г} = \frac{1{,}866\,(C^p + 0{,}37 \cdot S^p_л)}{RO_2} = \frac{1{,}866\,(58{,}6 + 0{,}37 \cdot 5{,}5)}{11{,}0} = 10{,}30 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Объем водяных паров без учета влаги воздуха

$$V_{H_2O} = \frac{9H^p + W^p}{80{,}5} = \frac{9 \cdot 4{,}1 + 21{,}5}{80{,}5} = 0{,}725 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Полный объем продуктов сгорания от сжигания 1 *кг* топлива составит:

$$V_г = V_{с.г} + V_{H_2O} = 10{,}30 + 0{,}725 \approx 11{,}03 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Пользуясь данными табл. 2-4 и производя линейную интерполяцию, находим среднюю объемную теплоемкость для состава сухих газов. При $CO \approx 0$ $RO_2 + O_2 + N_2 = 100\%$

$$C_{с.г} = \frac{RO_2}{100} \cdot C_{CO_2} + \frac{O_2}{100} \cdot C_{O_2} + \frac{N_2}{100} C_{N_2} =$$

$$= 0{,}11 \cdot 0{,}4250 + 0{,}084 \cdot 0{,}3181 + 0{,}806 \cdot 0{,}3104 = 0{,}3236 \text{ ккал/нм}^3 \cdot °\text{С}.$$

Количество тепла с уходящими газами будет:

$$J_{ух} = (10{,}30 \cdot 0{,}3236 + 0{,}725 \cdot 0{,}3627)\,(180 - 20) = 575 \text{ ккал/кг}.$$

Применив приближенную формулу (2-72) для определения средней объемной теплоемкости продуктов сгорания, получаем:

$$C = 0{,}323 + 0{,}000018 \cdot t = 0{,}323 + 0{,}000018\,(180 + 20) = 0{,}327 \text{ ккал/нм}^3 \cdot °\text{С}.$$

В этом случае тепло с уходящими газами составит:

$$J_{ух} = 11{,}03 \cdot 0{,}327\,(180 - 20) = 577 \text{ ккал/кг}.$$

Легко убедиться, что в данном случае „точная" и приближенная формула дали практически одинаковые результаты, так как разница в 2 *ккал/кг*, составляющая меньше 1%, лежит за пределами точности определения исходных величин.

Задача 2-84. В шахтно-мельничных топках вертикально-водотрубного однобарабанного котла паропроизводительностью $D = 60/75$ *т/час*, давлением $p_к = 35$ *ата* сжигается уголь Печорского бассейна состава: $C^p = 36{,}8\%$; $H^p = 2{,}6\%$; $O^p = 9{,}9\%$; $N^p = 0{,}9\%$; $S^p_л = 0{,}5\%$; $A^p = 27{,}3\%$; $W^p = 22{,}0\%$; $Q^p_н = 3153$ *ккал/кг*. Потеря тепла от механической неполноты сгорания $q_4 = 5{,}0\%$.

Коэффициенты избытка воздуха в топке при входе в конвекционный пучок $\alpha''_т = 1{,}25$; перед пароперегревателем $\alpha'_{пе} = \alpha''_т = 1{,}25$; за пароперегревателем $\alpha''_{пе} = 1{,}30$; за водяным экономайзером $\alpha''_{в.э} = 1{,}35$ и за воздухоподогревателем $\alpha''_{вп} = 1{,}5$.

Построить J-t-диаграмму для дымовых газов.

Решение. Для решения этой задачи подсчеты производим по нормам ЦКТИ, заимствуя из таблиц, приведенных в этих нормах [Л. 3], значения средних теплоемкостей газов и объемы продуктов сгорания.

Подсчеты сведены в табл. 2-7.

Подсчитанные теплосодержания дымовых газов в зависимости от их температуры для коэффициентов избытка воздуха $\alpha''_т = 1{,}25$; $\alpha''_{пе} = 1{,}30$; $\alpha''_{в.э} = 1{,}35$; $\alpha''_{вп} = \alpha_{ух} = 1{,}50$ наносим в виде отдельных линий на фиг. 2-3.

Пользуясь такой диаграммой, можно легко производить ряд расчетов.

ТАБЛИЦА 2-7

Теплосодержания газов

(к решению задач 2-84 и 4-5 по нормам ЦКТИ)

t, °C	V_{RO_2}, $нм^3/кг$	C_{CO_2}, $ккал/нм^3\,°C$	$V_{RO_2}\cdot C_{CO_2}$, $ккал/кг\,°C$	V_{R_2}, $нм^3/кг$	C_{N_2}, $ккал/нм^3\,°C$	$V_{R_2}\cdot C_{N_2}$, $ккал/кг\,°C$	V_{H_2O}, $нм^3/кг$	C_{H_2O}, $ккал/нм^3\,°C$	$V_{H_2O}\cdot C_{H_2O}$, $ккал/кг\,°C$	$V_г\cdot C_г$, $ккал/кг\,°C$	$V_г\cdot C_г\cdot t_г$, $ккал/кг$
					$\alpha''_т = 1{,}25$						
2 000	0,650	0,5864	0,381	3,612	0,3547	1,281	0,578	0,4645	0,268	1,931	3 862
1 800		0,5786	0,376		0,3512	1,268		0,4551	0,263	1,907	3 434
1 600		0,5696	0,370		0,3476	1,256		0,4447	0,257	1,883	3 012
1 200		0,5466	0,355		0,3383	1,222		0,4217	0,248	1,821	2 185
1 100		0,5396	0,351		0,3357	1,212		0,4155	0,240	1,803	1 984
1 000		0,5318	0,346		0,3329	1,202		0,4092	0,236	1,784	1 784
900		0,5234	0,340		0,3300	1,192		0,4028	0,233	1,765	1 588
800		0,5139	0,334		0,3268	1,180		0,3965	0,229	1,744	1 394
					$\alpha''_{пе} = 1{,}30$						
1 000	0,650	0,5318	0,346	3,786	0,3329	1,260	0,579	0,4092	0,237	1,843	1 843
900		0,5234	0,340		0,3300	1,249		0,4028	0,233	1,823	1 640
800		0,5139	0,334		0,3268	1,237		0,3965	0,230	1,801	1 441
700		0,5034	0,327		0,3237	1,226		0,3902	0,226	1,779	1 245
600		0,4918	0,329		0,3205	1,213		0,3840	0,222	1,755	1 053
500		0,4785	0,311		0,3175	1,202		0,3781	0,219	1,732	866
					$\alpha''_{в.э} = 1{,}35$						
600	0,650	0,4918	0,329	3,959	0,3205	1,269	0,581	0,3840	0,223	1,812	1 087
500		0,4785	0,311		0,3175	1,257		0,3781	0,229	1,788	894
400		0,4642	0,302		0,3146	1,246		0,3724	0,216	1,764	705
300		0,4492	0,292		0,3124	1,237		0,3673	0,213	1,742	523
					$\alpha''_{вп} = 1{,}50$						
400	0,650	0,4642	0,302	4,479	0,3146	1,409	0,586	0,3724	0,218	1,929	772
300		0,4492	0,292		0,3124	1,399		0,3673	0,215	1,906	572
200		0,4318	0,281		0,3112	1,394		0,3624	0,212	1,887	377
100		0,4108	0,267		0,3108	1,392		0,3587	0,210	1,869	187
					$\alpha''_{дым} = 1{,}55$						
300	0,650	0,4492	0,292	4,655	0,3124	1,454	0,588	0,3673	0,216	1,962	589
200		0,4318	0,281		0,3112	1,449		0,3624	0,213	1,942	388
100		0,4108	0,267		0,3108	1,447		0,3587	0,219	1,925	192

Так, например, если известны температура газов по выходе из топки $t''_0 = 1\,099°$ С, температура газов за первым пучком котла $t''_к = t'_{пе} = 950°$ С (конструктивно котел выполнен из одного котельного пучка), за пароперегревателем температура газов равна температуре газов при входе в водяной экономайзер $t''_{пе} = t'_{в.э} = 630°$ С, при выходе из водяного экономайзера и при входе их в воздухоподогреватель $t''_{в.э} = 398°$ С и $t''_{вп} = t_{ух} = 185°$ С, так как температура уходящих газов та же, что и при выходе из воздухоподогревателя.

По J-t-диаграмме находим тепло, переданное дымовым газам отдельными элементами котельного агрегата, отнесенное к 1 *кг* топлива[1].

В первом пучке котла

$$J_{1к} = J''_т - J'_{пв} = (V_г C_г)_т \; t''_0 - (V_г C_г)_т \; t'_{пе} = 1\,984 - 1\,686 = 298 \; ккал/кг.$$

В пароперегревателе

$$J_{пе} = J'_{пе} - J''_{пе} = 1\,686 - 1\,110 = 576 \; ккал/кг.$$

В водяном экономайзере

$$J_{в.э} = J'_{в.э} - J''_{в.э} = (V_г C_г)\, t''_{в.э} = 1\,110 - 699 = 411 \; ккал/кг.$$

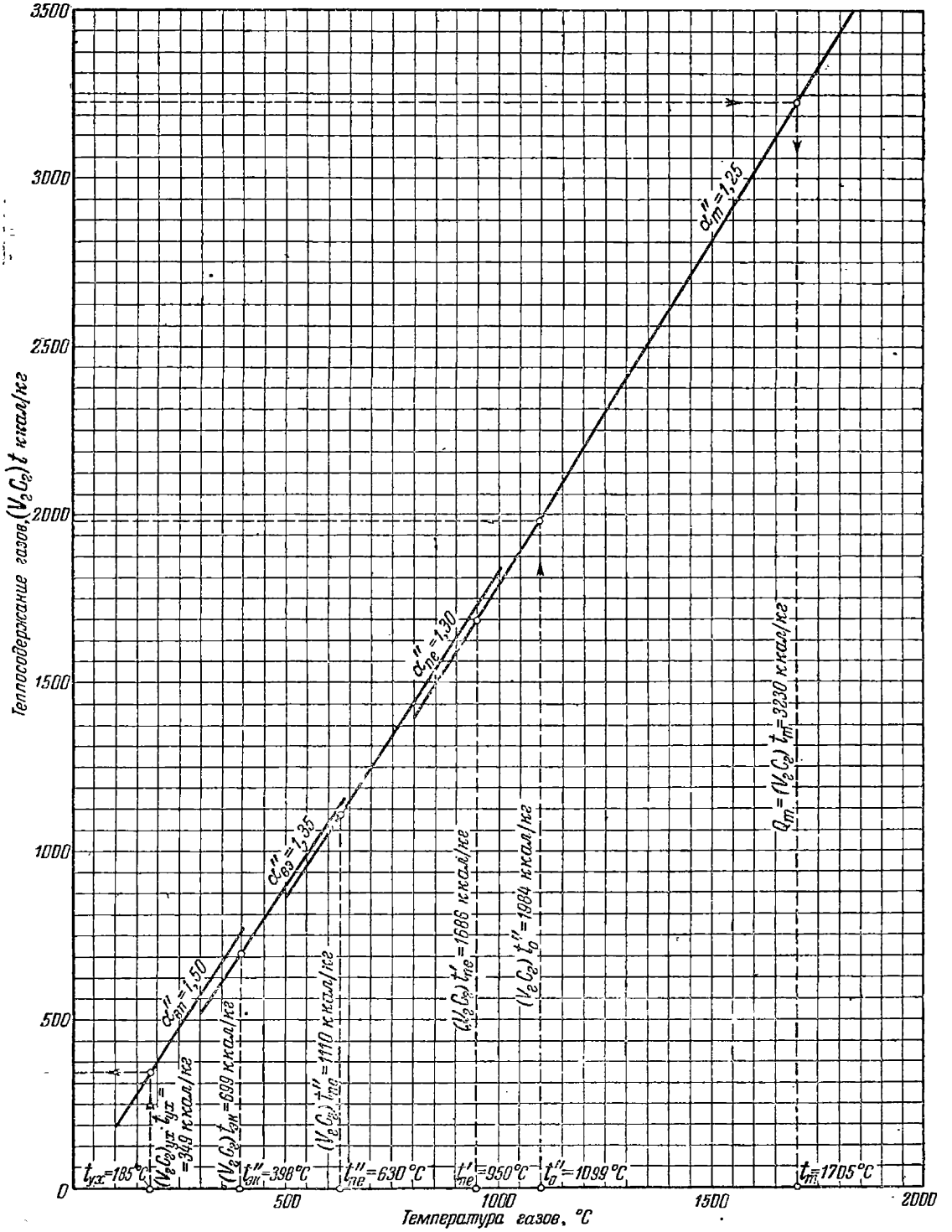
В воздухоподогревателе

$$J_{вп} = J'_{вп} - J''_{вп} = 699 - 349 = 350 \; ккал/кг.$$

Полезное тепловыделение, отнесенное к 1 *кг* топлива:

$$Q_т = Q^р_н \cdot \eta_т + Q_{гв} = 3\,230 \; ккал/кг.$$

[1] Получить результат с точностью 1 *ккал/кг* можно или аналитическим интерполированием чисел табл. 2-7, или построением J-t-диаграммы (фиг. 2-3) в масштабе : 1 *мм* — 1 *ккал/кг*.



Фиг. 2-3. *J-t*-диаграмма к решению задач 2-84 и 4-5 по нормам ЦКТИ.

ТАБЛИЦА 2-8

Теплосодержание газов

(к решению задач 2-84 и 4-5 по нормам ВТИ)

T_2, °С	V_{RO_2}, $нм^3/кг$	c_{CO_2}, $ккал/нм^3$ °С	$V_{RO_2} c_{CO_2}$, $ккал/кг$ °С	$V^{мин}_{N_2}$, $нм^3/кг$	c_{N_2}, $ккал/нм^3$ °С	$V^{мин}_{N_2} c_{N_2}$, $ккал/кг$ °С	$V^{мин}_{H_2O}$, $нм^3/кг$	c_{H_2O}, $ккал/нм^3$ °С	$V^{мин}_{H_2O} \cdot c_{H_2O}$, $ккал/кг$ °С	$(\alpha - 1) = \Delta\alpha$	$c^{в.п}_{ср}$, $ккал/нм^3$ °С	V^{0}_{O}, $нм^3/кг$	$V^{0} c^{в.п}_{ср} \cdot \Delta\alpha$, $ккал/кг$ °С	$V_2 c_2$, $ккал/кг$ °С	$J_2 = V_2 c_2 T_2$, $ккал/кг$
						$\alpha''_т = 1{,}25$									
2 000	0,690	0,5820	0,402	2,88	0,3545	1,022	0,623	0,4689	0,292	0,25	0,3661	3,65	0,334	2,049	4 099
1 800		0,5744	0,396		0,3511	1,012		0,4590	0,286		0,3625		0,331	2,025	3 645
1 600		0,5655	0,390		0,3473	1,001		0,4482	0,279		0,3587		0,327	1,998	3 196
1 200		0,5433	0,375		0,3380	0,974		0,4244	0,264		0,3490		0,318	1,932	2 318
1 100		0,5363	0,370		0,3354	0,967		0,4180	0,260		0,3463		0,316	1,913	2 104
1 000		0,5288	0,365		0,3325	0,958		0,4115	0,256		0,3433		0,313	1,893	1 893
900		0,5204	0,359		0,3297	0,950		0,4050	0,252		0,3403		0,310	1,872	1 685
800		0,5110	0,353		0,3266	0,941		0,3985	0,248		0,3371		0,307	1,850	1 480
						$\alpha''_{пе} = 1{,}3$									
1 000	0,690	0,5288	0,365	2,88	0,3325	0,958	0,623	0,4115	0,256	0,3	0,3433	3,65	0,376	1,955	1 955
900		0,5204	0,359		0,3297	0,950		0,4050	0,252		0,3403		0,372	1,934	1 741
800		0,5110	0,353		0,3266	0,941		0,3985	0,248		0,3371		0,369	1,911	1 529
700		0,5008	0,346		0,3235	0,932		0,3920	0,244		0,3338		0,366	1,887	1 321
600		0,4895	0,338		0,3203	0,923		0,3856	0,240		0,3303		0,362	1,863	1 118
500		0,4769	0,329		0,3173	0,914		0,3796	0,236		0,3268		0,358	1,838	919
						$\alpha''_{в.э} = 1{,}35$									
600	0,690	0,4895	0,338	2,88	0,3203	0,923	0,623	0,3856	0,240	0,35	0,3303	3,65	0,422	1,923	1 154
500		0,4769	0,329		0,3173	0,914		0,3796	0,236		0,3268		0,417	1,897	949
400		0,4628	0,319		0,3146	0,907		0,3739	0,233		0,3235		0,413	1,872	749
300		0,4469	0,308		0,3122	0,900		0,3684	0,230		0,3206		0,409	1,856	554
						$\alpha''_{вп} = 1{,}5$									
400	0,690	0,4628	0,319	2,88	0,3146	0,907	0,623	0,3799	0,233	0,5	0,3235	3,65	0,590	2,05	820
300		0,4469	0,308		0,3122	0,900		0,3684	0,230		0,3206		0,585	2,02	607
200		0,4290	0,296		0,3106	0,895		0,3635	0,226		0,3181		0,580	2,00	400
100		0,4092	0,282		0,3096	0,892		0,3596	0,225		0,3163		0,577	1,98	198
						$\alpha''_{дым} = 1{,}55$									
300	0,690	0,4469	0,308	2,88	0,3122	0,900	0,623	0,3684	0,230	0,55	0,3206	3,65	0,643	2,081	624
200		0,4290	0,296		0,3106	0,895		0,3635	0,226		0,3181		0,638	2,056	411
100		0,4092	0,282		0,3096	0,892		0,3596	0,225		0,3163		0,635	2,033	203

Пользуясь *J-t*-диаграммой, можно легко определить теоретическую температуру горения.

Для этого по оси ординат откладываем величину $Q_т = 3\,230$ *ккал/кг* топлива. Затем проводим горизонтальную линию до пересечения ее с кривой $\alpha''_т = 1{,}25$; из точки пересечения опускаем вертикальную линию до пересечения ее с осью абсцисс, на которой находим величину теоретической температуры горения $t_т = 1\,705°$ С.

Аналогично можно составить табл. 2-8 теплосодержаний по нормам ВТИ и построить *J-T* диаграмму (фиг. 2-4), пользуясь данными табл. 2-4 и соответствующими величинами объемов газов.

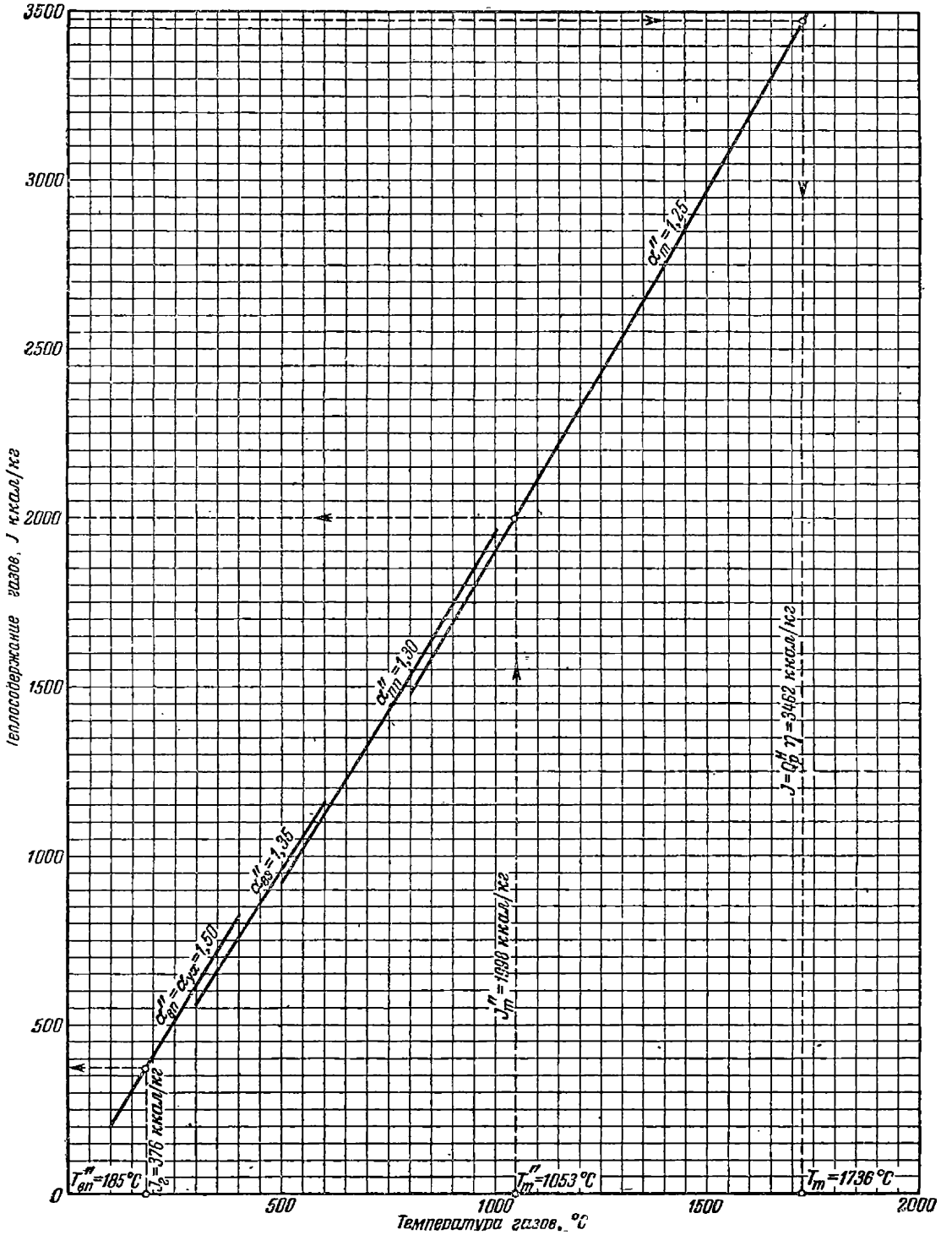
Задача 2-85. Продукты сгорания 1 *кг* топлива содержат в процентах по объему: $CO_2 = 13\%$; $O_2 = 6\%$; $N_2 = 79\%$; $H_2O = 2\%$.

Определить среднюю объемную теплоемкость дымовых газов при температуре 600° С и постоянном давлении.

Значения средних теплоемкостей газов взять по нормам ЦКТИ.

Ответ. $C_2 = 0{,}345$ *ккал/нм*^{3} °С.

Задача 2-86. Определить среднюю объемную теплоемкость влажного воздуха при тем-



Фиг. 2-4. *J-T*-диаграмма к решению задач 2-84 и 4-5 по нормам ВТИ.

пературе $t_{вз}=270°$ С и влагосодержании его $d_{вз}=10$ *г/кг* при постоянном давлении.

Ответ. $C^{вл}_{вз}=0{,}319$ *ккал/нм*^{3} °С.

Задача 2-87. Построить семейство кривых (*J-t*-диаграмму) теплосодержаний дымовых газов, получаемых при сгорании 1 *кг* подмосковного угля состава: $C^p=30{,}5\%$; $H^p=2{,}3\%$; $O^p=9{,}2\%$; $N^p=0{,}9\%$; $S^p_л=2{,}6\%$; $A^p=21{,}5\%$ и $W^p=33{,}0\%$. Кривые строить по нормам ЦКТИ для различных значений коэффициента избытка воздуха в следующих интервалах температур:

для $\alpha''_m=1{,}25$	в интервалах	2 000,	1 800	и т. д. до	800° С
» $\alpha''_{пе}=1{,}30$	» »	1 000,	800	» » » »	500° С
» $\alpha''_{в.э}=1{,}35$	» »	800,	500	» » » »	300° С
» $\alpha''_{вп}=1{,}45$	» »	500,	200	» » » »	100° С

Задача 2-88. Под котлом сжигается челябинский уголь состава: $C^p=33{,}3\%$; $H^p=2{,}4\%$; $N^p=0{,}8\%$; $O^p=8{,}4\%$; $S^p_л=0{,}7\%$; $W^p=24\%$ и $A^p=30{,}4\%$. Тепловые потери $q_4=2{,}3\%$; $q_3=1{,}5\%$ и $q_5=0{,}5\%$.

Коэффициенты избытка воздуха по газоходам: в топке $\alpha''_m=1{,}25$, за перегревателем $\alpha''_{пе}=1{,}27$, за экономайзером II ступени $(\alpha''_{в.э})^{II\,ст}=1{,}32$, за воздухоподогревателем II ступени $(\alpha_{вп})^{II\,ст}=1{,}33$, за экономайзером I ступени $(\alpha''_{в.э})^{I\,ст}=1{,}39$; за воздухоподогревателем I ступени $(\alpha''_{вп})^{I\,ст}=1{,}43$.

Температура уходящих газов $T_{ух}=180°$ С, температура холодного воздуха $t_{вз}=30°$ С, температура горячего воздуха $t_{г.в}=356°$ С.

Определить по *J-T*-диаграмме теоретическую температуру горения и те температуры, при которых теплосодержания газов одинаковы, если известно, что в газоходе перегревателя температура газов составляет $T''_{пе}=675°$С. Расчет произвести по нормам ВТИ.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

3-1. УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

Уравнения теплового баланса на 1 *кг* израсходованного топлива могут быть выражены в абсолютных величинах — килокалориях на 1 *кг* топлива или в относительных величинах—в процентах от $Q_н^р$.

В первом случае уравнение имеет вид:

$$Q_н^р = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \pm Q_6) \text{ ккал/кг}; \quad (3\text{-}1)$$

во втором случае оно имеет вид:

$$100\% = (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 \pm q_6). \quad (3\text{-}2)$$

Величина Q_1 представляет тепло, затраченное на превращение в пар подаваемой в котел воды, и определяется по формуле

$$Q_1 = \frac{D}{B}\left[(i_{пе} - i_{п.в}) + \frac{d_{пр}}{D}(i_к - i_{п.в})\right] + \frac{D_{от}}{B}(i'_{пе} - i'_{пе})_{от} + \frac{D_н}{B}(i_н - i_{п.в}) + \frac{D_в}{B}(i''_в - i'_в) + \frac{V_{вз}}{B}c_{вз}[t''_{вз} - t'_{вз}] = \frac{D}{B}\Delta i_у, \quad (3\text{-}3)$$

где $\frac{D}{B}(i_{пе} - i_{п.в})$ — тепло, полученное вырабатываемым котлом перегретым паром, *ккал/кг*;

$\frac{d_{пр}}{D}(i_к - i_{п.в})$ — тепло, затраченное на нагревание продувочной воды, *ккал/кг*;

$\frac{D_{от}}{B}(i''_{пе} - i'_{пе})_{от}$ — тепло отборного пара турбин, подогреваемого во вторичном газовом пароперегревателе котла (промежуточный газовый перегрев), *ккал/кг*;

$\frac{D_н}{B}(i_н - i_{п.в})$ — тепло, полученное отдаваемым на сторону насыщенным паром, *ккал/кг*;

$\frac{D_в}{B}(i''_в - i'_в)$ — тепло отходящих газов, используемое для подогрева воды (в количестве $D_в$ *кг*), идущей затем на другие цели, *ккал/кг*;

$\frac{V_{вз}}{B}c_{вз}(t''_{вз} - t'_{вз})$ — тепло воздуха, подогреваемого в котельной установке и используемого в дальнейшем для посторонних целей (сушка, отопление и т. д.), *ккал/кг*.

Величина Q_2 представляет потерю тепла с уходящими газами, которую определяют по формуле

$$Q_2 = [(V_г \cdot C_г)_{ух} T_{ух} - V_0 \alpha_{ух} t'_{вз}] \frac{100 - q_4}{100} - W_ф(i_ф - 597) + i_т, \quad (3\text{-}4)$$

где $W_ф(i_ф - 597)$ — разница между количеством тепла, вносимого в топку с дутьевым паром или паром для распыливания жидкого топлива, и теплосодержанием пара, покидающего установку;

$i_т$ — теплосодержание топлива.

В условиях эксплоатации котельных установок потери тепла с уходящими газами в процентах от $Q_н^р$ с достаточной для практики точностью можно определить по упрощенной формуле

$$q_2 = (K\alpha_{ух} + C)\frac{T_{ух} - t_{вз}}{100}\frac{100 - q_4}{100}, \quad (3\text{-}5)$$

где $K = 3{,}5 + 0{,}02\,W^n$;

$C = 0{,}35 + 0{,}055\,W^n$ (для антрацитов и тощих углей);

$C = 0{,}49 + 0{,}55\,W^n$ (для пламенных и бурых углей и для мазута);

$C = 0{,}8 + 0{,}052\,W^n$ (для торфа и дров);

W^n — приведенная влажность топлива:

$$W^n = \frac{W^p \cdot 1\,000}{Q_н^p}\ \%.$$

Для грубых подсчетов хорошие результаты дает также формула

$$q_2 = y\,\frac{T_{ух} - t'_{вз}}{RO_2}\ \%, \qquad (3\text{-}6)$$

где y — коэффициент, зависящий от рода сжигаемого топлива; он равен 0,79 для дров; 0,78 для торфа; 0,68 для сухих углей; 0,655 для газовых и кузнечных углей; 0,66 для коксовых углей; 0,67 для тощих углей; 0,70 для антрацита; 0,56 для нефти; 0,73—для бурых углей.

Величину Q_3—потерю от химической неполноты сгорания—определяют при обработке результатов испытаний по формуле

$$Q_3 = \frac{K^p\,(56{,}6\,CO + 48\,H_2 + 156\,CH_4)}{(RO_2 + CO + CH_4)}\ ккал/кг. \qquad (3\text{-}7)$$

При тепловом расчете агрегата пользуются величиной q_3, установленной опытным путем или же заимствованной из табл. 3-1.

Потери тепла от механической неполноты сгорания при сжигании топлива в слое определяют по формуле

$$Q_4 = Q_4^{шл} + Q_4^{пр} + Q_4^{ун} = g_{шл} Q_{шл} + g_{пр} Q_{пр} + g_{ун} Q_{ун} = g_{шл} \frac{G_{шл}}{100} Q^z_{шл} + g_{пр} \frac{G_{пр}}{100} Q^z_{пр} + g_{ун} \frac{G_{ун}}{100} Q^z_{ун}, \qquad (3\text{-}8)$$

где $Q_4^{шл}$, $Q_4^{пр}$, $Q_4^{ун}$ — соответственно потери от механической неполноты сгорания с шлаком, провалом и уносом, *кал/кг* топлива;

$g_{шл}$, $g_{пр}$, $g_{ун}$ — соответственно вес шлака, провала и уноса, приходящийся на 1 *кг* сожженного топлива;

$Q^z_{шл}$, $Q^z_{пр}$, $Q^z_{ун}$ — теплотворная способность шлака, провала и уноса, *ккал/кг*;

ТАБЛИЦА 3-1

Потери от химической неполноты горения

Род топлива	q_3, %
Камерные топки	
Антрациты	0,0
Каменные угли 25%	0,5
Каменные угли 25%	1,0
Бурые угли	1,0
Подмосковные угли	0,5
Бурые угли в шахтно-мельничных топках	1,5
Сланцы в пылеугольных топках	1,0
Сланцы в шахтно-мельничных топках	2,0
Фрезерный торф	2,0
Мазут и природный газ в неэкранированных топках	1,5
Мазут и природный газ в экранированных топках	2,0
Доменный газ	3,0
Слоевые топки	
Антрациты	0
Каменные угли	0,5
Бурые угли	1,0
Торф	1,5
Щепа	3,0
Бурые угли в наклонно-переталкивающих топках	1,5
Каменные угли в наклонно-переталкивающих топках	3,0
Бурые угли в ручных топках	3,5
Антрациты в ручных топках	2,0
Дрова в ручных топках	3,0
Торф в ручных топках	3,0

$G_{шл}$, $G_{пр}$, $G_{ун}$ — содержание горючего в шлаке, провале и уносе, %.

Эти величины обычно дают условно пересчитанными на углерод с теплотворной способностью $Q^z_{шл} = Q^z_{пр} = Q^z_{ун} = 7\,800$ *ккал/кг*.

Величины провала и уноса должны удовлетворять следующему уравнению золового баланса:

$$B \cdot \frac{A^p}{100} = B\,\frac{g_{пр} A_{пр} + g_{шл} A_{шл} + g^{з.в}_{ун} A^{з.в}_{ун} + g^{тр}_{ун} A^{тр}_{ун}}{100}\ кг/час, \qquad (3\text{-}9)$$

где $B\frac{A^p}{100}$ — количество золы, поступившее в котельный агрегат с топливом, *кг/час*;

$\frac{g_{пр} B A_{пр}}{100}$ — количество золы, выпавшей с провалом в золовые воронки, *кг/час*;

$\frac{g_{шл} BA_{шл}}{100}$ — количество золы, выпавшей в золовые воронки со шлаком, *кг/час*;

$\frac{g^{з.в}_{ун} B \cdot A^{з.в}_{ун}}{100}$ — количество золы, выпавшей с уносом, попавшим в золовые воронки, *кг/час*;

$\frac{g^{тр}_{ун} \cdot B \cdot A^{тр}_{ун}}{100}$ — количество золы, унесенное из агрегата в дымовую трубу, *кг/час*.

При тепловом испытании котла $g^{тр}_{ун} A^{тр}_{ун}$ определяют или сложным и трудно выполнимым отбором проб уноса из газов с неизбежным при этом снятием поля концентраций по всему сечению газохода, или часто более простым путем по разности. В последнем случае величину $g^{тр}_{ун} A^{тр}_{ун}$ определяют следующим образом.

Находят сначала путем анализа средней пробы уноса $A^{тр}_{ун}$, т. е. процентное содержание золы в уносе, а затем, пользуясь формулой (3-9), подсчитывают $g^{тр}_{ун}$ — вес этой золы на 1 *кг* топлива.

При тепловом расчете котлоагрегата значения содержания горючих и золы в очаговых остатках берут из табл. 3-2—3-4.

ТАБЛИЦА 3-2
Р. Н. ВТИ-36

Потери от механической неполноты горения (камерные топки)

Тонкость помола

Тип топки	Вид топлива	Остаток на сите 70 R_{70}, %
Пылеугольные	Антрациты, каменные и бурые угли	$4{,}0+0{,}5V^2$
Шахтно-мельничные	Бурые угли	$15+V^2$
	Сланцы	50
	Фрезерный торф	60

Тип топки	Вид топлива	Содержание горючих, % в уносе	в шлаке
Пылеугольные	Антрациты и каменные угли	$25-0{,}5V^2$	1
	Бурые угли	1,0	0,5
	Сланцы	3	1
Шахтно-мельничные	Бурые угли	2,5	0,5
	Сланцы	2	3
Камерные топки с предварительной подсушкой	Фрезерный торф	4	10

Продолжение табл. 3-2

Золовой баланс (гранулированное шлакоудаление)

Тип топки	Вид топлива	Содержание золы топлива, % в шлаке	в уносе
Камерные	Антрациты, каменные и бурые угли	15	85
	Фрезерный торф	10	90

Расчетная формула

$$q_4 = \left(a_{шл} \frac{c^2_{шл}}{100 - c_{шл}} + a_{ун} \frac{c^2_{ун}}{100 - c^2_{ун}} \right) \frac{78 A^p}{Q^p_н} \%.$$

ТАБЛИЦА 3-3
Р. Н. ВТИ-31

Потери от механической неполноты горения (слоевые механические топки)

Тип топки	Вид топлива	Содержание горючих, % в провале $c^2_{пр}$	в шлаке $c^2_{шл}$	в уносе $c^2_{ун}$
Цепная решетка	Антрацит АС . .	65	25	25
	Спекающиеся каменные угли типа Г	20	10	25
	Неспекающиеся каменные угли типа Д	20	9	30
	Бурые угли типа челябинского .	21	9	20
	Торф кусковой .	10	4	20
	Торф кусковой в смеси с фрезерным	12	4	25
	Щепа	10	—	20
Наклонно-переталкивающая топка	Бурые угли типа челябинского. .	15	10	20
	Бурые угли типа подмосковного .	15	10	15

Золовой баланс

Тип топки	Содержание золы топлива, % в провале $a_{пр}$	в шлаке $a_{шл}$	в уносе $a_{ун}$
Цепные беспровальные решетки	4	76	20
Цепные решетки с обычными колосниками; сортированное топливо	8	72	20
То же — мелочь	15	55	30
Наклонно-переталкивающие топки типа Зейбот	5	75	20
То же типа Каблиц . .	15	65	20

Потери от механической неполноты горения

$$q_4 = \left(a_{шл} \frac{c^г_{шл}}{100 - c^г_{шл}} + a_{ун} \frac{c^г_{ун}}{100 - c^г_{ун}} + a_{пр} \frac{c^г_{пр}}{100 - c^г_{пр}} \right) \frac{78 A^р}{Q^н_р} \%.$$

ТАБЛИЦА 3-4

Потери от механической неполноты горения (слоевые ручные топки)

Потери со шлаком

Вид топлива	Теплсвое напряжение решетки $\frac{Q}{R}$ $\frac{тыс\ ккал}{м^2 час}$	Потери со шлаком, %
Каменные угли .	700—1 000	$q_4^{шл} = 800 \frac{A^р}{Q^р_н}$
Бурые угли рядовые	500—900	$q_4^{шл} = 1{,}2 \frac{Q}{R} \frac{A^р}{Q^р_н}$
То же сортированные	500—900	$q_4^{шл} = 0{,}6 \frac{Q}{R} \frac{A^р}{Q^р_н}$
Антрациты сортированные . . .	750—1 000	$q_4^{шл} = 1\,000 \frac{A^р}{Q^р_н}$

Потери с уносом

$q_4^{ун} = K \left(\frac{Q}{R} \right)^2 \%$ $\frac{Q}{R}$ — тыс. *ккал/м² час*

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

Потери с провалом

Для всех углей $q_4^{пр} = 0{,}3\%$.

Суммарная потеря от механической неполноты горения

$q_4 = q_4^{шл} + q_4^{ун} + q_4^{пр}$. Дрова $q_4 = 1{,}5\%$.

Торф $q_4 = 2{,}0\%$.

В случае сжигания многозольных топлив необходимо при сведении баланса и определении Q_4 учитывать потерю с физическим теплом очаговых остатков.

Физическое тепло шлаков, провала и уноса

$$Q_4^ф = Q_{шл}^ф + Q_{пр}^ф + Q_{ун}^ф. \qquad (3\text{-}10)$$

При удалении золы или шлака в твердом виде, если пренебречь теплом, вносимым в топку с топливом,

$$Q_4^ф = g_{шл} c_{шл} t_{шл} + g_{пр} c_{пр} t_{пр} + g_{ун} c_{ун} t_{ун}\ ккал/кг. \qquad (3\text{-}11)$$

Для факельного сжигания и удаления шлака в жидком виде

$$Q_4^ф = g_{шл} (c_{шл} i_{шл} + r_{шл}) + g_{ун} c_{ун} t_{ун}\ ккал/кг, \qquad (3\text{-}12)$$

где $r_{шл}$ — теплота плавления шлака. Потеря с провалом в этом случае отсутствует.

В связи с потерей от механической неполноты сгорания уменьшается количество горючих элементов топлива.

В расчетах при проектировании существуют два способа, учитывающие поправку[1] на это уменьшение. По первому способу принимают, что горючая часть очаговых остатков состоит из углерода. Количество несгоревшего углерода может быть в этом случае определено из уравнений

$$Q_4 = \frac{\Delta C}{100} \cdot 8\,100,$$

$$\frac{Q_4}{Q^р_н} 100 = q_4\,\%,$$

откуда

$$\Delta C = q_4 \frac{Q^р_н}{8\,100};$$

тогда

$$K^р = C^р - \Delta C + 0{,}368\, S^р_к. \qquad (3\text{-}13)$$

По второму способу, принятому ВТИ, считают, что горючая часть шлака и золы имеет такой же состав, как и топливо, и $Q^г_{ог} = Q^с_н$; тогда объемы и теплосодержания продуктов сгорания следует умножать на величину $\frac{100 - q_4}{100}$.

[1] В случае обработки данных испытания см. § 3-2.

ВТИ рекомендует во всем проектном расчете кроме составления баланса тепла вместо израсходованного топлива B принимать всюду расчетное $B_р$ или фактически сгоревшее топливо, причем $B_р = B\frac{100-q_4}{100}$.

Все эти приемы условны, практически одинаково точны, но последний при выполнении расчетов наиболее прост.

Потеря тепла в окружающую среду Q_5 может быть определена специальными опытами на мазуте, как остаточный член теплового баланса или замером температур внешних поверхностей агрегата. Обычно величиной q_5 задаются по аналогии с установками, для которых эта величина уже определена.

Коэффициент полезного действия брутто котельного агрегата

$$\eta_{бр} = \frac{Q_1}{Q_н^р} 100 = q_1\% \qquad (3\text{-}14)$$

или

$$\eta_{бр} = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5)\%. \qquad (3\text{-}15)$$

Подставляя значение Q_1, получим:

$$\eta_{бр} = \frac{1}{Q_н^р}\frac{D}{B}\Delta i_y. \qquad (3\text{-}16)$$

Величина

$$\frac{D}{B} = \frac{\eta_{бр} Q_н^р}{\Delta i_y} = И_в \qquad (3\text{-}17)$$

называется видимой испарительностью топлива.

Для сравнения различных котлов иногда пересчитывают эту испарительность по нормальному пару:

$$И_н = И_в \frac{\Delta i_y}{640}. \qquad (3\text{-}18)$$

Коэффициент полезного действия установки нетто

$$\eta_{нт} = \eta_{бр} - \frac{Q^{сл}}{B \cdot Q_н^р} = \eta_{бр} - \Delta\eta_{сл}; \qquad (3\text{-}19)$$

здесь $\Delta\eta_{сл}$ — доля расхода тепла на собственные нужды—может быть представлена в следующем виде:

$$\Delta\eta_{сл} = \frac{D_{сл}(i_{сл} - i_{пв})}{BQ_н^р} + \frac{b\Sigma N}{B}, \qquad (3\text{-}20)$$

где $i_{сл}$ — полная теплота пара, идущего на служебные нужды, *ккал*;

ΣN — суммарный расход электроэнергии двигателями собственных нужд котельной, *квтч*;

b — удельный расход топлива на электростанции, *кг/квтч* (брутто);

B — часовой расход топлива в котельной, *кг/час*.

3-2. МЕТОДИКА УВЯЗКИ ТЕПЛОВЫХ БАЛАНСОВ ПРИ ИСПЫТАНИИ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Наличие в очаговых остатках, шлаке, провале и уносе некоторого количества недовыгоревшего топлива требует увязки теплового баланса, составленного вначале без учета механического недожога, путем уменьшения тех его членов, которые зависят от объема продуктов сгорания.

Для увязки подсчитанного теплового баланса по методу скидок на углерод необходимо произвести следующие расчеты:

1. Определить величину $\Delta C^р$ по формуле

$$\Delta C^р = q_4 \frac{Q_н^р}{8\,100}$$

и исправленного значения $C^р$ по формуле

$$C_1^р = C^р - \Delta C^р$$

2. Заново решить все расчетные уравнения теплового баланса, в которые в явной или скрытой форме входит величина $C^р$.

3. Заново определить потерю Q_4'.

После проведения увязки вытекает необходимость вторичной увязки. Для этого начинают с пересчета величины $\Delta C^р$ и продолжают его до получения желательной сходимости.

Методика увязки балансов по углероду является более сложной и длительной и не гарантирует полной точности, так как горючая масса очаговых остатков содержит в себе не только углерод, но и все остальные элементы горючей массы топлива [Л.4].

Для облегчения этих подсчетов ВТИ предложил другой метод увязки баланса при учете механического недожога. По этому методу принимается, что все составляющие элементарного состава топлива, за исключением влаги, попадают в провал, шлак и унос, причем уменьшение соответствующего про-

центого содержания каждого элемента топлива происходит пропорционально суммарной потере от механического недожога, т. е.

$$\left.\begin{aligned} Q_2' &= Q_2 \frac{100-q_4'}{100}, \\ Q_3' &= Q_3 \frac{100-q_4'}{100}, \\ Q_4' &= Q_н^p \frac{q_4'}{100}. \end{aligned}\right\} \qquad (3\text{-}21)$$

При увязке меняются три члена баланса тепла: Q_2, Q_3 и Q_4. Сумма их до увязки и после увязки должна быть постоянна, т. е.

$$Q_2 + Q_3 + Q_4 = Q_2' + Q_3' + Q_4'$$

или

$$Q_2 + Q_3 + Q_4 = \left[\left(\frac{K^p}{0{,}54(RO_2+CO)} c_{с.г.} + \frac{9H^p}{80{,}4} c_{вп}\right)(T_{ух} - t_в')\right]\frac{100-q_4}{100} + \frac{W^p + 0{,}1293 V_a' d}{80{,}4} c_{вп}(T_{ух} - t_в') + Q_3 \frac{100-q_4}{100} + Q_н^p \frac{q_4'}{100} \text{ ккал/кг}; \qquad (3\text{-}22)$$

здесь

$$V_a' = V_0 \alpha \frac{100-q_4'}{100}.$$

Методика увязки, предложенная ВТИ, является более простой, так как не отнимает много времени для пересчетов и по точности не уступает методу увязки по углероду.

Задача 3-1. Под котлом паропроизводительностью 125 *т/час* сжигается в пылевидном состоянии антрацитовый штыб состава: $C^p = 72{,}47\%$; $H^p = 2{,}0\%$; $N^p = 0{,}55\%$; $O^p = 1{,}74\%$; $S_л^p = 1{,}54\%$; $W^p = 6{,}0\%$; $A^p = 15{,}70\%$. Составить тепловой баланс и определить к. п. д. установки брутто и нетто, если известны следующие данные:

$$Q_н^p = 6\,221 \text{ ккал/кг}$$

Часовой расход топлива $B = 11\,990$ *кг/час*

Количество пара, снимаемого с котла, $D = 95\,480$ *кг/час*

Температура перегретого пара $t_{пе}'' = 395°$ C

Давление пара за пароперегревателем $p_{пе}'' = 32$ *ати*

Теплосодержание питательной воды $i_{п.в}'' = 139{,}5$ *ккал/кг*

Температура газов за воздухоподогревателем $T_{ух} = 196°$ C

Температура воздуха перед вентилятором $t_в' = 24°$ C

Влагосодержание воздуха, вносимого в топку, $d_в = 10$ *г/кг*

Содержание за воздухоподогревателем $RO_2 = 10{,}53\%$

Содержание за воздухоподогревателем $(RO_2 + O_2) = 20{,}05\%$

Количество попавшего в золовые воронки шлака $G_{шл} = 171{,}6$ *кг/час*

Количество попавшего в золовые воронки I уноса $G_{ун}^{I} = 126{,}2$ *кг/час*

Количество попавшего в золовые воронки II уноса $G_{ун}^{II} = 443{,}5$ *кг/час*

Зольность шлака $A_{шл} = 96\%$; уноса $A_{ун}^{I} = 48{,}5\%$; уноса $A_{ун}^{II} = 46{,}5\%$.

Содержание золы в шлаке в процентах от содержания ее в топливе $a_{шл} = 8{,}73\%$; то же в I уносе $a_{ун}^{I} = 3{,}25\%$; то же во II уносе $a_{ун}^{II} = 10{,}95\%$; то же в уносе в трубу $a_{ун}^{тр} = 77{,}07\%$.

Теплотворная способность:

шлака $Q_{шл}^{г} = 304$ *ккал/кг*

I уноса $Q_{унI}^{г} = 421$ *ккал/кг*

II уноса $Q_{унII}^{г} = 429$ *ккал/кг*

уноса в дымовую трубу $Q_{ун}^{тр} = 243$ *ккал/кг*

Суммарный расход электроэнергии двигателями собственных нужд котельной $\Sigma N = 1\,190$ *квтч*

Удельный расход топлива $b = 0{,}6$ *кг/квтч* (брутто)

Расход пара на служебные нужды $D_{сл} = 500$ *кг/час*

Давление пара, расходуемого на собственные нужды, $p_к = 5$ *ата*.

Решение. Полезно использованное тепло в котельном агрегате [1]

$$Q_1 = \frac{D}{B}(i_{пе}'' - i_{пв}') = \frac{95\,480}{11\,990} \times$$

$$\times (706{,}6 - 139{,}6) = 4\,989 \text{ ккал/кг}$$

или в процентах от $Q_н^p$:

[1] Теплосодержание перегретого и насыщенного пара см. таблицу, помещенную в приложениях.

$$q_1 = \eta_{бр} = \frac{Q_1}{Q_н^р} 100 = \frac{4\,989}{6\,221} 100 = 80{,}19\%;$$

$$\Delta\eta_{сл} = \frac{D_{сл}(i_{сл} - i'_{пв})}{BQ_н^р} + \frac{b \cdot \Sigma N}{B} =$$

$$= \frac{500(656{,}4 - 139{,}5)}{11\,990 \cdot 6\,221} + \frac{0{,}6 \cdot 1\,190}{11\,990} = 0{,}00346 +$$

$$+ 0{,}00546 = 0{,}0089.$$

Коэффициент полезного действия установки нетто

$$\eta_{нт} = \eta_{бр} - \frac{Q_{сл}}{BQ_н^р} = \eta_{бр} - \Delta\eta_{сл} = 0{,}8019 - 0{,}0089 = 0{,}793.$$

Из уравнения золового баланса находим вес уноса в трубу $g_{ун}^{тр}$:

$$g_{ун}^{тр} = \frac{A^р - g_{унI}^{з.в} A_{унI}^{з.в} - g_{шл} A_{шл} - g_{унII}^{з.в} A_{унII}^{з.в}}{A_{ун}^{тр}} =$$

$$= \frac{15{,}7 - 0{,}0105 \cdot 3{,}25 - 0{,}0143 \cdot 8{,}73 - 0{,}037 \cdot 10{,}95}{77{,}07} =$$

$$= 0{,}197 \text{ кг/кг},$$

где

$$g_{унI}^{з.в} = \frac{G_{унI}}{B} = \frac{126{,}2}{11\,990} = 0{,}0105;$$

$$g_{шл} = \frac{G_{шл}}{B} = \frac{171{,}6}{11\,990} = 0{,}0143;$$

$$g_{унII}^{з.в} = \frac{G_{унII}}{B} = \frac{443{,}5}{11\,990} = 0{,}037.$$

Потери тепла от механической неполноты сгорания выявляем почленно.

1) Потеря с золой, попавшей в золовые воронки (I-й унос):

$$Q_4^{пр} = g_{пр} Q_{пр}^г = 0{,}0105 \cdot 4\,210 = 44{,}2 \text{ ккал/кг};$$

$$q_4^{пр} = \frac{Q_4^{пр}}{6\,221} 100 = 0{,}71\%.$$

2) Потеря со шлаком

$$Q_4^{шл} = g_{шл} Q_{шл}^г = 0{,}0143 \cdot 304 = 4{,}4 \text{ ккал/кг}.$$

3) Потеря с золой, попавшей в золовые воронки (II-й унос):

$$(Q_4^{ун})^{з.в} = g_{ун}^{з.в} Q_{ун}^г = 0{,}037 \cdot 4\,290 = 158{,}6 \text{ ккал/кг};$$

$$(q_4^{ун})^{з.в} = \frac{158{,}6 \cdot 100}{6\,221} = 2{,}55\%.$$

4) Потеря с уносом в дымовую трубу

$$(Q_4)^{тр} = g_{ун}^{тр} Q_{ун}^г = 0{,}197 \cdot 243{,}0 = 47{,}9 \text{ ккал/кг};$$

$$(q_4)_{тр}^{ун} = \frac{47{,}9 \cdot 100}{6\,221} = 0{,}77\%.$$

Суммарная потеря от механической неполноты горения

$$Q_4 = Q_4^{пр} + Q_4^{шл} + Q_4^{унI} + (Q_4^{ун})^{тр} = 44{,}2 + 4{,}4 +$$

$$+ 158{,}6 + 47{,}9 = 255{,}1 \text{ ккал/кг}$$

или

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_н^р} 100 = \frac{255{,}1}{6\,221} 100 = 4{,}10\%;$$

$$q_4 = q_4^{пр} + q_4^{шл} + (q_4)^{з.в} + (q_4)^{тр} = 0{,}71 + 0{,}07 + 2{,}55 +$$

$$+ 0{,}77 = 4{,}10\%.$$

Для определения величины Q_2 — потери с уходящими газами — предварительно найдем величины, входящие в уравнение (3-4)

$$K^р = C^р + 0{,}368 S_л^р = 72{,}47 + 0{,}368 \cdot 1{,}54 = 73{,}0\%;$$

$$\beta = 2{,}35 \frac{H^р - 0{,}126 \cdot O^р + 0{,}04 N^р}{K^р} =$$

$$= 2{,}35 \frac{20 - 0{,}126 \cdot 1{,}74 + 0{,}04 \cdot 0{,}55}{73{,}0} = 0{,}057.$$

Содержание CO в газах за воздухоподогревателем

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

$$= \frac{1}{0{,}6 + 0{,}057}(21 - 0{,}057 \cdot 10{,}53 - 20{,}05) = \frac{0{,}35}{0{,}657} = 0{,}53\%.$$

Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем

$$\alpha_{ух} = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{\left(O_2 - \frac{CO}{2}\right)}{(100 - RO_2 - O_2 - CO)}} =$$

$$= \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{(9{,}52 - 0{,}265)}{(100 - 20{,}05 - 0{,}53)}} = 1{,}78.$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 кг топлива (для рассматриваемого случая, когда $S_г^{об} > 0{,}3\%$):

$$V_0 = 0{,}089 C^р + 0{,}266 H^р + 0{,}0457 S_л^р - 0{,}033 O^р =$$

$$= 0{,}089 \cdot 72{,}47 + 0{,}266 \cdot 2{,}0 + 0{,}0457 \cdot 1{,}54 - 0{,}033 \cdot 1{,}74 =$$

$$= 6{,}95 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Средняя объемная теплоемкость в интервале температур от 0 до $T_{ух}$ (от 0 до 196° С):

$$C_{с.г} = C_{RO_2}\frac{RO_2}{100} + C_{CO}\frac{CO}{100} + C_{O_2}\frac{O_2}{100} + C_{N_2}\frac{N_2}{100} =$$

$$= \frac{0{,}423 \cdot 10{,}53 + 0{,}3106 \cdot 0{,}53 + 0{,}319 \cdot 9{,}52 + 0{,}3106 \cdot 79{,}42}{100} =$$

$$= 0{,}3239 \text{ ккал/нм}^3\,^\circ\text{С};$$

$$C_{вп} = 0{,}364 \text{ ккал/нм}^3\,^\circ\text{С}.$$

Подставляя найденные величины в уравнение для Q_2, получим:

$$Q_2 = \left[\left(\frac{73}{0{,}54\,(10{,}53 + 0{,}53)}\,0{,}3239 + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{9 \cdot 2{,}0 + 6{,}0 + 0{,}1293 \cdot 6{,}95 \cdot 1{,}78 \cdot 10}{80{,}4}\,0{,}364\right)\right] 196 -$$

$$- 6{,}95 \cdot 1{,}78 \cdot 24{,}0 \cdot 0{,}317 = 811{,}1 - 94{,}1 =$$

$$= 717{,}3 \text{ ккал/кг};$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_н^р}\,100 = \frac{717{,}3}{6\,221}\,100 = 11{,}53\%.$$

Потеря тепла от химической неполноты сгорания

$$Q_3 = 56{,}6K^р \cdot \frac{CO}{RO_2 + CO} = 56{,}6\,\frac{73{,}0 \cdot 0{,}53}{(10{,}53 + 0{,}53)} =$$

$$= 198 \text{ ккал/кг};$$

$$q_3 = \frac{198 \cdot 100}{6\,221} = 3{,}18\%.$$

Суммируя составляющие баланса, получим:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 80{,}19 + 11{,}53 + 3{,}17 + 4{,}10 = 98{,}99\%.$$

Следовательно, потеря в окружающую среду равна

$$q_5 = 100 - 98{,}99 = 1{,}01\%,$$

что хотя и несколько выше принимаемых значений q_5 для котлов этой мощности, но, учитывая точность измерения исходных величин, можно считать вполне приемлемым. В этом балансе тепла потери q_2, q_3 определены без поправки на q_4. Для введения этой поправки необходима дополнительная увязка баланса, которая может быть проведена двумя методами: по горючей массе и по углероду.

Сначала произведем увязку баланса по горючей массе, для чего найдем значение величины q_4' из уравнения

$$Q_2 + Q_3 + Q_4 = \left[\left(\frac{K^р}{0{,}54\,(RO_2 + CO)} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{9H^р + 0{,}1293 V_α d}{80{,}5} C_{вп}\right)\right] T_{ух}\,\frac{100 - q_4'}{100} +$$

$$+ \frac{W^р}{80{,}4} C_{вп} T_{ух} - V_α C_в t_в'\,\frac{100 - q_4'}{100} + Q_3\,\frac{100 - q_4'}{100} +$$

$$+ Q_н^р\,\frac{q_4'}{100};$$

$$Q_2 + Q_3 + Q_4 = \left[\left(\frac{73{,}0}{0\,54\,(10{,}53 + 0{,}53)}\,0{,}3239 + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{9 \cdot 2{,}0 + 0{,}1293 \cdot 6{,}5 \cdot 1{,}78 \cdot 10}{80{,}4}\,0{,}364\right)\right] \cdot 196\,\frac{100 - q_4'}{100} =$$

$$= \frac{6}{80{,}4}\,0{,}364 \cdot 196 - 6{,}95 \cdot 1{,}78 \cdot 0{,}317 \cdot 24{,}0\,\frac{100 - q_4'}{100} +$$

$$+ 198\,\frac{100 - q_4'}{100} + 6\,221\,\frac{q_4'}{100}.$$

Произведя некоторые преобразования, получим:

$$116\,470 - 80\,500 + 9\,400 - 19\,800 = 94q_4' - 805{,}6q_4' -$$

$$- 198q_4' + 6\,221q_4'$$

или

$$25\,514 = 5311{,}4q_4';$$

$$q_4' = \frac{25\,514}{5311{,}4} = 4{,}8\%.$$

После определения q_4' найдем уточненное значение потерь с учетом найденной потери от механической неполноты сгорания:

$$Q_2' = 717{,}3\,\frac{100 - q_4'}{100} + 5{,}3 - 94{,}1 \cdot \frac{100 - q_4'}{100} =$$

$$= 717{,}3 \cdot 0{,}952 + 5{,}3 - 94{,}1 \cdot 0{,}952 = 598{,}4 \text{ ккал/кг}$$

или в % от

$$q_2 = \frac{Q_2'}{Q_н^р}\,100 = \frac{598{,}4}{6\,221} \cdot 100 = 9{,}62\%.$$

Потеря от химической неполноты сгорания Q_3' с учетом поправки на механический недожог

$$Q_3' = Q_3\,\frac{100 - q_4'}{100} = 198 \cdot 0{,}952 = 188{,}5 \text{ ккал/кг};$$

$$q_3' = \frac{Q_3'}{Q_н^р}\,100 = \frac{188{,}5}{6\,221} \cdot 100 = 3{,}03\%.$$

Уточненная потеря от механической неполноты сгорания

$$Q_4' = \frac{Q_н^р \cdot q_4'}{100} = \frac{6\,221 \cdot 4{,}8}{100} = 298{,}6 \text{ ккал/кг}.$$

Уточненный баланс тепла установки будет:

$$q_1 + q_2' + q_3' + q_4' + q_5 = 80{,}19 + 9{,}72 + 3{,}03 + 4{,}8 +$$

$$+ 1{,}0 = 98{,}74,$$

т. е. имеем невязку 1,26%, на которую следует увеличить q_4 и повторить подсчет наново.

Для сравнения произведем увязку баланса по углеродному методу. За исходную величину q_4 для

увязки возьмем значение подсчитанной нами потери от механической неполноты сгорания $q_4 = 4{,}10\%$:

$$\beta' = 2{,}35\,\frac{H^p - 0{,}126O^p + 0{,}04N^p}{K^{p'}} =$$

$$= 2{,}35\,\frac{2{,}0 - 0{,}126 \cdot 1{,}74 + 0{,}04 \cdot 0{,}55}{69{,}89} = 0{,}059,$$

где

$$K^{p'} = K^p - q_4\frac{Q_н^p}{8\,100} = 73{,}0 - 4{,}10\frac{6\,221}{8\,100} = 73 - 3{,}15 =$$

$$= 69{,}89\%.$$

Новое значение CO′:

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

$$= \frac{1}{0{,}6 + 0{,}059}(21 - 0{,}059 \cdot 10{,}53 - 20{,}05) = 0{,}5\%.$$

Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{ух}$ по новому значению CO′

$$\alpha_{ух} = \frac{1}{1 - \frac{79}{21}\frac{(O_2 - 0{,}5CO)}{N_2}} = \frac{1}{1 - \frac{79}{21}\frac{(9{,}52 - 0{,}25)}{(100 - 20{,}05 - 0{,}50)}} =$$

$$= 1{,}78.$$

Находим Q_3':

$$Q_3' = 56{,}6K^{p'}\frac{CO}{(RO_2 + CO)} = \frac{56{,}6 \cdot 69{,}89 \cdot 0{,}50}{(10{,}53 + 0{,}50)} =$$

$$= 179{,}5\ ккал/кг$$

или в % от $Q_н^p$:

$$q_3' = \frac{Q_3'}{Q_н^p}100 = \frac{179{,}5}{6\,221}100 = 2{,}88\%.$$

$$V_0' = 0{,}089 \cdot 69{,}32 + 0{,}266 \cdot 2{,}0 + 0{,}0457 \cdot 1{,}54 - 0{,}033 \cdot 1{,}74 =$$

$$= 6{,}71\ нм^3/кг.$$

Потеря с уходящими газами (Q_2' и q_2')

$$Q_2' = \left[\left(\frac{K^{p'}}{0{,}54\,(RO_2 + CO)}C_{с.г} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{9H^p + W^p + 0{,}1293V_0^{\alpha_{ух}}d}{80{,}4}C_{вп}\right)\right]T_{ух} - V_0^{\alpha'_{ух}}C_в t_в' =$$

$$= \left[\left(\frac{69{,}89}{0{,}54\,(10{,}53 + 0{,}50)}0{,}337 + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{9 \cdot 2{,}0 + 6{,}0 + 0{,}1293 \cdot 6{,}71 \cdot 1{,}78 \cdot 10}{80{,}4}0{,}364\right)\right] \cdot 196 -$$

$$- 6{,}71 \cdot 1{,}78 \cdot 24{,}2 \cdot 0{,}317 = 745\ ккал/кг$$

или в % от $Q_н^p$:

$$q_2' = \frac{Q_2'}{Q_н^p}100 = \frac{745}{6\,221}100 = 11{,}91\%.$$

Определяем q_4' как остаточный член теплового баланса

$$q_4' = 100 - 80{,}19 - 11{,}91 - 2{,}88 - 1{,}00 = 4{,}02\%,$$

что дает невязку первого круга приближения

$$4{,}1 - 4{,}02 = 0{,}08.$$

Как видим, баланс увязывается по углеродному методу несколько точнее, чем при увязке по горючей массе, где невязка получилась равной 1,2%. Но разница между невязками невелика, что говорит о равноценности в смысле точности обоих методов увязки.

Задача 3-2. Определить к. п. д. брутто и нетто вертикально-водотрубного котла поверхностью нагрева 1 500 $м^2$, под которым сжигается в пылевидном состоянии антрацитовый штыб следующего состава: $C^p = 73{,}04\%$; $H^p = 1{,}16\%$; $N^p = 0{,}4\%$; $O^p = 1{,}09\%$; $A^p = 19{,}45\%$; $W^p = 4{,}38\%$; $S_л^p = 1{,}26\%$; $Q_н^p = 6\,136$ $ккал/кг$

Расход сжигаемого топлива $B = 12\,810\ кг/час$

Расход пара $D = 90\,200\ кг/час$

Температура перегретого пара $t_{пе}'' = 394{,}0°$ C

Давление пара в котле $p_к = 28{,}6\ ата$

Теплосодержание питательной воды $i_{п.в}' = 118{,}3\ ккал/кг$

Суммарный расход электроэнергии для питания двигателей собственных нужд котельной $\Sigma N = 1\,200\ квтч$

Удельный расход топлива $b = 0{,}6\ кг/квтч$ (брутто)

Расход пара на собственные нужды котельной $D_{сл} = 500\ кг/час$

Давление пара, расходуемого на собственные нужды котельной, $p_{сл} = 5\ ата$.

Ответ: $\eta_{бр} = q_1 = 74{,}6\%$; $\eta_{нт} = 68{,}6\%$.

Задача 3-3. По точной и приближенной формулам подсчитать потерю с уходящими газами Q_2 и q_2 при сжигании в пылевидном состоянии антрацитового штыба состава, приведенного в условиях задачи 3-2. Известны следующие данные испытаний: температура газов за воздушным подогревателем $T_{ух} = 180°$ C; средняя температура воздуха в котельной $t_в = 41°$ C; влагосодержание воздуха $d_в = 10\ г/кг$.

Содержание RO_2 за воздухоподогревателем 12,5%; содержание $RO_2 + O_2$ за воздухоподогревателем 20,3%. Потеря от механической неполноты сгорания $q_4 = 8\%$.

Ответ. $(q_2)_{точ} = 8{,}34\%$.

Задача 3-4. Определить суммарную потерю от механической неполноты сгорания Q_4 и в отдельности ее составляющие при сжигании мелочи дальневосточного бурого угля на цепной решетке под котлом паропроизводительностью $D=10$ *т/час*, если известны следующие данные испытаний. Состав топлива: $C^p=39{,}55\%$; $H^p=3{,}16\%$; $S^p_л=0{,}3\%$; $N^p=1{,}12\%$; $A^p=19{,}76\%$; $W^p=23{,}5\%$; $O^p=12{,}61\%$; $Q^p_н=3600$ *ккал/кг*.

Длительность испытаний $\tau=9{,}13$ часа

Количество топлива, сожженного за опыт, $\tau B=18\,500$ *кг*

Характеристка очаговых остатков:

Провал I

Спущено I провала за опыт $\tau G_{прI}=694$ *кг*

Содержание золы в I провале $A^p_{прI}=22{,}95\%$

Теплотворная способность I провала $Q^г_{прI}=3621$ *ккал/кг*

Провал II

Спущено II провала за опыт $\tau G_{прII}=443$ *кг*

Содержание золы во II провале $A^p_{прII}=51{,}6\%$

Теплотворная способность II провала $Q^г_{прII}=3010$ *ккал/кг*

Шлак

Спущено шлака за опыт $\tau G_{шл}=1580$ *кг*

Содержание золы в шлаке $A^p_{шл}=74{,}4\%$

Теплотворная способность шлака $Q^г_{шл}=211$ *ккал/кг*

Унос

Содержание золы в уносе $A^p_{ун}=67{,}4\%$

Теплотворная способность уноса $Q^г_{ун}=128{,}6$ *ккал/кг*

Ответ. $q_4^{шл}=0{,}5\%$; $q_4^{прI}=3{,}8\%$; $q_4^{прII}=2{,}0\%$; $q_4^{ун}=0{,}6\%$, $q_4=6{,}9\%$.

Задача 3-5. Определить потери (Q_2); q_2 и (Q_3); q_3 при сжигании в пылевидном состоянии тощего угля под котлом поверхностью нагрева $H=730$ *м*^{2}, если известны следующие данные испытаний. Состав топлива: $C^p=79{,}22\%$; $H^p=3{,}7\%$; $N^p=1{,}67\%$; $O^p=2{,}42\%$; $W^p=0{,}32\%$; $A^p=11{,}67\%$; $S^p_л=1{,}0\%$; $Q^p_н=7265$ *ккал/кг*.

Потеря от механической неполноты горения $q_4=1{,}5\%$

Средняя температура воздуха в котельной $t_в=30{,}0^\circ$ C

Влагосодержание воздуха в котельной $d_в=9$ *г/кг*

Температура газов за воздушным подогревателем $T_{ух}=212^\circ$ C

Содержание RO_2 за воздухоподогревателем 12,3%

Содержание RO_2+O_2 за воздухоподогревателем 19,6%

Ответ. $Q_2=773$ *ккал/кг*; $q_2=10{,}6\%$; $Q_3=47{,}1$ *ккал/кг*; $q_3=0{,}6\%$.

Задача 3-6. Для топлива состава, указанного в условиях задачи 3-5, определить потерю от механической неполноты сгорания при пылевидном его сжигании. Известны следующие данные испытаний:

Часовой расход топлива $B=3018$ *кг/час*

Количество уноса за котлом $G_{ун}=51{,}6$ *кг/час*

Содержание золы в уносе за котлом $A^p_{ун}=91{,}1\%$

Содержание горючего в уносе за котлом $C^г=8{,}5\%$

Теплотворная способность уноса $Q^г_{ун}=6820$ *ккал/кг*

Количество уноса за воздухоподогревателем $G_{ун}=66$ *кг/час*

Содержание золы в уносе за воздухоподогревателем $A^p_{ун}=91{,}5\%$

Содержание горючего в уносе за воздухоподогревателем $C^г=8{,}2\%$

Теплотворная способность уноса $Q^г_{ун}=6540$ *ккал/кг*

Содержание золы в уносе в дымовую трубу $A^{тр}_{ун}=79{,}0\%$

Теплотворная способность уноса в дымовую трубу $Q^г_{ун}=3124$ *ккал/кг*

Содержание горючего в уносе в дымовую трубу $C^г_{ун}=20{,}8\%$

Ответ. $Q_4=98$ *ккал/кг*; $q_4=1{,}5\%$.

Задача 3-7. Определить потерю тепла от химической неполноты сгорания Q_3 и с уходящими газами Q_2 с учетом механического недожога для топлива состава, указанного в условиях задачи 3-4, если известны следующие данные испытаний:

Содержание RO_2 за установкой 10,2%

Содержание (RO_2+O_2) за установкой 19,6%

Температура уходящих газов $T_{ух}=308°$ С

Средняя температура воздуха в котельной $t_в^{ср}=29{,}3°$ С

Влагосодержание воздуха в котельной $d_в=10$ *г/кг*

Потеря от механической неполноты сгорания $q_4=8{,}8\%$

Ответ. $Q_3'=91{,}5$ *ккал/кг*;

$Q_2'=649{,}4$ *ккал/кг*.

Задача 3-8. Определить потерю тепла от химической неполноты сгорания Q_3 и суммарную потерю от механической неполноты сгорания Q_4 при сжигании в пылевидном состоянии смеси тощего угля с антрацитовым штыбом в пропорции 1 : 1. Известны следующие данные испытаний:

Состав смеси: $C^р=77{,}15\%$; $H^р=2{,}71\%$; $N^р=1{,}2\%$; $O^р=2{,}56\%$; $W^р=0{,}61\%$; $A^р=14{,}84\%$; $S^р=0{,}93\%$; $Q_н^р=6\,806$ *ккал/кг*

Расход топлива $B=1\,870$ *кг/час*

Содержание RO_2 за дымососом 12,7%

Содержание RO_2+O_2 за дымососом 19,9%

Количество уноса за котлом $G_{ун}=175$ *кг/час*

Содержание золы в уносе за котлом $A_{ун}^р=50{,}8\%$

Теплотворная способность

$$Q_{ун}^г=2\,157 \text{ ккал/кг}$$

Содержание горючего $C_{ун}^г=27\%$

Количество уноса за воздухоподогревателем $G_{ун}^{вп}=212$ *кг/час*

Содержание золы $A_{ун}^р=71{,}6\%$

Теплотворная способность

$$Q_{ун}^г=2\,170 \text{ ккал/кг}$$

Содержание горючего $(C^г)_{ун}^{вп}=27{,}6\%$

Унос в дымовую трубу

Процентное содержание золы в уносе $(A_{ун}^р)_{тр}=80\%$

Процентное содержание горючего в уносе $C_{тр}^г=20\%$

Теплотворная способность уноса

$$Q_{ун}^г=6\,150 \text{ ккал/кг}$$

Ответ. $Q_3=34$ *ккал/кг*; $q_3=0{,}5\%$,

$q_4=6{,}8\%$; $Q_4=421$ *ккал/кг*.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

4-1. ОБЪЕМ ТОПКИ И ПЛОЩАДЬ ЗЕРКАЛА ГОРЕНИЯ

Зависимость между паропроизводительностью котла и мощностью топки может быть выражена следующими уравнениями:

$$D = \left[\frac{Q}{R}\right] \cdot R \cdot \left[\frac{\eta_y}{\Delta i_y}\right] \quad кг/час, \qquad (4\text{-}1)$$

$$D = \left[\frac{Q}{V_m}\right] V_m \left[\frac{\eta_y}{\Delta i_y}\right] \quad кг/час, \qquad (4\text{-}2)$$

где D — паропроизводительность котла, *кг/час*;

R — площадь решетки, $м^2$ (a — ширина решетки, *м* и l — активная длина решетки, *м*);

V_m — объем топки, $м^3$;

η_y — к. п. д. котельной установки;

Δi_y — приращение теплосодержания теплоносителя в установке, *ккал/кг*;

Q/V_m — видимое тепловое напряжение объема топки, $ккал/м^3\ час$ (см. табл. 4-1);

Q/R — видимое тепловое напряжение зеркала горения, $ккал/м^2\ час$ (см. табл. 4-1)

Объем топки, найденный по уравнению (4-2), является минимально необходимым по условиям горения.

Задача 4-1. Котел морского типа, работающий на мазуте, требуется переоборудовать для сжигания твердого топлива — донецкого длиннопламенного угля, — не уменьшая первоначальной паропроизводительности $D = 40\ т/час$ и сохраняя прежние параметры:

$$P_к = 30\ ата,\ t''_{пе} = 400°\text{C},$$

$$i_{пе} = 120{,}3\ ккал/кг,\ \eta_y = 0{,}8.$$

Определить размеры цепной решетки при работе на длиннопламенном угле.

Решение. Для длиннопламенного угля видимое тепловое напряжение активной части беспровальной цепной решетки можно принять равным (см. табл. 4-1)

$$Q/R = 1\,300\,000\ ккал/м^2\ час.$$

ТАБЛИЦА 4-1

Тепловые напряжения топок

Род топлива	Q/R, тыс. $ккал/м^2 час$	Q/V_m тыс. $ккал/м^3 час$
Камерные топки		
Антрациты	—	150
Тощие угли в топках с фронтовыми горелками	—	160
То же в топках с угловыми горелками	—	220
Каменные угли при $V^z < 25\%$	—	180
То же при $V^z > 25\%$	—	200
Бурые угли в пылеугольных топках	—	250
То же в шахтно-мельничных топках	—	175
Фрезерный торф	—	200
Мазут в неэкранированных топках	—	250
То же в экранированных топках	—	300
Доменный газ	—	200
Природный газ в неэкранированных топках	—	250
То же в экранированных топках	—	300
Слоевые топки		
Антрациты АС	1 200	300
Каменные угли (на цепных решетках)	1 300	300
Бурые угли (на цепных решетках)	1 000	300
Торф (на цепных решетках)	2 000	300
Щепа (на цепных решетках)	1 100	300
Челябинский уголь (в наклонно-переталкивающих топках)	900	300
Подмосковный (в наклонно-переталкивающих топках)	750	300
Несортированные антрациты (в ручных топках)	800	300
Сортированные антрациты (в ручных топках)	1 000	300
Каменные угли (в ручных топках)	900	250
Бурые угли при $W^p < 25\%$ (в ручных топках)	900	250
То же при $W^p > 25\%$ (в ручных топках)	800	250
Торф, дрова в шахтных топках	1 100	300

Определяем величину активной площади решетки

$$R=\frac{D(i''_{пе}-i_{пв})}{(Q/R)\eta_y}=\frac{40\,000\,(770{,}8-120{,}3)}{1\,300\,000\cdot 0{,}8}=25{,}0\ м^2.$$

Подбираем беспровальную цепную решетку БЦР конструкции ЦКТИ шириной 4,52 *м*, с расстоянием между осями переднего и заднего валов 7,9 *м*, что дает общую площадь всей решетки

$$R_{общ}=7{,}9\cdot 4{,}52=35{,}6\ м^2.$$

Объем топки при тепловом напряжении $Q/V_m=300\cdot 10^3$ *ккал/м³ час* (см. табл. 4-1)

$$V_m=\frac{40\,000\,(770{,}8-120{,}3)}{300\,000\cdot 0{,}8}=108{,}5\ м^3$$

и окончательную величину ее объема получим после конструктивного оформления ее и размещения необходимых экранов.

Задача 4-2. Определить основные размеры наклонно-переталкивающей решетки, которую требуется установить под вертикально-водотрубным котлом паропроизводительностью 22 *т/час*, если известны следующие данные:

Давление пара в котле $p_к=35$ *ата*, $t''_{пе}=420°$ С

Теплосодержание питательной воды $i_{пв}=140{,}8$ *ккал/кг*

Температура уходящих газов $t_{ух}=200°$ С

Температура воздуха в котельной $t_{х.в}=30°$ С

Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_т=1{,}25$, $\alpha_{ух}=1{,}55$

Топливо — подмосковный уголь марки БМ состава: $C^р=30{,}5\%$, $H^р=2{,}3\%$, $O^р=9{,}2\%$, $S^р_л=2{,}6\%$, $N^р=0{,}6\%$, $W^р=33\%$, $A^р=21{,}8\%$

Влагосодержание воздуха $d_в=8$ *г/кг*

$$Q^р_н=2\,640\ ккал/кг$$

Ширина котла в свету 4,2 *м*

Потеря от химической неполноты горения $q_3=1{,}5\%$

Потеря от механической неполноты горения $q_4=5{,}5\%$

Потеря в окружающую среду котлом $q_5=1{,}5\%$

Решение. Расчет ведем по нормам ЦКТИ.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 *кг* топлива

$$L'_0=0{,}0889C^р+0{,}266\left(H^р-\frac{O^р}{8}\right)+0{,}033S^р_л=$$
$$=0{,}0889\cdot 30{,}5+0{,}266\left(2{,}3-\frac{9{,}2}{8}\right)+0{,}033\cdot 2{,}6=$$
$$=3{,}1\ нм^3/кг.$$

То же с учетом поправки на механический недожог

$$L_0=(1-q_4)L'_0=(1-0{,}055)\,3{,}1=0{,}945\cdot 3{,}1=$$
$$=2{,}93\ нм^3/кг.$$

Количество сухих трехатомных газов с учетом механического недожога на 1 *кг* топлива

$$V_{RO_2}=(1-q_4)\,0{,}0185\,(C^р+0{,}37S^р)=$$
$$=0{,}945\cdot 0{,}0185\,(30{,}5+0{,}37\cdot 2{,}6)=0{,}55\ нм^3/кг.$$

Теоретический объем двухатомных газов при $\alpha=1{,}0$

$$V^0_{R_2}=0{,}79L'_0+0{,}008N^р=0{,}79\cdot 3{,}1+0{,}008\cdot 0{,}6=$$
$$=2{,}454\ нм^3/кг.$$

Объем двухатомных газов с поправкой на механический недожог при $\alpha=1{,}25$

$$V'_{R_2}=V^0_{R_2}+(\alpha-1)L'_0=2{,}454+(1{,}25-1{,}0)\,2{,}93=$$
$$=3{,}186\ нм^3/кг.$$

Объем водяных паров

$$V'_{H_2O}=0{,}0124\,(9H^р+W^р+W^д)=0{,}0124\,(9\cdot 2{,}3+$$
$$+33{,}0+2{,}93)=0{,}702\ нм^3/кг.$$

Здесь $W^д=0{,}1\cdot\alpha L_0\cdot d_в=0{,}1\cdot 1{,}25\cdot 2{,}93\cdot 8{,}0=2{,}93$ *кг/кг*.

Суммарный объем продуктов сгорания в топке

$$V_г=V_{RO_2}+V'_{R_2}+V_{H_2O}=0{,}55+3{,}186+$$
$$+0{,}702=4{,}438\ нм^3/кг.$$

Объем двухатомных газов при $\alpha_{ух}=1{,}55$ с поправкой на механический недожог

$$V'_{R_2}=V^0_{R_2}+(\alpha-1)L_0=2{,}454+$$
$$+(1{,}55-1{,}0)\ 3{,}1=4{,}16\ нм^3/кг,$$

$$V_{R_2}=(1-q_4)\,V'_{R_2}=0{,}945\cdot 4{,}16=3{,}93\ нм^3/кг.$$

Суммарный объем продуктов сгорания при $\alpha_{ух}=1{,}55$

$$V_г=0{,}55+3{,}93+0{,}71=5{,}19\ нм^3/кг.$$

Здесь $V_{H_2O}=0{,}0124\,(9H^р+W^р+W^д)=0{,}0124\,(9\cdot 2{,}3+$
$+33{,}0+3{,}63)=0{,}71$ *нм³/кг*;

$$W^д=0{,}1\alpha_{ух}L_0d_в=0{,}1\cdot 1{,}55\cdot 2{,}93\cdot 8=3{,}63\ кг/кг.$$

Теплосодержание уходящих газов

$$(V_гC_г)\,t_{ух}=V_{RO_2}C_{CO_2}+V_{P_2}C_{N_2}+V_{H_2O}C_{H_2O}=$$
$$=0{,}55\cdot 0{,}4318+3{,}93\cdot 0{,}3112+0{,}71\cdot 0{,}3624=$$
$$=1{,}714\ ккал/кг.$$

Тепло холодного воздуха

$$Q_{х.в}=L_0\alpha_{ух}C_в\,t_в=2{,}93\cdot 1{,}55\cdot 0{,}315\cdot 30=42{,}8\ ккал/кг.$$

Потеря тепла с уходящими газами

$$q_2=\frac{(V_гC_г)\,t_{ух}-Q_{х.в}}{Q^р_н}\cdot 100=\frac{1{,}714\cdot 200-42{,}8}{2\,640}\times$$
$$\times 100=11{,}4\%.$$

Коэффициент полезного действия установки

$$\eta_y = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 = 100 - 11{,}4 - 1{,}5 - 5{,}5 - 1{,}5 = 80{,}1\%.$$

Часовой расход топлива

$$B = \frac{D(i''_{пе} - i_{пв})}{Q^p_н \eta_y} = \frac{22\,000(779{,}8 - 140{,}8)}{2\,640 \cdot 0{,}801} = 6\,650 \text{ кг/час}.$$

Принимаем видимое тепловое напряжение зеркала горения равным $Q/R = 800 \cdot 10^3$ *ккал/м² час*.

Активная площадь решетки

$$R = \frac{BQ^p_н}{(Q/R)} = \frac{6\,650 \cdot 2\,640}{800\,000} = 21{,}9 \text{ м}^2.$$

Принимаем активную длину зеркала горения $l = 5{,}3$ *м*. Тогда ширина решетки

$$a = \frac{R}{l} = \frac{21{,}9}{5{,}3} = 4{,}13 \text{ м}.$$

Выбираем по атласу „Энергооборудование СССР" [Л. 5] две решетки типа ПР каждая шириной 1 990 *мм*.

Тепловое напряжение топочной камеры принимаем

$$Q/V_т = 250 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \text{ час}.$$

Объем топочной камеры

$$V_т = \frac{BQ^p_н}{Q/V_т} = \frac{6\,650 \cdot 2\,640}{250\,000} \approx 70 \text{ м}^3.$$

Высота топки (ориентировочная), считая, что она будет иметь форму параллелепипеда,

$$h = \frac{V_т}{R} = \frac{70}{21{,}9} = 3{,}2 \text{ м}.$$

Задача 4-3. Определить размеры ручной колосниковой решетки, предназначенной для сжигания 600 *кг/час* донецкого газового угля с выходом летучих $V^г = 39\%$ и $Q^p_н = 5\,900$ *ккал/кг*.

Решение. Выбираем по табл. 4-1 Q/R и $Q/V_т$ для газового угля при сжигании на ручной решетке

$$\frac{Q}{R} = 900 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$$

и

$$\frac{Q}{V_т} = 250 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^3 \text{ час}.$$

Количество тепла, получаемое при сжигании 600 *кг/час* газового угля, будет равно:

$$Q = 600 \cdot 5\,900 = 3\,540\,000 \text{ ккал/час}.$$

Размер площади решетки

$$R = \frac{3\,540\,000}{900 \cdot 10^3} = 3{,}93 \text{ м}^2.$$

Принимаем длину решетки равной 2,0 *м* (ручные решетки длиной более 2,4 *м* брать не рекомендуется из-за затруднений при обслуживании), тогда ширина решетки

$$a = \frac{R}{l} = \frac{3{,}93}{2{,}0} = 1{,}97 \text{ м}.$$

Объем топочной камеры

$$V_т = \frac{BQ^p_н}{Q/V_т} = \frac{600 \cdot 5\,900}{250 \cdot 10^3} = 14{,}16 \text{ м}^3.$$

Высота топочной камеры (принимая, что она будет иметь форму, близкую к параллелепипеду)

$$h = \frac{V_т}{a \cdot l} = \frac{14{,}16}{1{,}97 \cdot 2{,}0} \approx 3{,}6 \text{ м}.$$

Задача 4-4. Определить основные размеры беспровальной цепной топки БЦР, предназначенной для вертикально-водотрубного котла поверхностью нагрева 500 *м²*.

Тепловое напряжение поверхности нагрева котла $D/H_к = 40$ *кг/м² час*

Давление пара в котле $p_к = 30$ *ата*, $t^{\sim}_{пе} = 400°$ С

Теплосодержание питательной воды $i_{п.в} = 120{,}3$ *ккал/кг*

Температура уходящих газов $t_{ух} = 200°$ С

Температура воздуха в котельной $t_в = 30°$ С

Коэффициенты избытка воздуха: $\alpha_т = 1{,}25$, $\alpha_{ух} = 1{,}6$

Топливо — гидроторф состава: $C^p = 33{,}85\%$, $H^p = 3{,}35\%$, $S^p_л = 0{,}0\%$, $O^p = 19{,}6\%$, $N^p = 1{,}0\%$; $W^p = 39{,}7\%$, $A^p = 2{,}5\%$, $Q^p_н = 2\,820$ *ккал/кг*

Ширина котла в свету 4,2 *м*

Решение. Часовая паропроизводительность котла

$$D = H_к \frac{D}{H_к} = 40 \cdot 500 = 20\,000 \text{ кг/час}.$$

Потери тепла для беспровальной цепной топки БЦР могут быть приняты равными:

потеря от химической неполноты горения $q_3 = 1{,}0\%$,

потеря от механической неполноты горения $q_4 = 3{,}0\%$,

потеря в окружающую среду $q_5 = 1{,}5\%$.

По нормам ЦКТИ теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 *кг* топлива при нормальных условиях (0° С и 760 *мм* рт. ст.)

$$L'_0 = 0{,}0889\,C^p + 0{,}266\left(H^p - \frac{O^p}{8}\right) + 0{,}033\,S^p_л = 0{,}0889 \cdot 33{,}85 + 0{,}266\left(3{,}35 - \frac{19{,}6}{8}\right) = 3{,}75 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Теоретически необходимое количество воздуха с учетом поправки на механический недожог топлива

$$L_0 = (1 - q_4) L'_0 = (1 - 0{,}3)\,3{,}75 = 3{,}64 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Количество сухих трехатомных газов (с учетом механического недожога) на 1 *кг* топлива

$$V_{RO_2} = (1 - q_4)\,0{,}0185\,(C^p + 0{,}37\,S^p_л) = 0{,}97 \cdot 0{,}0185 \times \times 33{,}85 = 0{,}61\ нм^3/кг.$$

Теоретический объем двухатомных газов (азот + + кислород) при $\alpha = 1{,}0$

$$V^{0'}_{R_2} = 0{,}79\,L'_0 + 0{,}008\,N^p = 0{,}79 \cdot 3{,}75 + 0{,}008 \cdot 1{,}0 = = 2{,}97\ нм^3/кг.$$

Объем двухатомных газов при $\alpha = 1{,}25$ (с учетом механического недожога)

$$V'_{R_2} = V^{0'}_{R_2} + (\alpha - 1)\,L'_0 = 2{,}97 + (1{,}25 - 1)\,3{,}75 = = 3{,}91\ нм^3/кг,$$

$$V_{R_2} = (1 - q_4)\,V'_{R_2} = 0{,}97 \cdot 3{,}91 = 3{,}8\ нм^3/кг.$$

Объем водяных паров

$$V'_{H_2O} = 0{,}0124\,(9H^p + W^p + W^д) = 0{,}0124\,(9 \cdot 3{,}35 + + 39{,}70 + 3{,}64) = 0{,}92\ нм^3/кг,$$

где $W^д$ — влага, вносимая в топку с воздухом, определена по формуле $W^д = 0{,}1\,\alpha L_0 d_в = 0{,}1 \cdot 1{,}25 \cdot 3{,}64 \times \times 8{,}0 = 3{,}64\ кг/кг$.

Суммарный объем продуктов сгорания в топке

$$\Sigma V = V_{RO_2} + V'_{R_2} + V_{H_2O} = 0{,}61 + 3{,}8 + 0{,}92 = = 5{,}33\ нм^3/кг.$$

Объем двухатомных газов при $\alpha_{ух} = 1{,}6$ (с учетом механического недожога)

$$V'_{R_2} = V^{0'}_{R_2} + (\alpha - 1)\,L_0 = 3{,}91 + (1{,}6 - 1)\,3{,}75 = = 6{,}16\ нм^3/кг;$$

$$V_{R_2} = (1 - q_4)\,V'_{R_2} = 0{,}97 \cdot 6{,}16 = 5{,}97\ нм^3/кг.$$

Суммарный объем продуктов сгорания при $\alpha_{ух} = 1{,}6$

$$\Sigma V = V_{RO_2} + V_{R_2} + V_{H_2O} = 0{,}61 + 5{,}97 + 0{,}92 = = 7{,}50\ нм^3/кг.$$

Потеря тепла с уходящими газами

$$q_2 = \frac{(\Sigma VC)t_{ух} - Q_{х.в}}{Q^p_н}\,100 = \frac{479 - 55{,}4}{2\,820}\,100 = 15\%;$$

здесь $(\Sigma VC)\,t_{ух}$ — теплосодержание уходящих газов, определяемое по формуле

$$(\Sigma VC)\,t_{ух} = V_{RO_2} C_{CO_2} + V_{R_2} C_{N_2} + V'_{H_2O}\,C_{вп} = = (0{,}612 \cdot 0{,}429 + 5{,}97 \cdot 0{,}3106 + 0{,}915 \cdot 0{,}3635)\,200 = = 2{,}395 \cdot 200 = 479\ ккал/кг.$$

Тепло холодного воздуха

$$Q_{х.в} = L_0\,\alpha_{ух} C_в\,t_{х.в} = 3{,}64 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}315 \cdot 30 = 55{,}4\ ккал/кг.$$

Коэффициент полезного действия котельной установки

$$\eta_у = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5^{к.у} = 100 - 15{,}0 - 1{,}0 - -3{,}0 - 1{,}5 = 79{,}5\%.$$

Часовой расход топлива

$$B = \frac{D\,(i''_{пе} - i_{пв})}{Q^p_н\,\eta_у} = \frac{20\,000\,(770{,}8 - 120{,}3)}{2\,820 \cdot 0{,}795} = 5\,800\ кг/час.$$

Принимая видимое тепло — напряжение зеркала горения для беспровальной цепной топки БЦР при $W^p = 40\%$ равным $\frac{Q}{R} = 2\,000$ тыс. *ккал/м² час*, определим размер решетки

$$R = \frac{D\,(i''_{пе} - i_{пв})}{Q/R\eta_у} = \frac{20\,000 \cdot 650{,}5}{2\,000\,000 \cdot 0{,}795} = 8{,}2\ м^2.$$

У нормальной модели беспровальной цепной топки БЦР расстояние между центрами передних и задних зубчатых колес равно около 6 *м*. Это дает возможность получить зеркало горения активной длиной $l = 2{,}85$ *м*.

Находим ширину решетки:

$$a = \frac{R}{l} = \frac{8.2}{2{,}85} = 2{,}87\ м \approx 3\ м.$$

При тепловом напряжении топочного объема

$$\frac{Q}{V_m} = 350\,000\ ккал/м^3\ час.$$

Объем топочной камеры

$$V_m = \frac{D\,(i''_{пе} - i_{пв})}{Q/V_m\eta_у} = \frac{20\,000 \cdot 650{,}5}{350\,000 \cdot 0{,}795} = 46{,}8\ м^3,$$

откуда высота топки (ориентировочно), считая, что она будет иметь форму, близкую к параллелепипеду,

$$h = \frac{V_m}{R} = \frac{46{,}8}{8{,}2} = 5{,}7\ м.$$

4-2. РАСЧЕТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ ПО НОРМАМ ЦКТИ

В табл. 4-2 и 4-3 приведены основные расчетные параметры слоевых и камерных топок по данным ЦКТИ, в табл. 4-4 основные размеры беспровальных цепных решеток (БЦР) системы ЦКТИ, в табл. 4-5 характеристики шахтных мельниц, изготовляемых заводом „Комега".

Расчет по заданной температуре газов, покидающих топку, обычно производят при проектировании новых конструкций. В этом случае к расчету топки приступают после того, как определены состав и теплосодержание продуктов горения, установлены количества тепла, вносимые в топку с воздухом, и потери в топке. На основании этих данных

ТАБЛИЦА 4-2

Основные расчетные параметры слоевых топок по данным ЦКТИ

Тип топки и сорт топлива	Допустимое видимое теплонапряжение активной части зеркала горения (при нормальной нагрузке котла) Q/R *ккал/м² час* (R — активная часть зеркала горения, *м²*)	Допустимое теплонапряжение топочного объема (при нормальной нагрузке котла Q/V_m, *ккал/м³ час*	Потери в топке от механической и химической неполноты горения (q_3+q_4), %		Коэффициент избытка воздуха в топке при нормальной и максимальной нагрузках (с учетом присоса) α_m	Необходимое давление воздуха под решеткой при максимальной нагрузке p, *мм* вод. ст.	Максимально-допустимая температура воздуха под решеткой при нормальной нагрузке, °С *
			при нормальной нагрузке	при максимальной нагрузке			
А. РУЧНЫЕ ТОПКИ							
Плоские колосниковые решетки							
Сортированные антрациты	$1\,000\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	5+2	6+3	1,4	80	20
Несортированные антрациты	$800\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	8+2	10+3	1,5	100	20
Смесь 85% АРШ+15% ПЖ	$900\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	8+2	10+3	1,5	100	20
Каменные угли, слабо и умеренно спекающиеся (донецкие Д и Г, прокопьевский, карагандинский) и т. п.	$900\cdot10^3$	$250\cdot10^3$	4+3	5+4	1,4	50	20
То же, неспекающиеся (араличевский и т. п.)	$900\cdot10^3$	$250\cdot10^3$	5+2	6+3	1,4	50	20
Бурые угли (рядовые) влажностью до 25% (подмосковный, богословский и т. п.)	$800\cdot10^3$	$250\cdot10^3$	5+3	6+4	1,4	50	20
Шахтные топки							
Торф кусковой влажностью $W^p=40\%$ при зольности $A^p=10\%$	$1\,100\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	1+3	1+4	1,3	40	20
Дрова влажностью 40%	$1\,100\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	1+3	1+4	1,3	40	20
Финские топки							
Щепа влажностью $W^p=40$—50%	$800\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	1+2	2+3	1,3	30	20
Б. НАКЛОННО-ПЕРЕТАЛКИВАЮЩИЕ РЕШЕТКИ ПР-1**							
Подмосковный уголь рядовой с мелочью	$800\cdot10^3$	$250\cdot10^3$	7	9	1,35	50	200
То же, с мелочью с „семечком"	$800\cdot10^3$	$250\cdot10^3$	6	8	1,35	50	200
В. ЦЕПНЫЕ РЕШЕТКИ БЦР* (беспровальные)**							
Антрациты АС	$1\,200\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	8	10	1,25	100	200
Антрациты АСШ или АРШ кусками размером не больше 30 *мм*	$800\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	10	13	1,45	80	200
Каменные угли, слабо и умеренно спекающиеся (донецкие Г и Д, карагандинский прокопьевский и т. п.), сортированные****	$1\,300\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	6	8	1,25	60	200
То же, рядовые	$1\,100\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	7	10	1,3	60	200
Угольные отходы, отсевы, коксовая мелочь и т. п.	700—$800\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	10	13	1,4—1,5	40	200
Бурые угли зольностью до 25% (челябинский, артемовский, среднеазиатские, богословский и т. п.)	$1\,100\cdot10^3$	$300\cdot10^3$	7	8	1,3	50	250
Торф кусковой влажностью $W^p=40\%$ при зольности $A^c=10\%$	$2\,100\cdot10^3$	$350\cdot10^3$	2	3	1,3	60	250
То же с присадкой до 25% фрезторфа	$2\,100\cdot10^3$	$350\cdot10^3$	4	5	1,3	60	250
Щепа влажностью до 50% с содержанием опилок до 15%	$1\,400\cdot10^3$	$250\cdot10^3$	3	4	1,25	30	250

* Температура воздуха под решеткой 20° С означает, что воздух не подогревается. Конструкция топок допускает применение горячего воздуха, если это в отдельных случаях оказывается целесообразным. Для антрацитов и каменных углей температуру воздуха рекомендуется принимать из соображений общей компоновки. Для бурых углей низшая допустимая температура воздуха (при нормальной нагрузке) 150° С. Для торфа и щепы приведенная максимально допустимая температура воздуха является и рекомендуемой.

** Нормы даны для решеток, снабженных шлаковыжигательными колосниками, но без топливоподготовительных шахт.

*** Нормы даны для решеток без дутьевого подпора.

**** В случае сжигания каменных углей (пламенных) в топке открытого типа (без удлиненного низко расположенного заднего свода) избыток воздуха должен быть повышен на 0,05, а теплонапряжение топочного объема должно быть снижено до $(200\div250)\times10^3$ *ккал/м³ час*.

ТАБЛИЦА 4-3

Основные расчетные параметры камерных топок по данным ЦКТИ

Тип топки и сорт топлива	Тонина помола R_{70}, %	Допустимое видимое теплонапряжение топочного объема при нормальной нагрузке котла Q/V_m, *ккал/м³час*	Потери в топке от химической и механической неполноты горения ($q_3 + q_4$), %		Коэффициент избытка воздуха в топке при нормальной нагрузке (с учетом присоса) α_m
			при нормальной нагрузке	при максимальной нагрузке	
А. ПЫЛЕУГОЛЬНЫЕ ТОПКИ*					
Антрациты при $A_p \leqslant 15\%$ (донецкий, егоршинский, полтаво-бредин-ский)	6	$130 \cdot 10^3$	5**	7	1,25
Каменные угли с выходом летучих 8 ÷ 20% (тощий донецкий, араличевский, анжеро-судженский и т. д.)	8	$160 \cdot 10^3$	4	6	1,25
Каменные угли (кроме кизеловских) с выходом летучих свыше 20% (карагандинский, кемеровский и т. п.)	20	$160 \cdot 10^3$	4	5	1,2
Бурые угли (подмосковный, челябинский, ленгеровский, среднеазиатский и т. п.)	25	Выбирается из условий обеспечения требуемой температуры газов на выходе из топки***	1	1	1,2
Кизеловский каменный уголь	20				
Сланцы	—				
Б. ТОПКИ С ШАХТНЫМИ МЕЛЬНИЦАМИ					
Бурые угли (подмосковный, райчихинский, челябинский, среднеазиатский и т. п.)	50		2	3	1,25
Сланцы	60				
Фрезерный торф	—				
В. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ТОПКИ ДЛЯ ФРЕЗЕРНОГО ТОРФА И СЛАНЦА					
Шершнева (фрезерный торф)	—	$150 \cdot 10^3$	3	4	1,25
Макарьева (сланец при дроблении с остатками на сите 0,5 *мм* — 3%)	—	$250 \cdot 10^3$	4	5	1,25
Г. ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ МАЗУТА И НАТУРАЛЬНОГО ГАЗА	—	$350 \cdot 10^3$	2	2	1,16
Д. ТОПКИ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ДОМЕННОГО ГАЗА	—	$200 \cdot 10^3$	3	3	1,15

* Для пылеугольных топок (кроме топок с шахтными мельницами) потеря от химического недожога принята равной нулю.

** Для котлов паропроизводительностью менее 30 *т/час* потеря от недожога принимается на 1% выше указанного.

*** У котлов последних конструкций тепловая нагрузка топки превышает 250 000 *ккал/м³ час* при нормальной нагрузке.

определяют теоретическую температуру сгорания по формуле

$$t_m = \frac{Q_m}{\Sigma (Vc)_г} °C, \qquad (4\text{-}3)$$

где Q_m — полезное количество тепла, выделяемое в топке, *ккал/кг* топлива

$$Q_m = \frac{100 - q_3 - q_4 - q_5^m}{100} + Q_{г.в} + Q_{ф.т} + Q_{рец}, \qquad (4\text{-}4)$$

где $Q_{г.в}$ — количество тепла, вносимое в топку с горячим воздухом, *ккал/кг*

$$Q_{г.в} = \alpha_{г.в} L_0 [(ct)_{г.в} - (ct)_{х.в}], \qquad (4\text{-}5)$$

где $Q_{ф.т}$ — количество тепла, вносимое с топливом, *ккал/кг*.

При высокой зольности сжигаемого топлива вместо Q_m принимается исправленная величина

$$Q'_m = Q_m - 0{,}6A^p \ ккал/кг, \qquad (4\text{-}6)$$

где $Q_{рец}$ — количество тепла, вносимое рециркулирующими газами, *ккал/кг*;

$\Sigma (Vc)_г$ — теплоемкость топочных газов в выходном сечении топки (при α_m и ожидаемой температуре сгорания), *ккал/нм³* °C.

ТАБЛИЦА 4-4

Основные размеры беспровальных цепных решеток (БЦР) системы ЦКТИ, изготовляемых заводом „Комега"

Ширина, *м*	Длина (между центрами валов), *мм*	Ширина, *мм*	Длина (между центрами валов), *мм*
1 560	5 500	3 040	5 500
1 930	5 500	3 040	6 500
1 930	6 500	4 520	6 500
2 300	5 500	4 520	7 900
2 300	6 500		

ТАБЛИЦА 4-5

Шахтные мельницы завода „Комега"

Тип (диаметр и длина ротора), *мм*	Площадь проекции ротора, $м^2$	Скорость вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, *квт*	Предельная производительность по челябинскому углю, *т/час*	Рекомендуемая производительность по бурому углю, *т/час*	Вес, *т*
800/391 . .	0,313	960	30	2,5	1,85	2,1
1 000/470 . . .	0,470	960	45	3,75	2,8	2,8
1 000/707 . . .	0,707	960	70	5,70	4,2	3,2
1 300/944 . . .	1,230	730	120	9,90	7,4	5,2
1 500/1 181 . .	1,770	730	175	14,20	10,5	7,7
1 500/1 668 . .	2,580	730	250	20,0	15,0	14,4
1 660/2 004 . .	3,327	730	250	—	20,0	18,5

Примечание. Предельная производительность дана при коэффициенте размолоспособности 1,4 при тонине помола $R_{70}=60\%$ и начальном размере кусков угля 0 — 20 *мм*.

Рекомендуемая производительность ограничена условиями износа бил и дана, исходя из предельной нагрузки площади проекции ротора около 6 $т/м^2$ *час*.

По заданной температуре газов, покидающих топку t_0, вычисляют значение безразмерной температуры на выходе из топки

$$\theta = \frac{t_0 + 273}{t_m + 273}. \qquad (4\text{-}7)$$

Доля тепла, переданная в топке радиацией,

$$\mu = 1 - \frac{\Sigma (Vct_0)_0}{Q_m}. \qquad (4\text{-}8)$$

По ориентировочно принятой степени экранирования топки (ψ) вычисляют степень черноты ε

$$\varepsilon = \frac{0{,}24\,\varkappa}{1 + \frac{1-a}{a}\psi\varkappa}, \qquad (4\text{-}9)$$

где a — степень черноты пламени для топок больших размеров, т. е. когда $V_m > 35$ $м^3$. При длине ребра эквивалентного куба $l = \sqrt[3]{V_m} \geqslant 3{,}5$ *м*, $a = a_0$ (см. табл. 4-6);

ТАБЛИЦА 4-6

Степень черноты пламени

Род пламени	Степень черноты a_0
Светящееся пламя	
мазута	0,75
каменных углей, богатых летучими, бурых углей, торфа, сжигаемых в слое или в пылевидном состоянии	0,55
пыли тощих углей	0,45
антрацитовой пыли	0,40
Несветящееся газовое пламя . . .	0,36

ТАБЛИЦА 4-7

Коэффициент загрязнения топочных поверхностей нагрева

Род топлива и способ сжигания	Коэффициент загрязнения $\varkappa$
Газообразное топливо	1,0
Мазут	0,9
Твердые топлива, сжигаемые в слое	0,95
Каменные угли и антрациты, сжигаемые в пылевидном состоянии .	0,9
Многозольные бурые угли и сланцы, сжигаемые в пылевидном состоянии	0,85

$\varkappa$ — коэффициент загрязнения топочных поверхностей нагрева, значения которого приведены в табл. 4-7*;

ψ — степень экранирования

$$\psi = \frac{H_p(1-\xi)}{F_{ст}}. \qquad (4\text{-}10)$$

где H_p — радиационная поверхность нагрева, $м^2$.

Поверхность стен топок стационарных паровых котлов с настенными экранами равна по нормам ЦКТИ

$$F_{ст} = 6\sqrt[3]{V_m^2}\ м^2. \qquad (4\text{-}11)$$

При наличии экранов двухстороннего освещения

$$F_{ст} = \left[6\sqrt[3]{V_m^2} + H_p^{\partial}\right] м^2, \qquad (4\text{-}12)$$

где H_p^{∂} — эффективная радиационная поверхность экрана двойного освещения.

* В табл. 4-6 и 4-7 приведены уточненные значения коэффициентов a_0 и $\varkappa$ по сравнению с нормами 1945 г. [Л. 6.].

Для топок малых размеров ($V_m < 35$ $м^3$) степень черноты пламени определяют по формуле

$$a = a_0\left(1 - e^{-Kl_{эфф}p}\right), \qquad (4\text{-}13)$$

где a_0 — степень черноты (см. табл. 4-6);

K — коэффициент ослабления лучей, который при сжигании мазута и доменного газа принимается равным 1,3;

p_m — абсолютное давление в топке, *ата*;

$l_{эфф}$ — толщина пламени, *м*, которая для цилиндрических топок принимается равной диаметру топки D_m, а для призматических топок подсчитывается по формуле

$$S = 3{,}6\,\frac{V_m}{F_{ст}}. \qquad (4\text{-}14)$$

После определения степени черноты ε по формуле (4-9) определяют абсолютно холодную поверхность H'_p

$$H'_p = H_p(1-\xi) = \frac{\mu B \cdot Q_m}{4{,}96\cdot 10^{-8}\cdot\varepsilon(t_m+273)^3(t_0+273)} \times \sqrt[3]{\left(\frac{t_m+273}{t_0+273}-1\right)^2}. \qquad (4\text{-}15)$$

Номограмма, приведенная на фиг. 4-1, позволяет по значениям t_m и t_0 и ориентировочно заданной величине ψ найти необходимую нагрузку радиационной поверхности $\frac{BQ_m}{H_p}$, а следовательно, и величину H_p.

ξ — коэффициент, учитывающий обратную теплоотдачу экранной поверхности

$$\xi = \frac{Q_э H_p}{\mu B Q_m + Q_э H_p}; \qquad (4\text{-}16)$$

здесь $Q_э$ — собственное излучение экранной поверхности

$$Q_э = a_0 c_э (t_{ст}+273)^4 \ ккал/м^2 час, \qquad (4\text{-}17)$$

где a_0 — степень черноты пламени (см. табл. 4-6);

$c_э$ — коэффициент излучения экранной поверхности, равный $4{,}0\cdot 10^{-8}$ $ккал/м^2\,час\,град^4$;

$t_{ст}$ — температура экранной стенки, которая для гладкотрубных экранов и котельных труб принимается равной температуре кипения в котле; для экранов, покрытых шамотом или чугунными плитками, рассчитывается по величине теплового потока, проходящего через плиты, и их теплопроводности, а для игольчатых экранов (при жидком шлакоудалении) принимается равной температуре плавления золы топлива.

При высоких тепловосприятиях экранных поверхностей (выше 100 000 $ккал/м^2\,час$) и относительно низких температур этих поверхностей (ниже 300° С) величина ξ обычно принимается равной нулю.

Площадь экранированных стен топки

$$F_{ст} = \frac{H_p - H_p^к}{\psi_в}\ м^2, \qquad (4\text{-}18)$$

где $H_p^к$ — эффективная радиационная поверхность нагрева котельного пучка труб;

$\psi_в$ — угловой коэффициент экрана, называемый также фактором формы[1].

По окончании расчета топки проверяют соответствие между ориентировочно принятой и полученной в результате расчета степенями экранирования топки. Допустимы расхождения, не превышающие ±5% от величины ψ.

Поверочный расчет

Определяем температуру газов на выходе из топки по заданной величине радиационных поверхностей нагрева H_p

$$t_0 + 273 = \frac{t_m+273}{\left[\dfrac{4{,}96\cdot 10^{-8}\varepsilon H_p(1-\xi)(t_m+273)^3}{B\Sigma\overline{Vc}}\right]^{0{,}6}+1}\ °K \qquad (4\text{-}19)$$

где $\Sigma\overline{Vc}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 *кг* топлива, $ккал/кг\,°C$

$$\Sigma\overline{Vc} = \frac{(\Sigma Vct)_m - (\Sigma Vct)_0}{T_m - T_0}. \qquad (4\text{-}20)$$

В случае, если расхождение между температурами, полученной расчетом по формуле (4-14) и предварительно принятой в формуле (4-15), превышает 100° С, подсчет производят вторично.

Этот расчет может быть заменен определением t_0 по номограмме фиг. 4-1.

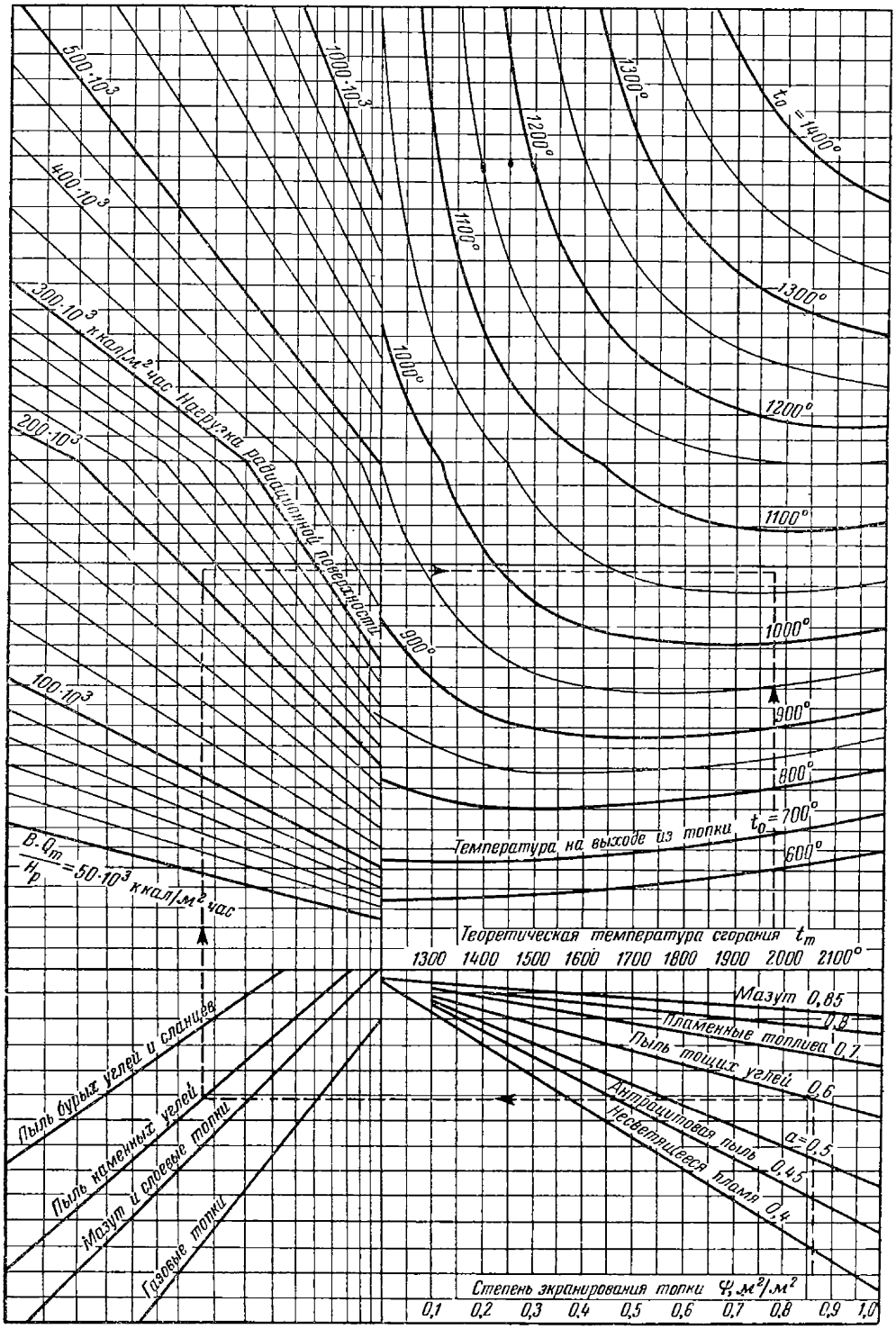
После вычисления t_0 определяют тепло, переданное в топке радиацией, по формуле

$$Q_p = \mu Q_m = Q_m - \Sigma Vct_0 \ ккал/кг \qquad (4\text{-}21)$$

и проверяют принятое в расчете по формуле (4-11) значение ξ.

При этом допустима разница в значениях в пределах ±2%.

[1] См. далее фиг. 4-6.



Фиг. 4-1. Номограмма для расчета температуры газов, покидающих топку t_0, по степени экранирования топки ψ, нагрузке радиационной поверхности $\frac{BQ_m}{H_p}$ и теоретической температуре сгорания t_m.

4-3. РАСЧЕТ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ ПО НОРМАМ ВТИ

Поверочный расчет топки

Степень экранирования

$$\psi = \frac{H_л}{H_{ст}}, \qquad (4\text{-}22)$$

где $H_л$ — радиационная поверхность в топке, $м^2$;

$H_{ст}$ — полная площадь стен, ограничивающих расчетный топочный объем, $м^2$.

Для граней, образуемых котельным пучком, гранулятором, холодной воронкой, двухсветным экраном принимается

$$H^к_{ст} = H^к_л;\ H^{гр}_{ст} = H^{гр}_л,\ H^{х.в}_{ст} = H^{х.в}_л;$$

$$H^{дв.э}_{ст} = H^{дв.э}_л.$$

Для грани, образуемой зеркалом горения (в слоевых топках), принимается $H^{сл}_{ст} = R$, где R — площадь зеркала горения, $м^2$.

Эффективная толщина факела в топке

$$S_{эф} = 3{,}6\frac{V_т}{H_{ст}}\ см. \qquad (4\text{-}23)$$

Среднюю температуру воздуха, поступающего в топку, определяют по формуле

$$t^т_в = \frac{\alpha_{г.в} t_{г.в} + 30\alpha_{х.в}}{\alpha_т}, \qquad (4\text{-}24)$$

где $\alpha_{г.в}$ — доля горячего воздуха (от V_0), поступающая в топку.

Количество тепла, выделенное в топке

$$Q^р_н \eta = Q^р_н \frac{100 - q_3 - q_ф}{100} + \alpha_т V_0 c_в t^т_в + i_т + W_ф t_ф c_п\ ккал/кг, \qquad (4\text{-}25)$$

где $q_ф$ — потеря с физическим теплом очаговых остатков

$$q_ф = \left(\frac{a_{пр}}{100 - c^г_{пр}} t_{пр} + \frac{a_{шл}}{100 - c^г_{шл}} t_{шл}\right) c_з \frac{A^р}{Q^р_н}\%. \qquad (4\text{-}26)$$

При подсчете принимают, что температура шлака при гранулированном шлакоудалении равна 750° С.

Значения величин $a_{пр}$, $c^г_{пр}$, $a_{шл}$, $c^г_{шл}$ принимают по данным табл. 3-3.

$i_т$ — теплосодержание топлива

$$i_т = \left[c^с_т \frac{100 - W^р}{100} + \frac{W^р}{100}\right] t_т\ ккал/кг, \qquad (4\text{-}27)$$

где $c^с_т$ — теплоемкость топлива (на сухую массу), которая для ископаемых углей, дров и торфа определяется по формуле

$$c^с_т = 0{,}24 + \frac{1{,}6\,V^г}{1\,000} + 0{,}4\frac{t}{1\,000}\ ккал/кг\,°С. \qquad (4\text{-}28)$$

Теоретическая температура горения

$$T_г = \frac{Q^р_н \eta}{(V_г c_г)_г}\ °С. \qquad (4\text{-}29)$$

Условная средняя температура факела

$$T_ф + 273 = \sqrt{(T_г + 273)(T''_т + 273)}\ °К. \qquad (4\text{-}30)$$

Величина $T''_т$ принимается ориентировочно. В случае, если расхождение между температурой, полученной расчетом и предварительно принятой, превышает 100° С, подсчет производят вторично.

Коэффициент черноты факела $a_ф = a_{CO_2} + a_{H_2O}$ определяют по условной средней температуре $T_ф$ и парциальному давлению газов в конце топки (см. графики фиг. 4-2 и 4-3).

По графику фиг. 4-4 находят поправку для a_{H_2O} на парциальное давление водяного пара.

Видимый коэффициент излучения топки

$$\sigma_в = 4{,}96 \cdot 10^{-8} a_ф \frac{1 - \psi a_ф}{\psi(1 - a_ф) + a_ф}\ ккал/м^2\,°К\,час. \qquad (4\text{-}31)$$

Вспомогательные величины, необходимые при расчете топки, определяют по формулам

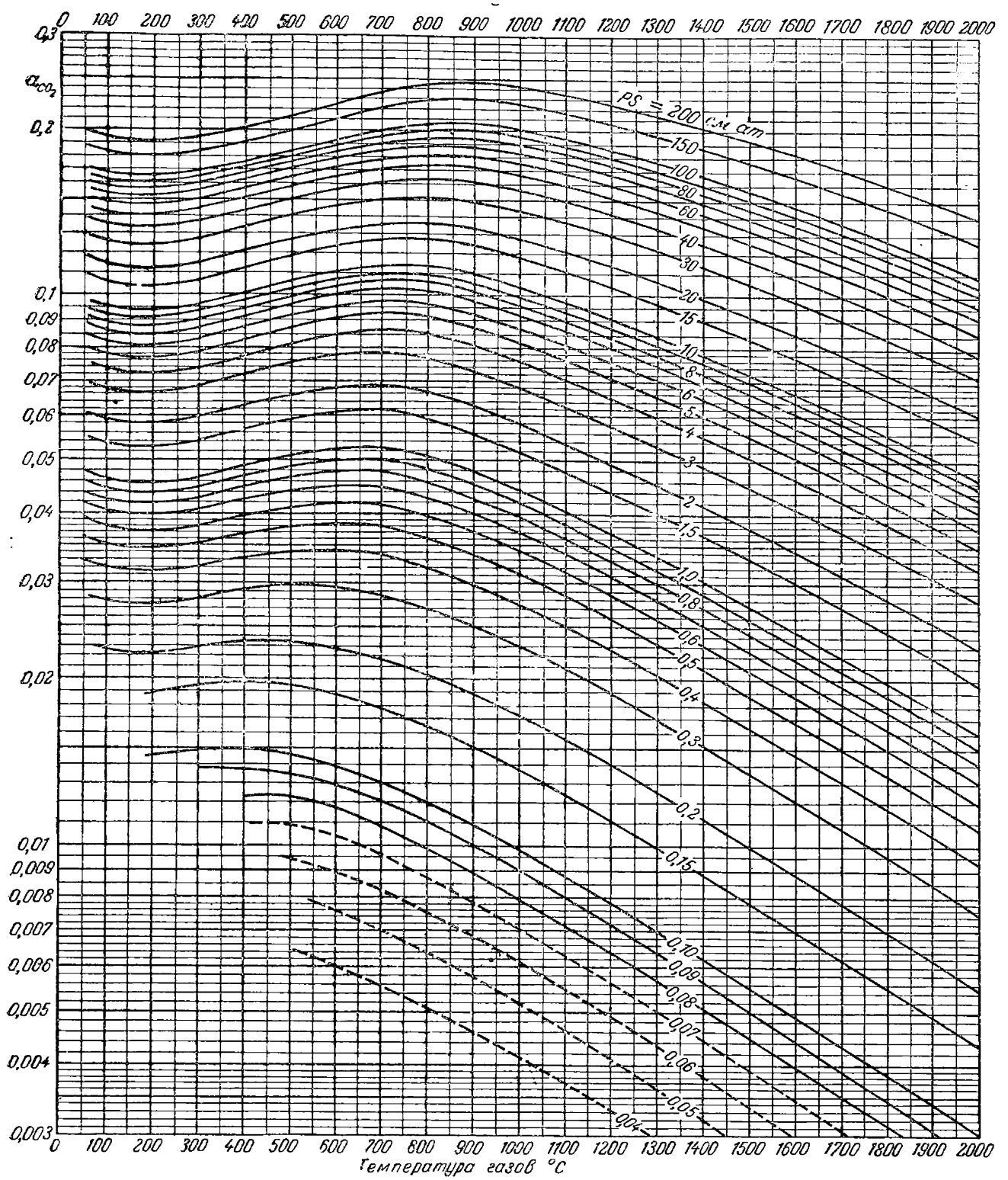
$$T_0 = \frac{Q^р_н \eta''_т}{(V_г c_г)''_т} + 273, \qquad (4\text{-}32)$$

$$x = \frac{B_р \xi (V_г c_г)''_т}{H_л \sigma_в (T_г + 273)^2} 10^{-8}, \qquad (4\text{-}33)$$

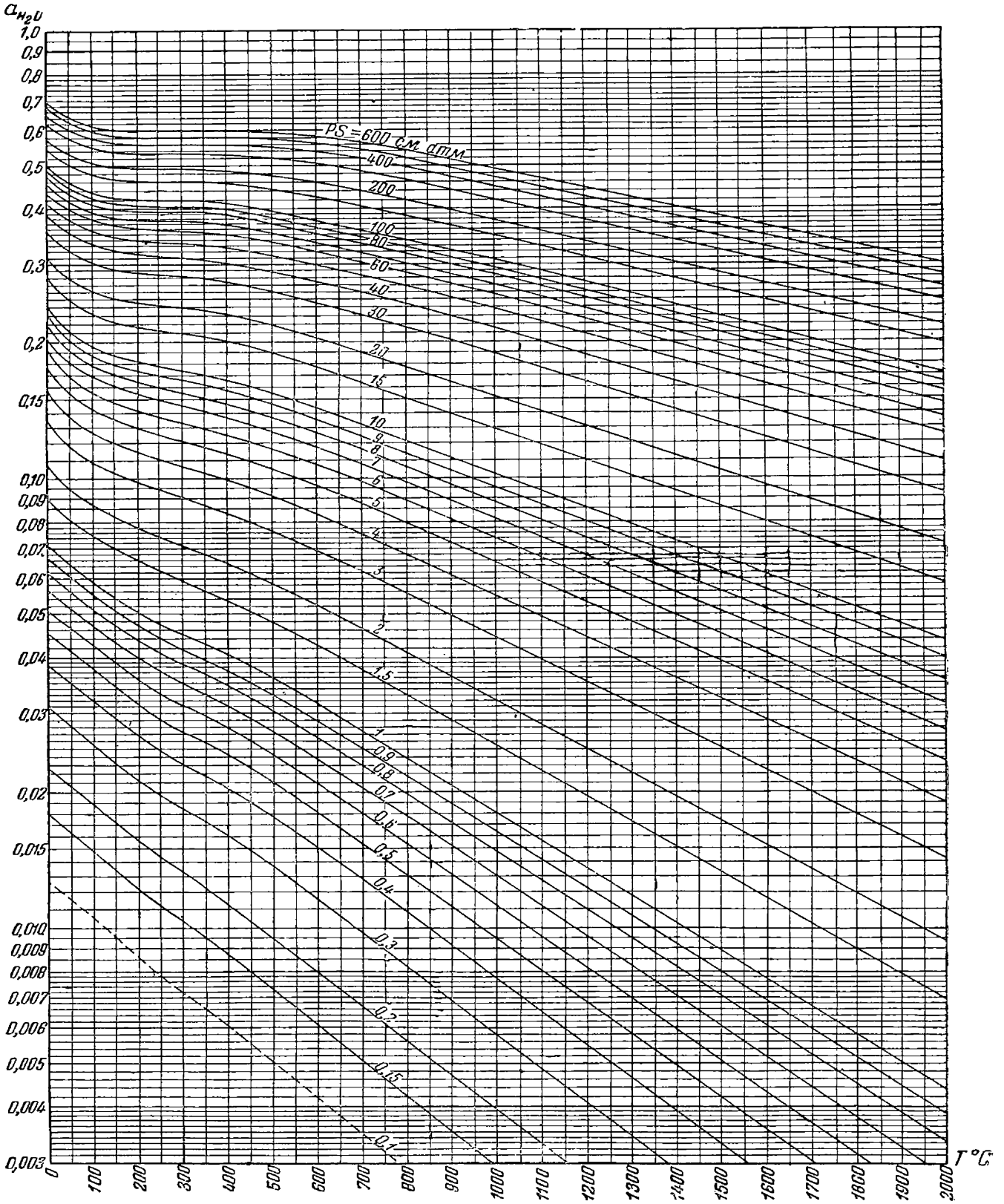
где $B_р$ — расход топлива, определяемый по формуле $B_р = B\frac{100 - q_4}{100}$;

ξ — коэффициент сохранения тепла;

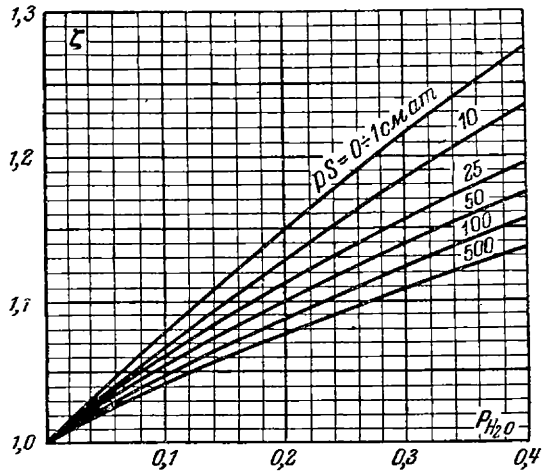
$H_л$ — лучевоспринимающая поверхность в топке, $м^2$;



Фиг. 4-2. График для определения коэффициента черноты углекислоты a_{CO_2} (по нормам ВТИ).



Фиг. 4-3. График для определения коэффициента черноты водяного пара a_{H_2O} (по нормам ВТИ).



Фиг. 4-4. График для определения поправки на парциальное давление водяного пара к степени черноты a_{H_2O} (по нормам ВТИ).

τ — поправочный коэффициент усреднения температур излучения, который принимается для пылеугольных, слоевых и газовых топок равным 0,65 и для мазутных топок — 0,7.

Величину коэффициента ξ определяют по формуле

$$\xi = \frac{1}{1 + \frac{q_5}{\eta_y + q_{вп}}}, \qquad (4\text{-}34)$$

где

$$q_{вп} = \frac{a_{г.в} V_0 c_{вз} (t_{г.в} - 30)\, 100}{Q_н^р}, \qquad (4\text{-}35)$$

где η_y — к. п. д. установки, %;

$q_{вп}$ — тепло воздуха, вносимое в топку, % от $Q_н^р$.

С достаточной для практики точностью можно принять

$$\xi = 1 - \frac{q_5}{100}. \qquad (4\text{-}36)$$

Конструктивный расчет топки

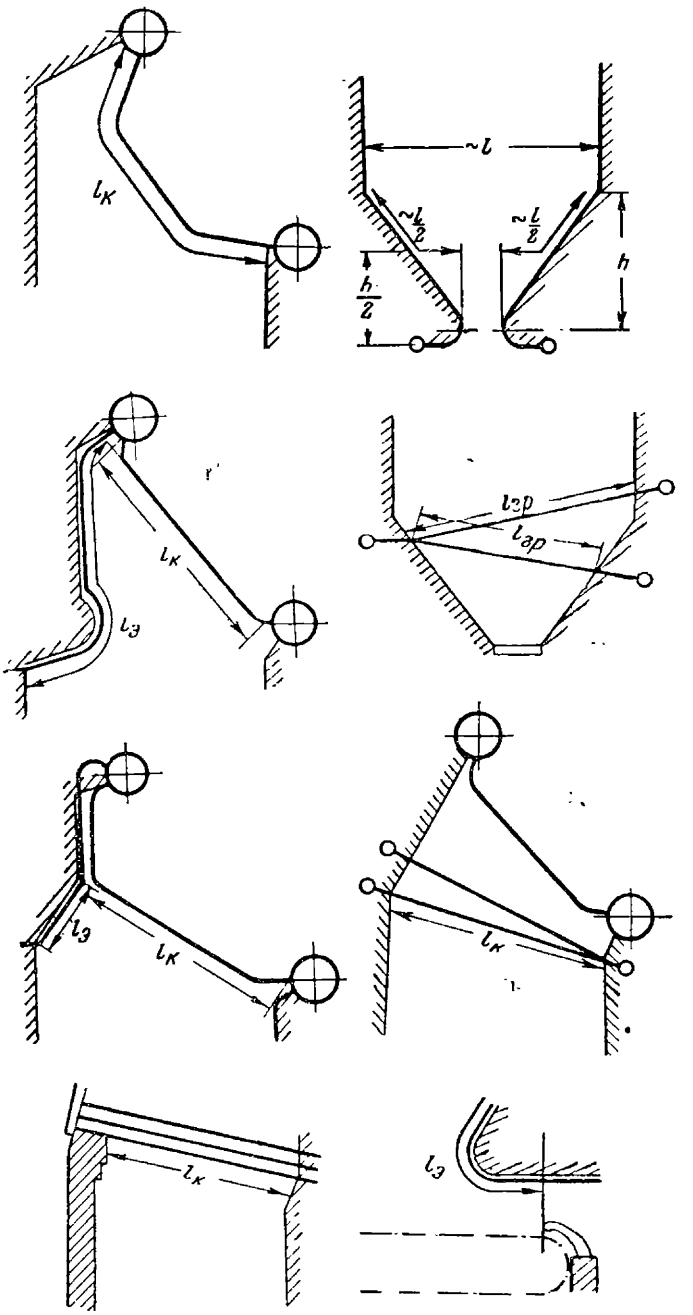
Количество тепла, передаваемое излучением в топке, определяют по формуле

$$Q_л = \xi B_р (Q_н^р \eta - V_г c_г T_т'') \text{ ккал/час}, \qquad (4\text{-}37)$$

где $V_г c_г T_т''$ — теплосодержание газов на выходе из топки, ккал/кг топлива.

Степень экранирования топки

$$\psi = \frac{2}{\left(y + 2 - \frac{1}{a_ф}\right) + \sqrt{\left(y + 2 - \frac{1}{a_ф}\right)^2 - 4a_ф y}}, \qquad (4\text{-}38)$$



Фиг. 4-5. Схемы для определения эффективной лучепоглощающей поверхности (по нормам ВТИ).

где y — вспомогательная величина, определяемая по формуле

$$y = \frac{4{,}96\, \tau\, H_{ст} (T_ф + 273)^4}{Q_л} 10^{-8}. \qquad (4\text{-}39)$$

Величина $Q_л$ может быть также определена из уравнения

$$Q_л = H_л \sigma_в \tau (T_г + 273)^2 (T_т'' + 273)^2. \qquad (4\text{-}40)$$

Для определения эффективной лучевоспринимающей поверхности пользуются схемами фиг. 4-5.

Для определения угловых коэффициентов экранов пользуются графиками фиг. 4-6.

Задача 4-5. Определить температуру газов, покидающих топку однобарабанного вертикально-водотрубного котла (фиг. 4-7), паропроизводительностью 60/75 *т/час* (при максимальной нагрузке).

Давление пара в барабане котла $p_к = 35$ *ата*

Температура перегретого пара $t''_{пе} = 420°$ С

Температура воды, поступающей в котел, $t_{п.в} = 150°$ С

Температура холодного воздуха в котельной $t_{х.в} = 25°$ С

Температура горячего воздуха $t_{г.в} = 305°$ С

Количество воды, отводимое из котла непрерывной продувкой, равно 5%.

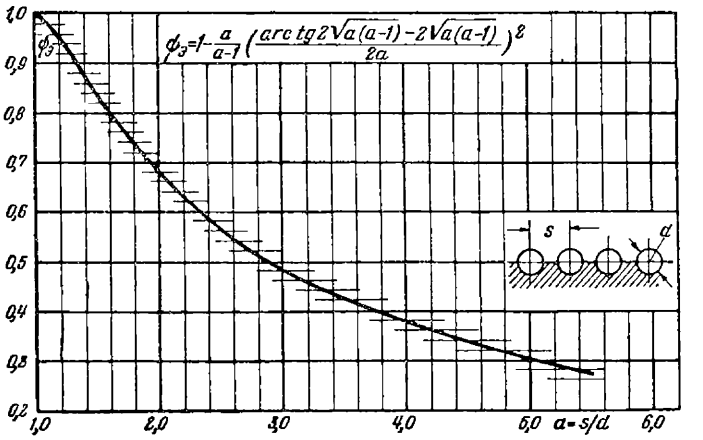
Процесс сжигания топлива — камерный в шахтно-мельничной топке

Топливо — уголь Печорского бассейна состава: $C^р = 36{,}8\%$, $H^р = 2{,}6\%$, $O^р = 9{,}9\%$, $N^р = 0{,}9\%$, $S^р_л = 0{,}5\%$, $A^р = 27{,}3\%$, $W^р = 22{,}0\%$, $Q^р_н = 3\,153$ *ккал/кг*.

Суммарная радиационная поверхность нагрева, размещенная в топочной камере $H_р = 275$ *м*^{2}.

Потеря тепла от механической неполноты сгорания $q_4 = 5{,}0\%$, от химической неполноты сгорания $q_3 = 1{,}5\%$, потеря в окружающую среду котельным агрегатом $q^{ка}_5 = 3{,}5\%$, в том числе топкой $q^т_5 = 2{,}0\%$.

Температура уходящих газов $t_{ух} = 185°$ С.



Фиг. 4-6б. График для определения углового коэффициента утопленного экрана (по нормам ВТИ).

Коэффициент избытка воздуха в топке

$$\alpha_т = 1{,}25.$$

Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем $\alpha''_{вп} = 1{,}50$.

Объем топочной камеры $V_т = 388$ *м*^{3}, $F_{ст} = 319$ *м*^{2},

$$\psi = \frac{H_р}{F_{ст}} = 0{,}862.$$

Расчет произвести по нормам ЦКТИ и ВТИ.

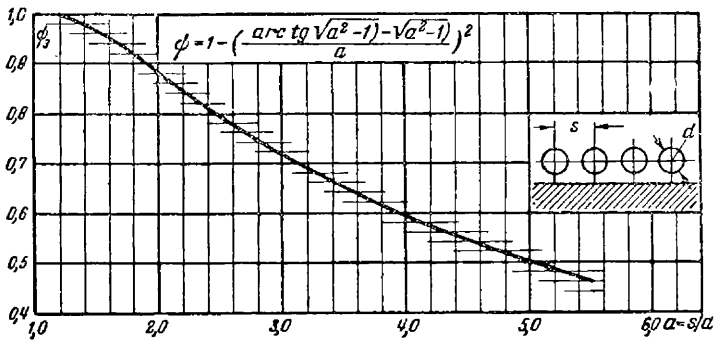
Решение. Расчет топочной камеры по нормам ЦКТИ.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 *кг* топлива,

$$L'_0 = 0{,}0889C^р + 0{,}266\left(H^р - \frac{O^р}{8}\right) + 0{,}0333S^р_{о+к} = 3{,}272 + 0{,}3624 + 0{,}0165 = 3{,}65 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Теоретически необходимое количество воздуха с учетом механической неполноты сгорания

$$L_0 = (1 - q_4)L'_0 = (1 - 0{,}05)\,3{,}65 = 0{,}95 \cdot 3{,}65 = 3{,}47 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$



Фиг. 4-6а. Графики для определения углового коэффициента неутопленного экрана (по нормам ЦКТИ).

Объем сухих трехатомных газов ($CO_2 + SO_2$)

$$V'_{RO_2} = 0{,}0185\,(C^р + 0{,}37\,S^р_{о+к}) = 0{,}0185\,(36{,}8 + 0{,}3 \cdot 0{,}5) = 0{,}684 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

То же с учетом поправки на механический недожог

$$V_{RO_2} = (1 - q_4)\,V'_{RO_2} = 0{,}95 \cdot 0{,}684 = 0{,}65 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Объем двухатомных газов при $\alpha = 1{,}0$

$$V^0_{R_2} = 0{,}79L'_0 + 0{,}008N^р = 0{,}79 \cdot 3{,}65 + 0{,}008 \cdot 0{,}9 = 2{,}89 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

ТАБЛИЦА 4-8

Расчет состава и количества газов

Формулы	Размерность	$\alpha''_m = 1{,}25$	$\alpha''_{пе} = 1{,}3$	$\alpha''_{в.э} = 1{,}35$	$\alpha''_{вп} = 1{,}5$	$\alpha''_{д} = 1{,}55$
$\Delta V' = (\alpha - 1) L'_0$	*нм³/кг*	0,912	1,095	1,278	1,825	2,01
Объем трехатомных газов $V_{RO_2} = (1-q_4) V'_{RO_2}$	„	0,650	0,650	0,650	0,650	0,650
Объем двухатомных газов $V_{R_2} = (1-q_4)(V^{0'}_{R_2} + \Delta V')$	„	3,612	3,786	3,959	4,479	4,655
Объем водяных паров $V_{H_2O} = 0{,}0124(9H^p + W^p + W_в)(1-q_4)$	„	0,578	0,579	0,581	0,586	0,588
$W_в = 0{,}1 \cdot \alpha L'_0 d_в = 0{,}1\,\alpha \cdot 3{,}65 \cdot 8{,}0 = 2{,}92\alpha$	*кг/кг*	3,650	3,796	3,942	4,380	4,526
Суммарный объем газов $\Sigma V_г$	*нм³/кг*	4,840	5,015	5,190	5,715	5,893
Парциальное давление RO_2 $p_{CO_2} = \frac{V_{RO_2}}{\Sigma V_г}$	*ата*	0,134	0,129	0,125	0,113	0,110
Парциальное давление H_2O $p_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{\Sigma V_г}$	„	0,119	0,115	0,112	0,102	0,10

Объем водяных паров

$$V'_{H_2O} = 0{,}0124(9H^p + W^p + W^д) =$$
$$= 0{,}0124(9 \cdot 2{,}6 + 22 + W^д)\ нм^3/кг.$$

Влага, внесенная в топку с воздухом,

$$W^д = 0{,}1 \cdot \alpha L'_0 d_в = 0{,}1\alpha 3{,}65 \cdot 8{,}0 = 2{,}92\,\alpha.$$

Теоретически суммарный объем продуктов сгорания при $\alpha = 1$

$$\Sigma V'_0 = V'_{RO_2} + V'_{H_2O} + V^{0'}_{R_2} = 0{,}684 + 0{,}599 + 2{,}89 = 4{,}17\ нм^3/кг.$$

Объем двухатомных газов при $\alpha_m = 1{,}25$

$$V'_{R_2} = V^{0'}_{R_2} + (\alpha - 1) L'_0 = 2{,}89 + (1{,}25 - 1.0)\,3{,}65 = 3{,}802\ нм^3/кг,$$

$$V_{R_2} = (1 - q_4) V'_{R_2} = 3{,}802 \cdot 0{,}95 = 3{,}60\ нм^3/кг.$$

Подсчитанные величины объемов газов по газоходам котельного агрегата сведены в табл. 4-8.

Мы используем также диаграмму фиг. 2-3 и данные табл. 2-7 (содержащую значения теплоемкостей и теплосодержаний продуктов сгорания для всех точек газохода), которые были получены для этого же топлива, состав которого указан в условии настоящей задачи.

Теплосодержание холодного воздуха

$$Q_{х.в} = \alpha_{ух} L_0 c_в t_{х.в} = 1{,}5 \cdot 3{,}47 \cdot 0{,}31 \cdot 25 = 40{,}4\ ккал/кг.$$

Потеря тепла с уходящими газами

$$q_2 = \frac{(\Sigma Vc)_{ух} t_{ух} - Q_{х.в}}{Q^p_н} 100 = \frac{349{,}0 - 40{,}4}{3\,153} 100 = 9{,}8\%.$$

В этой формуле значение $(\Sigma Vc)_{ух} t_{ух} = 349\ ккал/кг$ — теплосодержание уходящих газов при $t_{ух} = 185°$ С, $\alpha_{ух} = 1{,}5$ и $t_{х.в} = 25°$ С определено по J-t-диаграмме фиг. 2-3.

Сумма потерь тепла котельным агрегатом

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5^{ка} = 9{,}8 + 5{,}0 + 1{,}5 + 3{,}5 = 19{,}8\%,$$

следовательно, к. п. д. агрегата

$$\eta_у = 100 - \Sigma q = 80{,}2 \approx 80\%.$$

Часовой расход топлива

$$B = \frac{D\left[(i''_{пе} - i_{пв}) + \frac{p}{100}(i_н - i_{пв})\right]}{Q^p_н \eta_у} = \frac{75\,000\,(781 - 151) + \frac{5}{100}(249{,}3 - 151)}{3\,153 \cdot 0{,}8} = 18\,900\ кг/час.$$

Тепловое напряжение топочной камеры

$$\frac{Q}{V_т} = \frac{Q^p_н B}{V_т} = \frac{18\,900 \cdot 3\,153}{388} \approx 154\,000\ ккал/м^3\ час.$$

Количество тепла, вносимое в топку с горячим воздухом,

$$Q_{г.в} = \alpha_{г.в} L_0 [(ct)_{г.в} - (ct)_{х.в}] = 1{,}15 \cdot 3{,}467\,[(0{,}3148 \cdot 300) - (0{,}3109 - 25)] = 345{,}6\ ккал/кг;$$

здесь

$$\alpha_{г.в} = \alpha_т - \Delta\alpha'_т = 1{,}25 - 0{,}1 = 1{,}15.$$

Полезное тепловыделение в топке

$$Q_m = Q_н^p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_5^m}{100} + Q_{г.в} =$$

$$= 3\,153 \frac{100 - 1{,}5 - 5{,}0 - 2{,}0}{100} + 345{,}6 = 3\,230{,}6 \text{ ккал/кг}.$$

Температуру воздуха, поступающего в топочную камеру, принимаем на 5° С ниже температуры воздуха при выходе из воздухоподогревателя, т. е. $t_{г.в} = 305 - 5 = 300°$ С.

Степень черноты топки

$$a = \frac{0{,}24\,\varkappa}{1 + \frac{1 - a_0}{a_0}\psi} = \frac{0{,}24 \cdot 0{,}55}{1 + \frac{1 - 0{,}7}{0{,}7} \cdot 0{,}862} =$$

$$= 0{,}097^*;$$

Значение ψ степени экранирования топки определено из отношения

$$\psi = \frac{H_р}{F_{ст}} = \frac{275}{319} = 0{,}862,$$

a_0 — степень черноты пламени принята равной 0,7;

$\varkappa$ — условный коэффициент загрязнения принят равным 0,55**;

$(\Sigma V_г c_г)\, t_0$ — теплосодержание газов, покидающих топочную камеру при $t_0 = 1\,100°$ С и $\alpha_m = 1{,}25$, определяем по данным табл. 2-7 или по J-t-диаграмме (фиг. 2-3) и принимаем его равным 1 984 *ккал/кг*.

Средняя суммарная теплоемкость топочных газов, покидающих топочную камеру

$$(\Sigma V_г c_г) = \frac{Q_m - (\Sigma V_г c_г)\, t_0}{T_m - T_0} = \frac{3\,231 - 1\,984}{1\,978 - 1\,373} =$$

$$= 2{,}07 \text{ ккал/кг}.$$

Теорегическая температура горения t_m

$$t_m = \frac{Q_н^p \eta_m + Q_{г.в}}{(V_г c_г)_m} = \frac{3\,153 \cdot 0{,}915 + 345}{1{,}895} = 1\,705° \text{ С}$$

или

$$1\,705 + 273 = 1\,978° \text{ К}.$$

Величина $(V_г c_г)_m$ — теплосодержание продуктов горения при теоретической температуре горения 1 705° С — определена по J-t-диаграмме (фиг. 2-3) и по данным табл. 2-7.

Доля тепла, переданная в топке излучением,

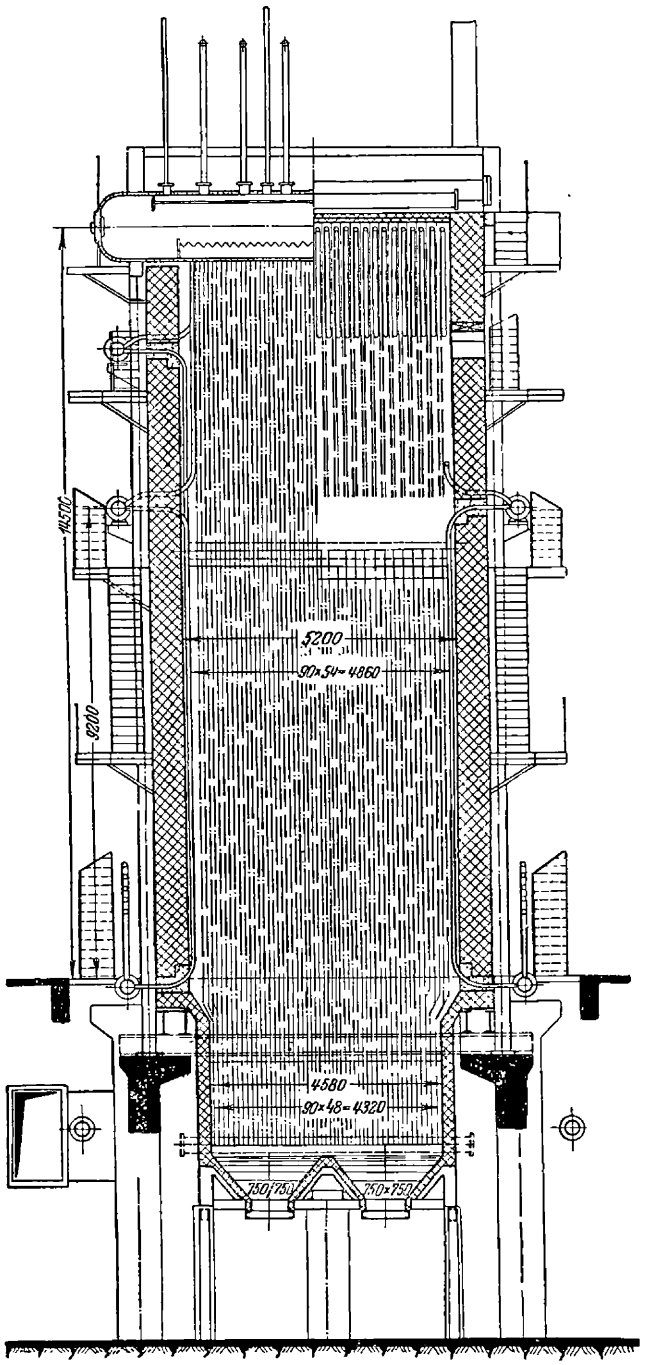
$$\mu = 1 - \frac{(V_г c_г)\, t_0}{Q_m} = 1 - \frac{1\,984}{3\,231} = 1 - 0{,}614 = 0{,}386.$$

Собственное излучение экранной поверхности вычисляется по формуле

$$Q_в = a_0 c_э\, (t_{ст} + 273)^4 = 0{,}7 \cdot 4{,}0 \cdot 10^{-8} \cdot 514^4 =$$

$$= 1\,954 \text{ ккал/час},$$

Разрез III–III



Фиг. 4-7. Одиобзрабанный

---

* В нормах ЦКТИ 1945, по которым выполнен настоящий расчет, в знаменателе последней формулы отсутствует множитель $\varkappa$, введенный в формулу (4-9) впоследствии.

** Значения $\varkappa$ и a_0 приняты по нормам ЦКТИ 1945 г. В табл 4-2 и 4-3 приведены более уточненные значения этих коэффициентов.

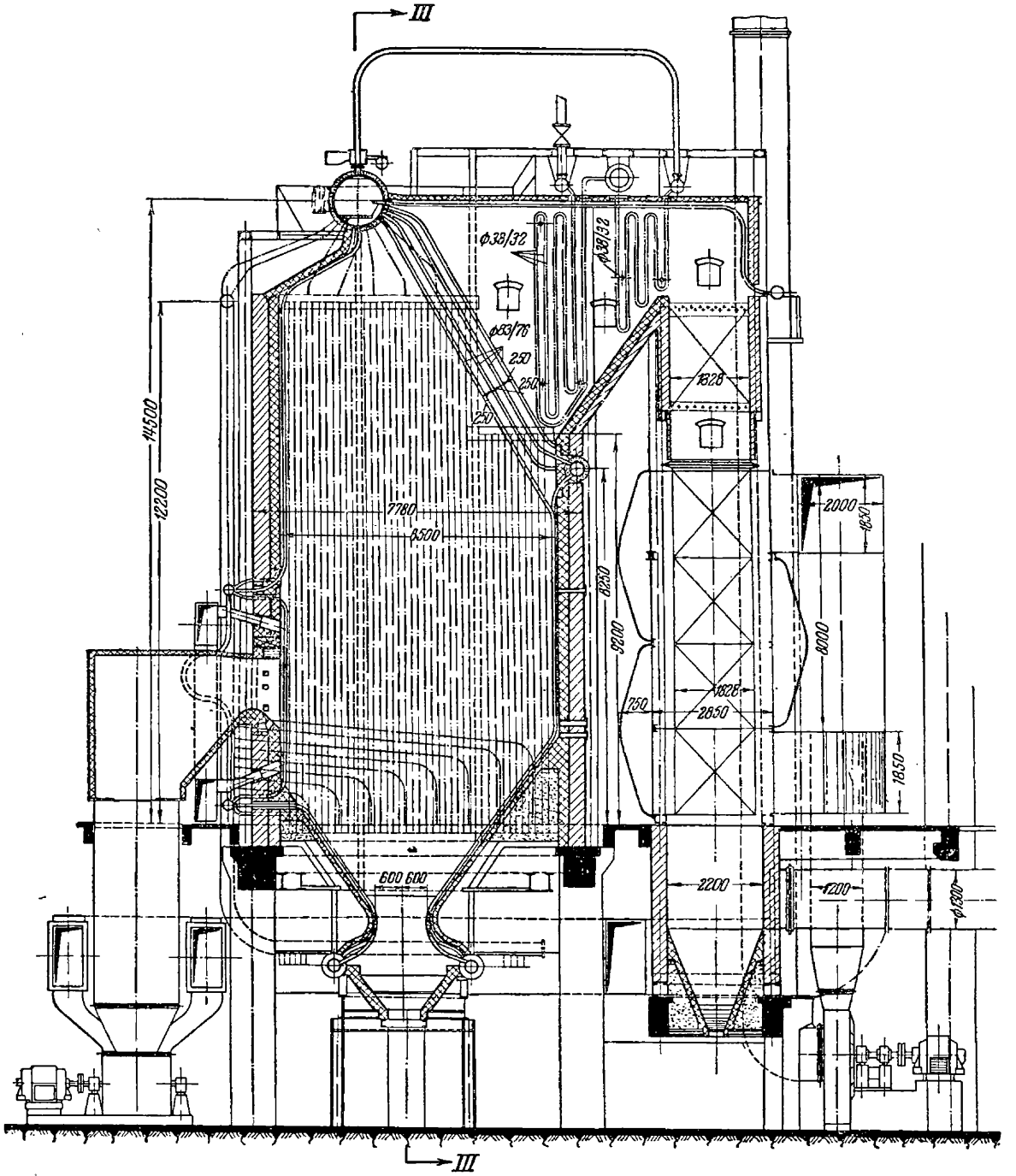
где $(t_{ст}+273)$ — абсолютная температура экранной стенки принята равной температуре кипения воды в котле $241+273=514°$ К;

$c_э$ — коэффициент излучения экранной поверхности принят равным $4{,}0\times10^{-8}$ *ккал/м² час °К*.

Коэффициент, учитывающий обратную теплоотдачу экранной поверхности,

$$\xi=\frac{Q_э H_p}{\mu B Q_т+Q_э H_p}=$$

$$=\frac{1\,954\cdot275}{0{,}386\cdot18\,900\cdot3\,231+1\,954\cdot275}=0{,}0223.$$



вертикальио-водотрубный котел.

ТАБЛИЦА 4-9

Расчет состава и количества газов

Формулы	Размерность	$\alpha''_m = 1{,}25$	$\alpha''_{пе} = 1{,}30$	$\alpha''_{вэ} = 1{,}35$	$\alpha''_{вп} = 1{,}50$	$\alpha''_{д} = 1{,}55$
Объем трехатомных газов $V_{RO_2} = 1{,}866 \frac{K^p}{100}$	$м^3/кг$	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
Объем сухих газов $V_{с.г} = (V_{с.г})_{мин} + (\alpha - 1) V_0$	»	4,484	4,666	4,849	5,396	5,578
Объем водяных паров $V_{в.п} = (V_{в.п})_{мин} + 0{,}016 (\alpha - 1) V_0$	»	0,637	0,641	0,643	0,652	0,655
Полный объем газов $V_г = V_{с.г} + V_{в.п}$	»	5,121	5,307	5,492	6,048	6,233

Температура газов на выходе из топки

$$t_0 = \frac{t_m + 273}{\left[\frac{4{,}96\,10^{-8} \varepsilon H_p (1-\xi)(t_m+273)^3}{BV_г \cdot c_г}\right]^{0{,}6} + 1} - 273 =$$

$$= \frac{1\,978}{\left[\frac{4{,}96 \cdot 10^{-8} \cdot 0{,}097 \cdot 275\,(1 - 0{,}0223)\,1\,978^3}{18\,900 \cdot 2{,}07}\right]^{0{,}6} + 1{,}0} -$$

$$- 273 = 1\,099°C.$$

Полученная температура достаточно близко совпадает с величиной, ранее принятой в 1 100 °С, и, следовательно, расчет можно считать законченным. Тот же самый результат получаем по номограмме ЦКТИ (фиг. 4-1).

Расчет топочной камеры по нормам ВТИ

Теоретически необходимый расход воздуха в *кг/кг* и *нм³/кг* определяют по формулам

$$L_0 = 0{,}115\,K^p + 0{,}342\,H^p + 0{,}043\,O^p \ кг/кг,$$

$$V_0 = \frac{L_0}{1{,}293} = 0{,}0889\,K^p + 0{,}265\,H^p - 0{,}0333\,O^p \ нм^3/кг.$$

В нашем случае

$$L_0 = 0{,}115 \cdot 36{,}99 + 0{,}342 \cdot 2{,}7 - 0{,}043 \cdot 9{,}9 = 4{,}72 \ кг/кг,$$

$$V_0 = \frac{4{,}72}{1{,}293} = 0{,}0889 \cdot 36{,}99 + 0{,}265 \cdot 2{,}6 - 0{,}0333 \cdot 9{,}9 = 3{,}65 \ нм^3/кг;$$

здесь

$$K^p = C^p + 0{,}375\,S^p_л = 36{,}8 + 0{,}375 \cdot 0{,}5 = 37{,}0\%.$$

Теоретический объем азота

$$(V_{N_2})^{мин} = 0{,}79\,V_0 = 0{,}79 \cdot 3{,}65 = 2{,}88 \ нм^3/кг.$$

Объем RO_2

$$V_{RO_2} = 1{,}866 \frac{K^p}{100} = 1{,}866 \frac{37{,}0}{100} = 0{,}69 \ нм^3/кг.$$

Теоретический объем сухих газов

$$(V_{с.г})^{мин} = V_{RO_2} + 0{,}79 V_0 = 0{,}69 + 2{,}88 = 3{,}57 \ нм^3/кг.$$

Теоретический объем водяных паров

$$(V_{в.п})^{мин} = \frac{9H^p + W^p}{80{,}4} + 0{,}016\,V_0 = \frac{9 \cdot 2{,}6 + 22{,}0}{80 \cdot 4} + 0{,}016 \cdot 3{,}65 = 0{,}623 \ нм^3/кг.$$

Объем сухих газов при $\alpha_m = 1{,}25$

$$V_{с.г} = (V_{с.г})^{мин} + (\alpha - 1)\,V_0 = 3{,}57 + (1{,}25 - 1{,}0)\,3{,}648 = 4{,}48 \ нм^3/кг.$$

Объем водяных паров при $\alpha_m = 1{,}25$

$$V_{в.п} = (V_{в.п})^{мин} + 0{,}016\,(\alpha - 1)\,V_0 = 0{,}623 + 0{,}016\,(1{,}25 - 1{,}0)\,3{,}648 = 0{,}637 \ нм^3/кг.$$

Полный объем дымовых газов

$$V_г = V_{с.г} + V_{в.п} = 4{,}484 + 0{,}637 = 5{,}12 \ нм^3/кг.$$

Подсчитанные значения объемов газов для избытка воздуха $\alpha_m = 1{,}25$ сведены в табл. 4-9.

Значения удельных теплоемкостей и теплосодержания продуктов горения приведены в табл. 2-8 и на *J-T*-диаграмме фиг. 2-4.

Теплосодержание топлива, поступающего в топку при $t_m = 30°$ С,

$$i_m = \left[c^c_m \frac{100 - W^p}{100} + \frac{W^p}{100}\right] t_m = \left(0{,}319 \cdot \frac{100 - 22{,}0}{100} + \frac{22}{100}\right) 30 = 14{,}1 \ ккал/кг.$$

Потеря тепла с уходящими газами

$$q_2 = \frac{V_г c_г T_{ух} - 9{,}5\,V_0 \alpha_{ух}}{Q^p_н}(100 - q_4) - \frac{i_m\,100}{Q^p_н} = \frac{376 - 9{,}5 \cdot 3{,}648 \cdot 1{,}5}{3\,153} \cdot 95{,}0 - \frac{14{,}1 \cdot 100}{3\,153} = 9{,}3\%.$$

Теплоемкость золы

$$c_з = 0{,}2 + 0{,}04\frac{t}{1\,000} = 0{,}2 + 0{,}04\frac{750}{1\,000} =$$

$$= 0{,}23 \text{ ккал/кг °C.}$$

Содержание золы в шлаке $a_{шл} = 15\%$.

Содержание горючего в шлаке $c^z_{шл} = 1{,}0\%$.

Потеря с физическим теплом шлака при $t_{шл} = 750°$ C

$$q_{ф} = \frac{a_{шл}}{100 - c^z_{шл}} t_{шл} c_з \frac{A^p}{Q^p_н} =$$

$$= \frac{15{,}0}{100 - 1{,}0} \cdot 750 \cdot 0{,}23 \frac{27{,}3}{3\,153} = 0{,}2\%.$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата

$$\eta_{к\,а} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q^{к.а}_5 - q_{ф} =$$

$$= 100 - 9{,}3 - 1{,}5 - 5{,}0 - 3{,}5 - 0{,}2 = 80{,}5\%.$$

Часовой расход топлива при $D = 75$ *т/час*

$$B = \frac{D\left[(i''_{пе} - i_{пв}) + \frac{d_{пр}}{100}(i_н - i_{пв})\right]}{Q^p_н \eta_{к.а}} =$$

$$= \frac{75\,000\,(781{,}0 - 151) + 0{,}05\,(2\,493 - 151)}{3\,153 \cdot 0{,}805} =$$

$$= 18\,770 \text{ кг/час.}$$

Расчетное количество топлива

$$B_р = \xi B \frac{100 - q_4}{100} = 0{,}965 \cdot 18\,770 \cdot 0{,}95 = 17\,200,$$

где коэффициент сохранения тепла

$$\xi = 1 - \frac{q_5}{100} = 0{,}965.$$

Эффективная толщина факела в топке

$$S = 3{,}6\frac{V_т}{H_{ст}} = 3{,}6 \cdot \frac{388}{275} = 508 \text{ см.}$$

Средняя температура воздуха, поступающего в топку,

$$t^т_в = \frac{a_{г.в}\, t_{г.в} + 30\, a_{х.в}}{a_т} = \frac{1{,}15 \cdot 300 + 30 \cdot 0{,}05}{1{,}25} = 244{,}0.$$

Количество тепла, выделенное в топке,

$$Q^p_н \eta = Q^p_н \frac{100 - q_3 - q_{ф}}{100} + a_т V_0 c_{вз} t^т_{вз} + i_т +$$

$$+ W_{ф}\, t_{ф}\, c_п = 3\,153 \frac{100 - 1{,}5 - 0{,}23}{100} +$$

$$+ 1{,}25 \cdot 3{,}65 \cdot 0{,}315 \cdot 244 + 14{,}07 + 0{,}0 =$$

$$= 3\,098{,}45 + 350 + 14{,}07 = 3\,462 \text{ ккал/кг.}$$

Теоретическая температура горения может быть определена по *J-T*-диаграмме (фиг. 2-4) при $a_т = 1{,}25$ или по формуле

$$T_г = \frac{Q^p_н \eta}{(V_г c_г)_г} = \frac{3\,462}{1{,}995} = 1\,736° \text{ C или}$$

$$1\,736 + 273 = 2\,009° \text{ K;}$$

здесь удельное теплосодержание газов $V_г c_г = 1{,}995$ *ккал/кг* °C взято при $T_г = 1\,736°$ C по табл. 2-8.

Условная средняя температура факела

$$T_{ф} + 273 = \sqrt{(T_г + 273) \cdot (T''_т + 273)} =$$

$$= \sqrt{(1\,736 + 273)\,(1\,100 + 273)} = 1\,660° \text{ K или } 1\,383° \text{ C.}$$

Поглощательная способность углекислоты

$$(p.\ S)_{CO_2} = 0{,}135 \cdot 508 = 68{,}5 \text{ см.}$$

Поглощательная способность водяных паров

$$(p.\ S)_{H_2O} = 0{,}1243 \cdot 508 = 63{,}2 \text{ см.}$$

Коэффициент черноты углекислоты определен по графику фиг. 4-2 $a_{CO_2} = 0{,}145$.

Коэффициент черноты водяных паров без поправки на парциальное давление определен по графику фиг. 4-3 $a'_{H_2O} = 0{,}2$.

С учетом поправки на парциальное давление водяных паров по графику фиг. 4-4 будем иметь:

$$a_{H_2O} = 0{,}2\,\xi = 0{,}2 \cdot 1{,}08 = 0{,}216.$$

Тогда коэффициент черноты факела

$$a_{ф} = a_{CO_2} + a_{H_2O} = 0{,}145 + 0{,}216 = 0{,}361.$$

Видимый коэффициент излучения топки

$$\sigma_в = 4{,}96 \cdot 10^{-8}\, a_{ф} \frac{1 - \psi\, a_{ф}}{\psi\,(1 - 2a_{ф}) + a_{ф}} =$$

$$= 4{,}96 \cdot 10^{-8} \cdot 0{,}361 \frac{1{,}0 - 0{,}862 \cdot 0{,}361}{0{,}862\,(1 - 2 \cdot 0{,}361) + 0{,}361} =$$

$$= 2{,}05 \cdot 10^{-8}.$$

Вспомогательные величины T_0 и x

$$T_0 = \frac{Q^p_н \eta}{(V_г c_г)''_т} + 273 = \frac{3\,462}{1{,}913} + 273 = 2\,083° \text{K;}$$

$$x = \frac{\xi B_р (V_г c_г)''_т}{H_л \tau \sigma_в (T_г + 273)^2} =$$

$$= \frac{17\,205 \cdot 1{,}913}{275 \cdot 0{,}65 \cdot 2{,}05 \cdot 10^{-8}\,(1\,736 + 273)^2} = 2\,330.$$

Величина $(V_г c_г)''_т$ — удельного теплосодержания газов при температуре топки $T''_т = 1\,100°$ C — определена по табл. 2-8.

Температуру T''_m определяем по формуле

$$T''_m = \frac{2T_0}{1+\sqrt{1+\frac{4T_0}{x}}} - 273 = \frac{2 \cdot 2083}{1+\sqrt{1+\frac{8332}{2330}}} -$$

$$- 273 = \frac{4166}{3,14} - 273 = 1326 - 273 = 1053^\circ \text{ С}.$$

Таким образом, полученные по методам ВТИ и ЦКТИ значения температур $T''_m = 1052$ и $t_0 = 1099^\circ$ С значительно расходятся между собой.

Методика ЦКТИ при расчете теплообмена в топке исходит из чисто эмпирической связи между основными критериями подобия теплообмена в топочных камерах

$$\theta = \frac{t_0 + 273}{t_m + 273}$$

и

$$(B_0)_m = \frac{B \sum Vc}{4{,}96 \cdot 10^{-8} \varepsilon H_p (t_m + 273)^3 (1 - \xi)}.$$

Они включают опытные коэффициенты a_0 и χ, которые имеют по 5 различных значений (см. табл. 4-2 и 4-3).

Формула, применяемая в нормах ВТИ, вытекает из теоретического уравнения теплообмена на основании закона Стефан-Больцмана и Кирхгофа

$$Q_л = H_л \cdot 4{,}96 \cdot 10^{-8} a_ф \tau (T_ф + 273)^4$$

и включает только один опытный коэффициент τ, имеющий всего два значения.

При этом величина коэффициента τ оказалась практически постоянной (для углей и торфа $\tau = 0{,}65$; для мазута $\tau = 0{,}70$).

В настоящее время ЦКТИ внес коррективы в формулу для расчета теплообмена в топке и изменил значения опытных коэффициентов (см. табл. 4-2 и 4-3), что значительно сближает результаты расчетов.

Задача 4-6. Определить величину радиационных поверхностей нагрева, расположенных в топочной камере для вновь устанавливаемого двухбарабанного котла (фиг. 4-8).

Топливо—порошок карагандинского угля состава:

$$C^р = 62{,}9\%,\ H^р = 3{,}8\%,\ O^р = 5{,}1\%,\ N^р = 1{,}0\%,$$

$$S^р_л = 0{,}7\%,\ W^р = 7{,}0\%,\ A^р = 19{,}5\%,$$

$$Q^р_н = 5880 \text{ ккал/кг}.$$

Нормальная паропроизводительность котла $D = 90$ *т/час*, давление пара в барабане котла $p_к = 35$ *ата*, температура перегретого пара $t''_{пе} = 392^\circ$ С, $i''_{пе} = 760{,}6$ *ккал/кг*.

Расход воды на продувку $d_{пр} = 0{,}05\%$

Давление пара на выходе из пароперегревателя $p''_{пе} = 33$ *ата*

Температура воздуха, забираемого из котельной, $t'_в = 30^\circ$ С

Температура уходящих газов за воздухоподогревателем $T_{ух} = 197^\circ$ С

Температура горячего воздуха, поступающего в топку, $t_{г.в} = 207^\circ$ С

Коэффициент избытка воздуха в топке $a_m = 1{,}2$

Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем $a''_{вп} = 1{,}45$

Потеря от химической неполноты сгорания $q_3 = 0{,}5$

Потеря от механической неполноты сгорания $q_4 = 3{,}0$

Потеря в окружающую среду котельным агрегатом $q_5 = 1{,}0\%$

Расчет произвести по нормам ВТИ.

Решение

$$K^р = C^р + 0{,}375 S^р_л = 62{,}9 + 0{,}375 \cdot 0{,}7 = 63{,}2\%.$$

Количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 *кг* топлива,

$$V_0 = \frac{L_0}{1{,}293} = 0{,}0889 K^р + 0{,}265 H^р - 0{,}0333 O^р =$$

$$= 0{,}0889 \cdot 63{,}2 + 0{,}265 \cdot 3{,}8 - 0{,}0333 \cdot 5{,}1 = 5{,}62 + 1{,}0 -$$

$$- 0{,}17 = 6{,}45 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем азота

$$(V_{N_2})^{мин} = 0{,}79 V_0 = 0{,}79 \cdot 6{,}45 = 5{,}1 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Объем V_{RO_2}

$$V_{RO_2} = 1{,}866 \frac{K^р}{100} = 1{,}866 \cdot 0{,}632 = 1{,}18 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем сухих газов

$$(V_{с.г})^{мин} = V_{RO_2} + 0{,}79 V_0 = 1{,}18 + 0{,}79 \cdot 6{,}45 =$$

$$= 6{,}275 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров

$$(V_{в.п})^{мин} = \frac{9H^р + W^р + 100 W_ф}{80{,}4} + 0{,}016 V_0 =$$

$$= \frac{9 \cdot 3{,}8 + 7{,}0 + 0{,}0}{80{,}4} + 0{,}016 \cdot 6{,}45 = \frac{34{,}2 + 7{,}0}{80{,}4} +$$

$$+ 0{,}103 = 0{,}615 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Объем сухих газов при $a_m = 1{,}2$

$$V_{с.г} = (V_{с.г})^{мин} + (a - 1)\ V_0 = 6{,}275 + (1{,}2 - 1) 6{,}45 =$$

$$= 7{,}565 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

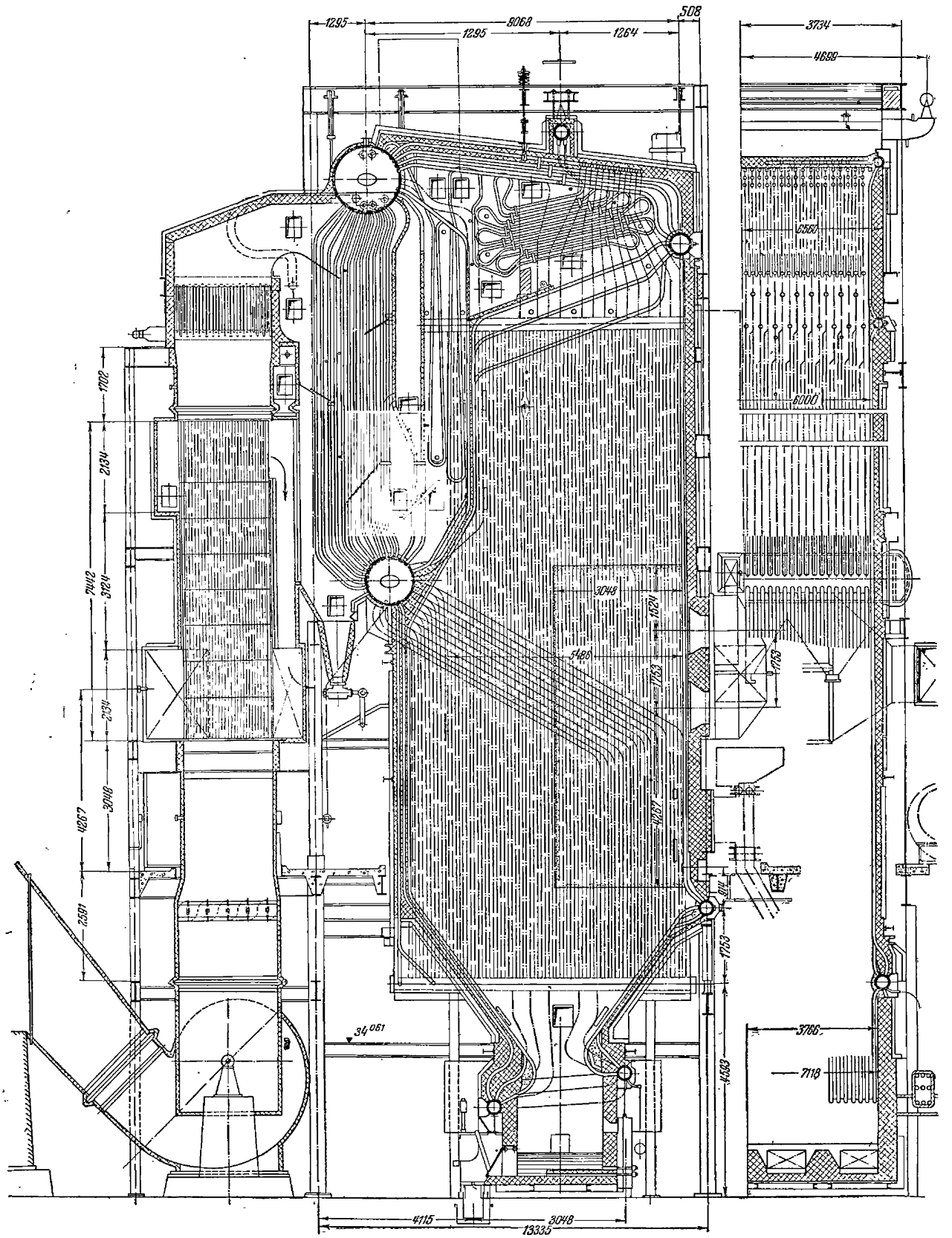
Объем водяных паров при $a_m = 1{,}2$

$$V_{в.п} = (V_{в.п})^{мин} + 0{,}016 (a - 1) V_0 = 0{,}615 + 0{,}016 \cdot 0{,}2 \cdot 6{,}45 =$$

$$= 0{,}618 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Полный объем дымовых газов

$$V_г = V_{с.г} + V_{в.п} = 7{,}565 + 0{,}618 = 8{,}18 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$



Фиг. 4-8. Двухбарабанный паровой котел.

Парциальное давление углекислоты в топке

$$p_{CO_2}=\frac{V_{CO_2}}{V}=\frac{1,18}{8,18}=0,144 \text{ ата}$$

Парциальное давление водяных паров

$$p_{в.п}=\frac{V_{в.п}}{V_г}=\frac{0,618}{8,18}=0,0755 \text{ ата}.$$

Потеря тепла с уходящими газами

$$q_2=\frac{V_г c_г T_{ух}-9,5V_0\alpha_{ух}}{Q_н^р}(100-q_4)=$$

$$=\frac{(636-9,5\cdot6,45\cdot1,45)\cdot97}{5\,880}=\frac{(636-89,0)\,97}{5\,880}=9,0\%.$$

Величина $V_г c_г T_{ух}$ — теплосодержания уходящих газов при $T=197°$ С и $\alpha_{ух}=1,45$—вычислена по формуле

$$V_г c_г T_{ух}=[(V_{RO_2}c_{CO_2})+(V_{N_2})^{мин}c_{N_2}+(V_{в.п})^{мин}c_{в.п}+$$
$$+(\alpha-1,0)c_{вз}^{в}V_0]T_{ух}=[(1,18\cdot0,429+5,1\cdot0,3106+$$
$$+0,615\cdot0,3635+(1,45-1,0)\cdot0,318\cdot6,45]\,197=$$
$$=(0,506+1,58+0,224+0,921)\cdot197=3,22\cdot197=$$
$$=636 \text{ ккал/кг}.$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата

$$\eta_{к.а}=100-q_2-q_3-q_4-q_5-q_ф=100-9,0-0,5-$$
$$-3,0-1,0=86,5\%.$$

Величину $q_ф$ принимаем равной нулю.

Часовой расход топлива

$$B=\frac{D[(i''_{пе}-i_{пв})+\frac{d_{пр}}{100}(i_н-i_{пв})}{Q_н^р\eta_{к.а}}=$$
$$=\frac{90\,000[(763,2-151,4)+0,05(249,5-151,3)]}{5\,880\cdot0,865}=$$
$$=\frac{616,7\cdot90\,000}{5\,880\cdot0,865}=10\,910 \text{ кг/час}.$$

Коэффициент сохранения тепла

$$\xi=1-\frac{q_5}{100}=1-\frac{1}{100}=0,99.$$

Расчетное количество топлива будет

$$B_р=\xi B(1-q_4)=0,99\cdot10\,910\cdot0,97=10\,480 \text{ кг/час}.$$

Объем топочной камеры (фиг. 4-8).

Объем холодной воронки

$$V_{х.в}=1,67\cdot7,85\frac{6,3+3,78}{2}\approx49 \text{ м}^3.$$

Объем нижней части топки

$$V_н=hab_1=6,45\cdot5,85\cdot6,3\approx238 \text{ м}^3.$$

Объем средней части топки

$$V_{ср}=h_{ср}ab_{ср}=2,4\cdot5,85\,\frac{6,3+4,7}{2}\approx77 \text{ м}^3.$$

Объем верхней части топки

$$V_в=h\,ab_{ср}=3,96\cdot5,85\cdot4,7\approx109 \text{ м}^3.$$

Общий объем

$$V'_т=V_{х.в}+V_н+V_{ср}+V_в=49+238+77+$$
$$+109=473 \text{ м}^3.$$

Мертвое пространство топки

$$V_м=h_м a\cdot b=2,85\cdot5,85\cdot6,3=105 \text{ м}^3.$$

Активный объем топки

$$V_т=V'_т-V_м=473-105=368 \text{ м}^3.$$

Средняя температура воздуха, поступающего в топку[1]

$$t_{вз}^т=\frac{\alpha_{г.в}t_{г.вз}+30\alpha_{х.вз}}{\alpha_т}=\frac{1,15\cdot207+30\cdot0,05}{1,2}=199°\text{C}.$$

Колнчество тепла, выделенного в топке,

$$Q_н^р\eta_т=Q_н^р\left(\frac{100-q_3-q_ф}{100}\right)+\alpha_т V_0 c_{вз}\cdot t_{вз}^т=$$
$$=5\,880\,\frac{100-3,0}{100}+1,2\cdot6,45\cdot0,312\cdot199=5\,703,6+$$
$$+483,4=6\,187 \text{ ккал/кг}.$$

Теоретическая температура горения

$$T_{гор}=\frac{Q_н^р\eta_т}{(V_г c_г)_{гор}}+273=\frac{6\,187}{3,237}+273=1\,910°\text{ C}+$$
$$+273=2\,183°\text{ K};$$

здесь

$$(V_г c_г)_{гор}=[V_{RO_2}c_{CO_2}+(V_{N_2})^{мин}c_{N_2}+(V_{в.п})^{мин}c_{в.п}+$$
$$+(\alpha-1)c_{вз}^{вп}V_0]=1,18\cdot0,5783+5,1\cdot0,3529+$$
$$+0,615\cdot0,464+0,2\cdot0,3644\cdot6,45=3,237 \text{ ккал/кг}°\text{ C}.$$

Задаемся температурой перед первым рядом труб $T''_т=1\,125°$ С.

Находим условную среднюю температуру факела

$$T_ф+273=\sqrt{(T_г+273)(T''_т+273)}=$$
$$=\sqrt{(1\,910+273)\cdot(1\,125+273)}=\sqrt{2\,183\cdot1\,398}=$$
$$=1\,747°\text{ K или }1\,747-273=1\,474°\text{ C}.$$

[1] При определении величины $\alpha_{г.в}$ не учтены присосы в сушильно-мельничной системе.

Эффективная толщина факела в топке

$$S = 3{,}6\,\frac{V_m}{H_{cm}} = 3{,}6\,\frac{368}{365} = 363\ см,$$

где $V_m = 368\ м^3$;
$H_{cm} = 365\ м^2$.

Поглощательная способность углекислоты

$$(pS)_{CO_2} = 0{,}144 \cdot 363 = 52{,}4\ см\ ата.$$

Поглощательная способность водяных паров

$$(pS)_{в.п} = 0{,}0755 \cdot 363 = 27{,}5\ см\ ата.$$

Коэффициенты черноты для углекислоты и водяного пара без поправки на парциальное давление водяного пара при $T_ф = 1\,474^\circ$ С определяем по графикам фиг. 4-2 и 4-3.

$$a_{CO_2} = 0{,}131, \quad a'_{H_2O} = 0{,}13,$$
$$a_{H_2O} = a'_{H_2O}\,\xi = 0{,}13 \cdot 1{,}045 = 0{,}136,$$

тогда коэффициент поглощения факела будет

$$a_ф = a_{CO_2} + a_{H_2O} = 0{,}131 + 0{,}136 = 0{,}267.$$

Количество тепла, передаваемое излучением в топке,

$$Q_л = B_p\,(Q_н^p\,\eta_m - V_г c_г T''_m) = 10\,480\,(6\,187 - 3\,428) =$$
$$= 10\,430 \cdot 2\,759;$$

здесь

$$V_г\,c_г\,T''_m = [(V_{RO_2}\,c_{CO_2} + (V_{N_2})^{мин}\,c_{N_2} + (V_{в.п})^{мин} c_{в.п} +$$
$$+ (\alpha - 1) c^{вл}_{вз} V_0] T''_m = [1{,}18 \cdot 0{,}538 + 5{,}1 \cdot 0{,}336 +$$
$$+ 0{,}615 \cdot 0{,}420 + (1{,}2 - 1) \cdot 0{,}344 \cdot 6{,}45] \cdot 1\,125 = 3{,}048 \cdot 1\,125 =$$
$$= 3\,428\ ккал/час.$$

Вспомогательная величина

$$y = \frac{4{,}96 \cdot 10^{-8} \psi H_{cm} (T_ф + 273)^4}{Q_л} =$$
$$= \frac{4{,}96 \cdot 10^{-8} \cdot 0{,}65 \cdot 365 \cdot 1\,747^4}{10\,480 \cdot 2\,759} = 3{,}8.$$

Степень экранирования

$$\psi = \frac{2}{\left(y + 2 - \frac{1}{a_ф}\right) + \sqrt{\left(y + 2 - \frac{1}{a_ф}\right)^2 - 4 a_ф y}} =$$
$$= \frac{2}{(3{,}8 + 2 - 3{,}75) + \sqrt{(5{,}8 - 3{,}75)^2 - 4 \cdot 0{,}267 \cdot 3{,}8}} =$$
$$= 0{,}921.$$

Отсюда находим эффективную радиационную поверхность, размещаемую в топке. Из уравнения

$$\psi = \frac{H_л}{H_{cm}} = 0{,}921,$$

имеем $H_л = 365 \cdot 0{,}921 = 336\ м^2$.

По эскизу топки производим размещение полученной экранной поверхности. Для экранирования выбираем гладкотрубный экран с диаметром труб $d_н = 82{,}5\ мм$.

Экран боковых стен топки

$$d_н = 82{,}5\ мм; \quad \frac{S}{d_н} = 1{,}04.$$

По графику фиг. 4-6 находим угловой коэффициент экрана $\psi_э = 0{,}98$.

Освещенная длина труб $l_{осв} = 14{,}48\ м$.

Расстояние между крайними трубами экрана $b = 5{,}6\ м$.

Поверхность боковых стен

$$H_{cm} = l_{осв}\,b = 2 \cdot 5{,}6 \cdot 14{,}48 = 162\ м^2.$$

Следовательно,

$$H^б_л = \psi_э\,l_{осв}\,b = 2 \cdot 0{,}98 \cdot 14{,}48 \cdot 5{,}6 = 159\ м^2.$$

Экран фронтовой стены

$$d_н = 82{,}5\ мм; \quad S/d_н = 1{,}04.$$

Освещенная длина труб $l_{осв} = 13{,}7\ м$, расстояние между внешними образующими экранных труб $b = 5{,}85\ м$, поверхность стен $H^{ф.р}_{cm} = 5{,}85 \cdot 13{,}7 = 80\ м^2$, площадь, занятая под амбразуры, $14{,}3\ м^2$.

Эффективная радиационная поверхность фронтового экрана

$$H^{ф.р}_л = (H^{ф.р}_{cm} - 14{,}3)\,\psi = (80 - 14{,}3)\,0{,}98 = 64\ м^2.$$

Экран задней стены

$$d_н = 82{,}5\ мм, \quad S/d_н = 1{,}04; \quad \psi_э = 0{,}98.$$

Расстояние между внешними образующими экранных труб $b = 5{,}85\ м$, освещенная длина труб $l_{осв} = 13{,}8\ м$, поверхность стен $H^з_{cm} = 5{,}85 \cdot 13{,}8 = 81\ м^2$, эффективная радиационная поверхность экрана задней стены $H^з_л = 81 \cdot 0{,}98 = 79\ м^2$.

Экран передней стены холодной воронки (экраны остальных стен холодной воронки вошли в радиационную эффективную поверхность соответствующих экранов)

$$S/d_н = 1{,}04; \quad \psi_э = 0{,}98.$$

Освещенная длина труб $l_{осв} = 2{,}15\ м$, расстояние между внешними образующими экранных труб $b = 5{,}85\ м$.

Поверхность стены $H^{х.в}_л = h_{х.в}\,l_{осв} = 5{,}85 \cdot 2{,}15 = 12{,}6\ м^2$. Эффективная радиационная поверхность

$$H^{х.в}_л = 12{,}6 \cdot 0{,}98 = 12\ м^2.$$

Фестон

Длина труб $l^ф = 5{,}0\ м$, ширина топки $b_m = 5{,}85\ м$. Эффективная радиационная поверхность фестона

$$H^ф_л = l^ф_m\,b_m = 5 \cdot 5{,}85 = 29\ м^2.$$

Полная радиационная поверхность в топке

$$H_л = 159 + 64 + 79 + 12 + 29 = 343\ м^2.$$

Следовательно, степень экранирования получена равной $\psi = \frac{343}{365} = 0{,}938$, что достаточно точно согласуется с найденной ранее величиной.

Задача 4-7. Подобрать цепную решетку для сжигания на ней лисичанского длиннопламенного угля состава: $C^p = 51{,}1\%$, $H^p = 3{,}7\%$, $N^p = 1{,}1\%$, $O^p = 8{,}3\%$, $S^p_л = 4{,}0\%$, $A^p = 19{,}8\%$, $W^p = 12{,}0\%$, $Q^p_н = 4\,900$ *ккал/кг*.

Решетка должна быть установлена под вертикально-водотрубным котлом паропроизводительностью $D = 16$ *т/час*, $t''_{пв} = 350°C$; $p_к = 35$ *ата*, $t_{п.в} = 110{,}0°$ C.

Ширина котла в свету $b = 4{,}55$ *м*

Потеря от химической неполноты сгорания $q_3 = 2\%$

Потеря от механической неполноты сгорания $q_4 = 4\%$

Потеря в окружающую среду котельным агрегатом $q_5 = 2\%$

в том числе топкой $q^m_5 = 0{,}5\%$

Тепловое напряжение решетки $Q/R = 1\,000 \cdot 10^3$ *ккал/м² час*

Тепловое напряжение объема топки $Q/V_m = 300 \cdot 10^3$ *ккал/м³ час*

Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_m = 1{,}25$

Коэффициент избытка воздуха за установкой $\alpha_{ух} = 1{,}55$

Температура холодного воздуха $t_{хв} = 30°$ C

Ответ. $R_{акт} = 12{,}3$ *м²*, $V_m = 40{,}9$ *м³*.

Подбираем две решетки БЦР длиной между осями 5,5 *м* и шириной 1,56 *м*.

Задача 4-8. Определить основные размеры наклонно-переталкивающей топки для сжигания подмосковного угля марки МС состава: $C^p = 32{,}0\%$, $H^p = 2{,}3\%$, $O^p = 9{,}3\%$, $S^p_л = 2{,}6\%$, $N^p = 0{,}6\%$, $W^p = 32{,}0\%$, $A^p = 21{,}1\%$, $Q^p_н = 2\,760$ *ккал/кг*.

Топка должна быть установлена под вертикально-водотрубным котлом паропроизводительностью $D = 14\,000$ *кг/час*, $p_к = 35$ *ата*, $t''_{пе} = 400°$ C, $t_{пв} = 125°$ C, $t_{х.в} = 20°$ C, $t_{ух} = 200°$C, $\alpha_m = 1{,}30$, $\alpha_{ух} = 1{,}6$.

Тепловое напряжение решетки $Q/R = 650\,000$ *ккал/м² час*, объема топки $Q/V_m = 200\,000$ *ккал/м³ час*.

Потеря от химической неполноты сгорания $q_3 = 1{,}0\%$

Потеря от механической неполноты сгорания $q_4 = 5{,}5\%$

Потеря в окружающую среду котельным агрегатом $q_5 = 2{,}5\%$

Ответ. $R_{акт} = 17{,}2$ *м²*.

Задача 4-9. Подобрать цепную топку БЦР для сжигания челябинского бурого угля при нагрузке решетки $Q/R = 800\,000$ *ккал/м² час* и $Q/V_m = 300\,000$ *ккал/м³ час*.

Топка должна быть установлена под вертикально-водотрубным котлом паропроизводительностью 36 000 *кг/час*. $p_к = 35$ *ата*, $t''_{пе} = 400°$ C, $t_{пв} = 150°$C, $t_{х.в} = 30°$ C, $t_{ух} = 200°$C, $\alpha_m = 1{,}2$, $\alpha_{ух} = 1{,}45$. Состав челябинского угля $C^p = 42{,}5\%$, $H^p = 3{,}0\%$, $O^p = 11{,}5\%$, $N^p = 1{,}0\%$, $S^p_л = 1{,}1\%$, $W^p = 19{,}0\%$, $A^p = 21{,}9\%$, $Q^p_н = 3\,800$ *ккал/кг*.

Потери: $q_3 = 1{,}0\%$, $q_4 = 3{,}5\%$, $q_5 = 2{,}5\%$.

Ответ. $R_{акт} = 33{,}7$ *м²* и $V_m = 89{,}5$ *м³*.

Подбираем две решетки БЦР общей площадью $R_{общ} = 4{,}52 \cdot 6{,}6 \cdot 2 = 58{,}8$ *м²*.

Задача 4-10. Определить, производя подсчет по методу ЦКТИ, величину радиационной поверхности, размещаемой в топке двухбарабанного котла при сжигании карагандинского угля состава: $C^p = 62{,}9\%$, $H^p = 3{,}8\%$, $O^p = 5{,}1\%$, $N^p = 1{,}0\%$, $S^p_л = 0{,}7\%$, $W^p = 7{,}0\%$, $A^p = 19{,}5\%$, $Q^p_н = 5\,880$ *ккал/кг*. Паропроизводительность котла 90 *т/час*, $p_к = 33$ *ата*, $t''_{пе} = 420°$ C, $t_{пв} = 150°$ C.

Коэффициент избытка воздуха в топке перед фестоном и перегревателем $\alpha_m = 1{,}2$.

Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем $\alpha''_{вп} = 1{,}45$. Температура горячего воздуха, поступающего в топку, $t_{г.в} = 207°$C. Количество тепла, вносимое в топку с воздухом, $Q_{г.в} = 448$ *ккал/кг*. Действительный часовой расход топлива $B = 10\,750$ *кг/час*. Степень черноты пламени $a_0 = 0{,}7$.

Степень загрязнения $x = 0{,}7$

Теоретическая температура горения $t_m = 1\,890°$ C

Температура газов на выходе из топки (перед фестоном) $t_0 = 1\,065°$C

Степень экранирования топочной камеры $\psi = 0{,}915$

Коэффициент полезного действия топки $\eta_m = 96{,}7\%$

Активный объем топочной камеры $V_m = 368$ *м³*

Ответ. $H_p = 334$ *м²*.

Задача 4-11. Определить температуру на выходе из топки t_0 двухбарабанного котла, под которым в пылевидном состоянии сжигается курашассайский бурый уголь состава:

$C^p = 26{,}4\%$, $H^p = 2{,}1\%$, $N^p = 0{,}5\%$, $O^p = 7{,}5\%$, $S^p_л = 2{,}3\%$, $A^p = 29{,}2\%$, $W^p = 32{,}0\%$, $Q^p_н = 2\,080$ *ккал/кг*. Температура размягчения золы топлива $t_{р.з} = 1\,290°$ С. Паропроизводительность котла $D = 90$ *т/час*, $p_к = 33$ *ата*, $t''_{пе} = 420°$С, $t_{пв} = 150°$ С

Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_т = 1{,}2$

Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем $\alpha''_{вп} = 1{,}45$

Температура горячего воздуха, поступающего в топку $t_{г.в} = 235°$ С

Температура холодного воздуха $t_{х.в} = 30°$ С

Количество тепла, вносимое в топку с воздухом, $Q_{г.в} = 214$ *ккал/кг*

Теоретическая температура горения $t_т = 1\,480°$ С

Коэффициент полезного действия котельного агрегата $\eta_{к.а} = 81{,}7\%$

Коэффициент полезного действия топки $\eta_т = 97{,}7\%$

Величина радиационной поверхности, размещенной в топочной камере, $H_р = 334$ *м²*

Степень экранирования топки $\psi = 0{,}915$

Активный объем топочной камеры $V_т = 368$ *м³*

Степень черноты пламени $a_0 = 0{,}7$

Степень загрязнения $\varkappa = 0{,}7$

Расчет произвести по методике ЦКТИ

Ответ. $t_0 = 1\,080°$ С

Задача 4-12. Определить радиационную поверхность, размещенную в топке котла высокого давления паропроизводительностью $D = 55$ *т/час*, работающего на мазуте состава: $C^p = 85\%$, $H^p = 10{,}3\%$, $O^p = 0{,}8\%$, $N^p = 0\%$, $S^p_л = 0{,}7\%$, $A^p = 0{,}2\%$, $W^p = 3\%$, $Q^p_н = 9\,370$ *ккал/кг*.

Давление перегретого пара $p_{пе} = 105$ *ата*

Температура перегретого пара $t''_{пе} = 500°$ С

Температура питательной воды $t_{п.в} = 190°$С

Температура воды, выходящей из экономайзера, $t''_{эк} = 237°$ С

Коэффициент избытка воздуха в конце топки $\alpha_т = 1{,}15$

Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогреватель $\alpha''_{вп} = 1{,}45$

Расчетный часовой расход топлива $\xi B_р = 4\,330$ *кг/час*

Доля горячего воздуха от теоретически необходимого проходящего через воздухоподогреватель:

перед воздухоподогревателем $\alpha_{г.в} = 1{,}15$

за воздухоподогревателем $\alpha_{г.в} = 1{,}05$

Температура газов в конце топки $t''_т = 1\,192°$ С

Температура горячего воздуха $t_{г.в} = 230°$С

Температура холодного воздуха $t_{х.в} = 30°$С

Степень экранирования топки $\psi = 0{,}835$

Расчет произвести по нормам ВТИ

Ответ. $H_л = 162$ *м²*.

Задача 4-13. Определить температуру на выходе из топки для котла КО-7, паропроизводительностью 240 *т/час*, под которым сжигается подмосковный уголь состава: $C^p = 25{,}3\%$, $H^p = 1{,}9\%$, $N^p = 0{,}5\%$, $O^p = 7{,}9\%$, $W^p = 37{,}0\%$, $A^p = 25{,}2\%$, $S^p_л = 2{,}2\%$, $Q^p_н = 2\,138$ *ккал/кг*.

Давление пара $p_к = 100$ *ата*

Температура перегретого пара $t''_{пе} = 500°$ С

Температура питательной воды $t_{п.в} = 185°$ С

Температура воздуха в котельной $t_{х.в} = 30°$С

Температура уходящих газов $T_{ух} = 190°$С

Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_т = 1{,}25$

Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем $\alpha''_{вп} = 1{,}43$

Потеря тепла от механической неполноты горения $q_4 = 2{,}1\%$

Потеря тепла от химической неполноты горения $q_3 = 1{,}5\%$

Потеря тепла котельным агрегатом в окружающую среду $q^{кл}_5 = 0{,}5\%$

Потеря с физическим теплом шлаков $q_ф = 0{,}3\%$

Тепло, вносимое в топку с топливом, $i_т = 17$ *ккал/кг*

Радиационная поверхность нагрева экранов и фестона

$$H_л = H^т_л + H^ф_л = 710 + 67{,}7 = 777{,}7 \text{ м}^2$$

Топка полностью экранирована $\psi \approx 1{,}0$ (больше 0,95)

Доля горячего воздуха от теоретически необходимого, поступающего в топку $\alpha_{г.в} = 1{,}13$

Коэффициент сохранения тепла $\xi = 0{,}995$

Расчет произвести по нормам ВТИ

Ответ. $T''_т = 1\,096°$С

Задача 4-14. Определить размеры радиационной поверхности (экранов и фестона), размещенной в топочной камере котла КО-7 при сжигании челябинского угля состава: $C^p=33{,}3\%$, $H^p=2{,}4\%$, $N^p=0{,}8\%$, $O^p=8{,}4\%$, $W^p=24\%$, $A^p=30{,}4\%$, $S^p_л=0{,}7\%$, $Q^p_н=2\,920$ *ккал/кг*.

Паропроизводительность котла и параметры пара такие же, как в предыдущей задаче.

Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_т=1{,}25$

Коэффициент избытка за воздухоподогревателем $\alpha''_{вп}=1{,}43$

Температура уходящих газов $T_{ух}=180°$ С

Температура воздуха в котельной $t_{х.в}=30°$ С

Температура горячего воздуха, поступающего в топку, $t_{гоз}=362°$С

Температура газов, покидающих топку $T''_т=1\,130°$С

Доля горячего воздуха от теоретически необходимого поступающего в топку $\alpha_{г.в}=1{,}13$

Потери тепла от химической неполноты горения $q_3=1{,}5\%$

Потери тепла от механической неполноты горения $q_4=2{,}3\%$

Потери тепла котельным агрегатом в окружающую среду $q_5^{к.а}=0{,}5\%$

Потери тепла с физическим теплом шлака $q_ф=0{,}3\%$

Физическое тепло топлива $i_т=14{,}5$ *ккал/кг*

Коэффициент сохранения тепла $\xi=0{,}995$

Степень экранирования $\psi\approx 1$

Расчет произвести по нормам ВТИ.

Ответ. $H_л=778$ *м*^{2}.

Задача 4-15. Определить температуру на выходе из топки для котла КО-7 при сжигании челябинского угля состава, указанного в предыдущей задаче. Паропроизводительность котла и параметры пара такие же, как в задаче 4-13.

Температура уходящих газов $T_{ух}=180°$С

Температура воздуха в котельной $t_{х.в}=30°$С

Температура горячего воздуха, поступающего в топку $t_{г.в}=356°$С

Коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_т=1{,}25$

Коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем $\alpha''_{вп}=1{,}43$

Для горячего воздуха от теоретически необходимого, поступающего в топку, $\alpha_{г.в}=1{,}13$.

Потери тепла: $q_3=1{,}5\%$, $q_4=2{,}3\%$, $q_5=0{,}5\%$, $q_ф=0{,}3\%$. Физическое тепло топлива $i_т=14{,}5$ *ккал/кг*.

Коэффициент сохранения тепла $\xi=0{,}995$

Радиационная поверхность нагрева экранов и фестона $H_л=778$ *м*^{2}

Степень экранирования $\psi\approx 1$

Расчет провести по нормам ВТИ.

Ответ. $t''_т=1130°$ С.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

5-1. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА КОТЛОАГРЕГАТА ПО МЕТОДУ ЦКТИ

Основными расчетными уравнениями являются уравнение конвективного теплообмена

$$BQ = HK\Delta t \ ккал/час \qquad (5\text{-}1)$$

и уравнение теплового баланса

$$Q = \left(\Sigma Vct_1 - \Sigma Vct_2 + \Delta\alpha L_0 c_в t_{х.в} - \frac{q_5}{100} Q_н^р\right) ккал/кг, \qquad (5\text{-}2)$$

где B — часовой расход топлива, *кг/час*;

Q — количество тепла, воспринимаемое поверхностью нагрева от продуктов сгорания, *ккал/кг*;

H — поверхность нагрева, $м^2$;

K — коэффициент теплопередачи, $ккал/м^2\ час^\circ$ С;

Δt — температурный напор, т. е. средняя разность между температурой газов, омывающих поверхность нагрева, и температурой обогреваемой среды;

ΣVct_1 и ΣVct_2 — теплосодержание продуктов сгорания 1 *кг* топлива при температурах t_1 в начале и t_2 в конце газохода, в *ккал/кг*;

$\Delta\alpha L_0 (ct)_{х.в}$ — количество тепла, вносимого присасываемым воздухом на 1 *кг* топлива (при величине присоса в газоходе $\Delta\alpha$ и температуре присасываемого воздуха $t_{х.в}$), *ккал/кг*;

$\frac{q_5}{100} Q_н^р$ — потеря тепла рассчитываемым газоходом в окружающую среду на 1 *кг* топлива, *ккал/кг*.

С другой стороны, величина Q связана с количеством тепла, воспринимаемым рабочим телом:

для пароперегревателя и водяного экономайзера

$$BQ = D(i_2 - i_1) \ ккал/кг \qquad (5\text{-}3)$$

и для воздухоподогревателя

$$Q = \alpha_{г.в} V_0 [(ct)_{г.в} - (ct)_{х.в}] \ ккал/кг, \qquad (5\text{-}4)$$

где D — расход пара или воды через данный элемент агрегата, *кг/час*;

i_1 и i_2 — начальное и конечное теплосодержание пара или воды, *ккал/кг*;

$\alpha_{г.в} V_0$ — расход горячего воздуха на 1 *кг* топлива, $нм^3/кг$;

$(ct)_{г.в}$ и $(ct)_{х.в}$ — теплосодержание 1 $нм^3$ горячего или холодного воздуха.

При противоточной или прямоточной схеме движения величину температурного напора Δt, входящую в формулу (5-1), определяют по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \qquad (5\text{-}5)$$

где $\Delta t_б$ — разность температур обеих сред в том конце поверхности нагрева, где она больше, чем $\Delta t_м$ — разность температур на другом конце поверхности нагрева.

В тех случаях, когда отношение $\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м} \leqslant 1{,}5$, температурный напор следует определять не по формуле (5-5), а как средний арифметический

$$\Delta t = \frac{\Delta t_б + \Delta t_м}{2}{}^\circ\text{C}. \qquad (5\text{-}6)$$

При любых заданных конечных температурах обеих сред максимально возможный температурный напор дает противоток, минимально возможный — прямоток. Все прочие разнооб-

разные схемы включения занимают промежуточное положение.

Если выполняется условие

$$\Delta t_{прям} \geqslant 0{,}95\Delta t_{прот},$$

где $\Delta t_{прям}$ и $\Delta t_{прот}$ — температурные напоры, рассчитанные по заданным конечным температурам теплообменивающихся сред для случаев прямотока и противотока, то температурный напор для любой сложной схемы включения расчитывается по формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{прям} + \Delta t_{прот}}{2}. \qquad (5\text{-}7)$$

Определение температурного напора при наличии схемы с последовательно смешанным током производят по специальному методу ЦКТИ [Л. 3].

Расчетный коэффициент теплопередачи во всех случаях подсчитывается по формуле

$$K_р = \xi K_т \ ккал/м^2 \ час \ °C, \qquad (5\text{-}8)$$

где ξ — коэффициент использования, значения которого приведены в табл. 5-1 и 5-2.

Теоретический коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$K_т = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \ ккал/м^2 \ час \ °C, \qquad (5\text{-}9)$$

а для экономайзеров и котельных поверхностей

$$K_т = \alpha_1 = [\alpha_к + \alpha_л] \ ккал/м^2 \ час °C, \qquad (5\text{-}10)$$

где $\alpha_к$ и $\alpha_л$ — коэффициенты теплоотдачи соприкосновением (конвекция) и излучением, $ккал/м^2 \ час \ °C$.

Величина α_2 учитывается только в расчетах пароперегревателей и воздухоподогревателей.

Расчетную скорость определяют по формуле

$$w = \frac{BV_г}{3\,600\Omega} \cdot \frac{t_{пот} + 273}{273} \ м/сек, \qquad (5\text{-}11)$$

где $V_г$ — объем продуктов сгорания с учетом потерь от механического недожога при среднем избытке воздуха в газоходе, $нм^3/кг$.

$t_{пот}$ — расчетная температура потока для всех элементов котельного агрегата за исключением воздухоподогревателя

$$t_{пот} = \vartheta_{ср} + \Delta t, \qquad (5\text{-}12)$$

где Δt — температурный напор в пределах данной поверхности;

ТАБЛИЦА 5-1

Коэффициенты использования газоходов типовых котлов

Завод-изготовитель и тип котла	Коэффициент использования		
	первого газохода ξ_1	пароперегревателя[1] $\xi_{пе}$	второго газохода[2] ξ_2
ЛМЗ-2 500 $м^2$	0,55	0,85	0,95
ЛМЗ-1 500 $м^2$	0,55	0,85	0,85
НЗЛ-450 $м^2$	0,50	0,70	0,85
ЛМЗ КО-III	0,55	0,80	—
ЛМЗ КО-IV	0,60	0,80	—
ЛМЗ КО-VI	0,80	0,75	—
НЗЛ Ф-60 и С-60	0,75	0,80	—
ТКЗ ТКП-1	0,75	0,80	—
ТКЗ ТКП-3	0,80	0,8	—
НЗЛ 60/75 и ТКВ 120/160	0,65	0,80	—
ЛМЗ 160/200а	1,00[3]	0,80	0,85
ЛМЗ 160/200б	1,10	0,80	0,85
ТКЗ СМ	0,8	0,8	0,85
ТКЗ СП и МП	0,50	0,80	0,85
БКЗ Шухова-Берлина	0,85	—	1,0

[1] Значения коэффициента использования пароперегревателя приведены для мазута, пыли всех углей, кроме антрацита, и для углей, сжигаемых на решетках. Для антрацитовой пыли значение $\xi_{пе}$ следует снижать на 0,05, для кускового торфа увеличивать на 0,05, для очищенного газа и древесного топлива — увеличивать на 0,15.

[2] Значения коэффициента использования второго газахода приведены для пыли всех углей, кроме антрацита. Для мазута и углей, сжигаемых на решетках, значения ξ_2 следует снижать на 0,10, для антрацитовой пыли снижать на 0,05.

[3] При отсутствии перегородок на пучке $\xi_1 = 0{,}9$.

ТАБЛИЦА 5-2

Коэффициенты использования экономайзеров и воздухоподогревателей

Поверхность нагрева	Коэффициенты использования при сжигании				
	угольной пыли	углей в слое	торфа в слое	дров или газа	мазута (при наличии обдувки)
Чугунный ребристый экономайзер*	—	0,75	0,9	1,0	0,7
Железный гладкотрубный или плавниковый экономайзер	0,85	0,75	0,85	1,0	0,65—0,70**
Чугунный ребристый воздухоподогреватель	—	0,9	1,0	1,1	0,85
Пластинчатый воздухоподогреватель	от 0,8 до 1,0				0,7—0,8
Трубчатый воздухоподогреватель	от 0,8 до 0,9				0,7—0,8

* Только для экономайзеров ЦККБ при скоростях движения газов от 5 до 10 $м/сек$.

** Меньшее значение $\xi_{ВК}$ при температуре входа воды в экономайзер $\vartheta_1 \geqslant 160°$ С, большее значение при $\vartheta_1 > 160°$ С.

$\vartheta_{ср}$ — средняя температура обогреваемой среды, равная для котельных поверхностей температуре кипения при давлении в котле $t_н$, а для экономайзерных и пароперегревательных поверхностей — полусумме температур воды или пара на входе или выходе из поверхности нагрева.

Для воздухоподогревателей средняя температура потока обеих сред определяется по полусумме температур данной среды на входе и выходе из воздухоподогревателя.

Для определения коэффициента теплоотдачи при продольном омывании трубчатых поверхностей нагрева пользуются следующими формулами:

для случая охлаждения омывающей среды

$$a_к = 0{,}024 w^{0{,}8} d_э^{-0{,}2} \left(\frac{\lambda \rho^{0{,}8}}{\mu^{0{,}8}}\right)_{ст} \times \times \left(\frac{t_{ст}+273}{t_{пот}+273}\right)^{0{,}417} Pr_{ст}^{0{,}3} \; ккал/м^2 \, час \, °C; \quad (5\text{-}13)$$

для случая нагревания омывающей среды (воздуха в воздухоподогревателе)

$$a_к = 0{,}024 w^{0{,}8} d_э^{-0{,}2} \left(\frac{\lambda \rho^{0{,}8}}{\mu^{0{,}8}}\right)_{ст} \times \times \left(\frac{t_{ст}+273}{t_{пот}+273}\right)^{0{,}417} Pr^{0{,}37} \; ккал/м^2 \, час \, °C. \quad (5\text{-}14)$$

В формулах (5-13) и (5-14)

w — средняя скорость газов, $м/сек$;

$d_э$ — эквивалентный диаметр, $м$;

λ — теплопроводность газов, $ккал/м \, час \, °C$;

ρ — плотность газов, $кг/сек^2 \, м^4$;

μ — динамическая вязкость газов, $кг \, сек/м^2$;

$(t_{ст}+273)$ — температура стенки трубы, °К;

$(t_{пот}+273)$ — средняя расчетная температура потока, °К;

$Pr_{ст}$ — безразмерный критерий Прандтля (при расчетной температуре стенки), равный $3600 \left(\frac{9{,}81 \mu c}{\lambda}\right)_{ст}$,

где c — истинная теплоемкость газов при постоянном давлении на 1 $кг$ газов, $ккал/кг°C$. Все физические константы отнесены к температуре стенки.

По формулам (5-13) и (5-14) построена номограмма, приведенная на фиг. 5-1.

Коэффициент теплоотдачи при продольном омывании пластинчатых поверхностей нагрева определяют по формуле

$$a_к = C w^{1{,}1} d_э^{0{,}1} \left(\frac{\lambda \rho^{1{,}1}}{\mu^{1{,}1}}\right)_{ст} ккал/м^2 \, час \, °C, \quad (5\text{-}15)$$

где C — постоянный коэффициент, равный при охлаждении дымовых газов 0,00118, а при нагревании воздуха 0,00114; остальные обозначения те же, что и в формулах (5-13) и (5-14), (все физические константы отнесены к температуре стенки). При значении $Re_{ст} = 20\,000$ формулы (5-13) и (5-15) дают одинаковый результат, при значениях $Re_{ст} > 20\,000$ расчет следует вести по формуле (5-13) или (5-14).

На фиг. 5-2 приведена номограмма, построенная по формуле (5-15).

Коэффициент теплоотдачи при поперечном омывании и коридорном расположении пучков труб определяют по формуле

$$a_к = 0{,}12 w^{0{,}66} d^{-0{,}34} \left[\frac{\lambda \rho^{0{,}66}}{\mu^{0{,}66}}\right] \times \times (1 - \eta_1 \eta_2) \varphi_3 \; ккал/м^2 \, час \, °C, \quad (5\text{-}16)$$

где основные обозначения те же, что в предыдущих формулах (все физические константы отнесены к температуре стенки);

$(1 - \eta_1 \eta_2)$ — поправочный множитель для пучков, у которых $\frac{s_1}{d} \geqslant 1{,}5$ и $\frac{s_2}{d} \leqslant 2$ при $Re_{ст} \leqslant 23\,000$ (s_1 и s_2 — шаги труб по ширине и по глубине пучка);

φ_3 — поправочный множитель, учитывающий число труб по глубине пучка.

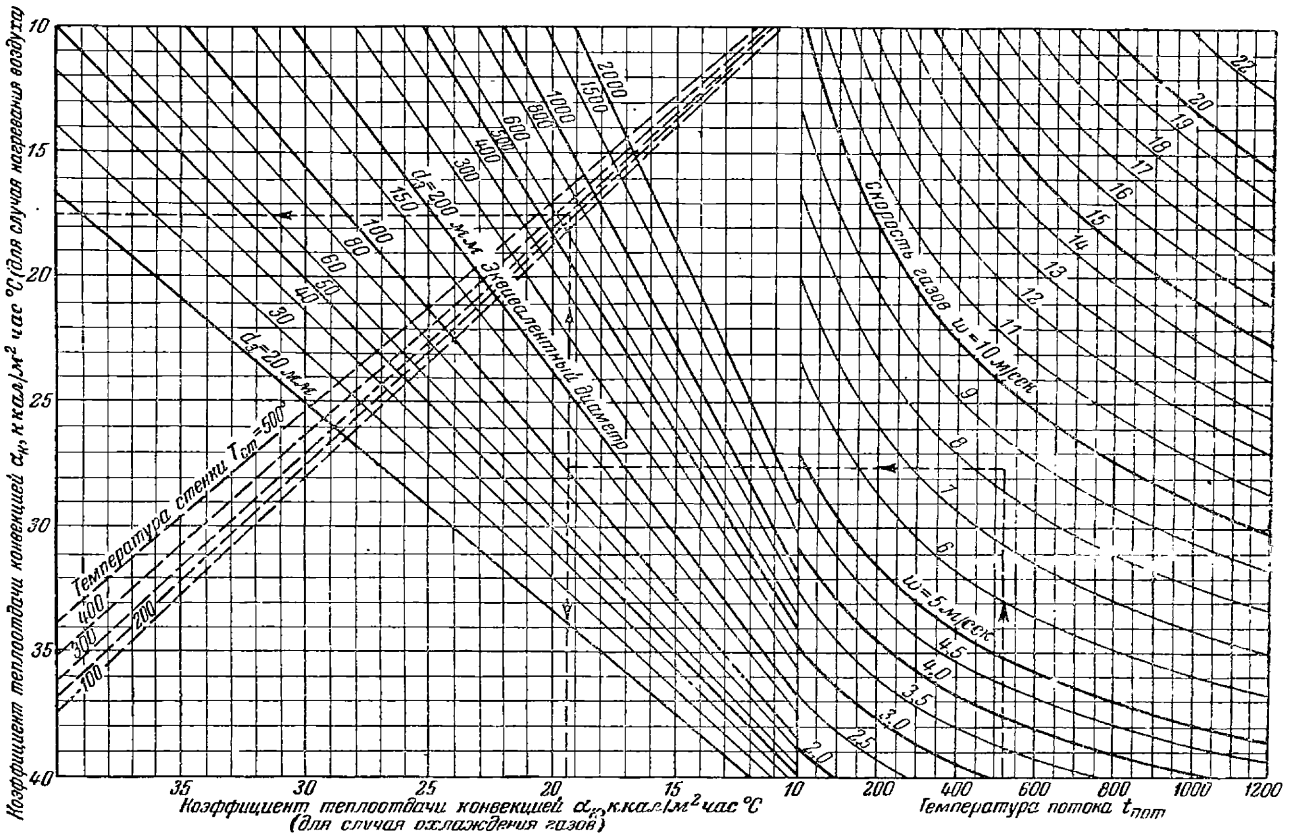
При шахматном расположении пучков труб

$$a_к = 0{,}18 w^{0{,}61} d^{-0{,}39} \left(\frac{\lambda \rho^{0{,}61}}{\mu^{0{,}61}}\right)_{ст} \times \times \left(\frac{s_1}{d}\right)^{0{,}25} \varphi_2 \varphi_3 \; ккал/м^2 \, час \, °C; \quad (5\text{-}17)$$

здесь φ_2 — поправочный множитель, учитывающий влияние шага труб по глубине пучка $\left(\frac{s_2}{d}\right)$. (Все физические константы отнесены к температуре стенки).

Номограммы для определения коэффициента теплоотдачи по формулам (5-16) и (5-17) приведены на фиг. 5-3 и 5-4.

Для так называемого смешанного пучка, в котором трубы расположены частично в шахматном порядке, частично в коридорном, $a_к$



Фиг. 5-1. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ при продольном омывании труб газами или воздухом по температуре потока $t_{пот}$, скорости его движения w и эквивалентному диаметру труб $d_э$ (по нормам ЦКТИ).

определяют в отдельности для каждой части пучка (но для средних значений температуры и скорости в пучке), а затем усредняют пропорционально поверхности нагрева или пропорционально числу рядов труб в той и другой частях пучка по формуле

$$\alpha_к = \frac{\alpha_к^ш n_ш + \alpha_к^к n_к}{n_ш + n_к} \text{ ккал/м}^2 \text{ час °С}. \quad (5\text{-}18)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией чугунного ребристого водяного экономайзера системы ЦККБ можно определить по номограмме фиг. 5-5.

Коэффициент теплоотдачи излучением трехатомных газов и водяных паров.

Эффективную толщину излучающего газового слоя для межтрубного излучения газов на пучок труб определяют по формулам:

при $$3{,}0 < \frac{s_1 + s_2}{d} < 7,$$

$$\frac{s}{d} = 1{,}87 \frac{s_1 + s_2}{d} - 4{,}1 \text{ м} \quad (5\text{-}19)$$

и при $$7{,}0 < \frac{s_1 + s_2}{d} < 13{,}0,$$

$$\frac{s}{d} = 2{,}82 \frac{s_1 + s_2}{d} - 10{,}6 \text{ м}. \quad (5\text{-}20)$$

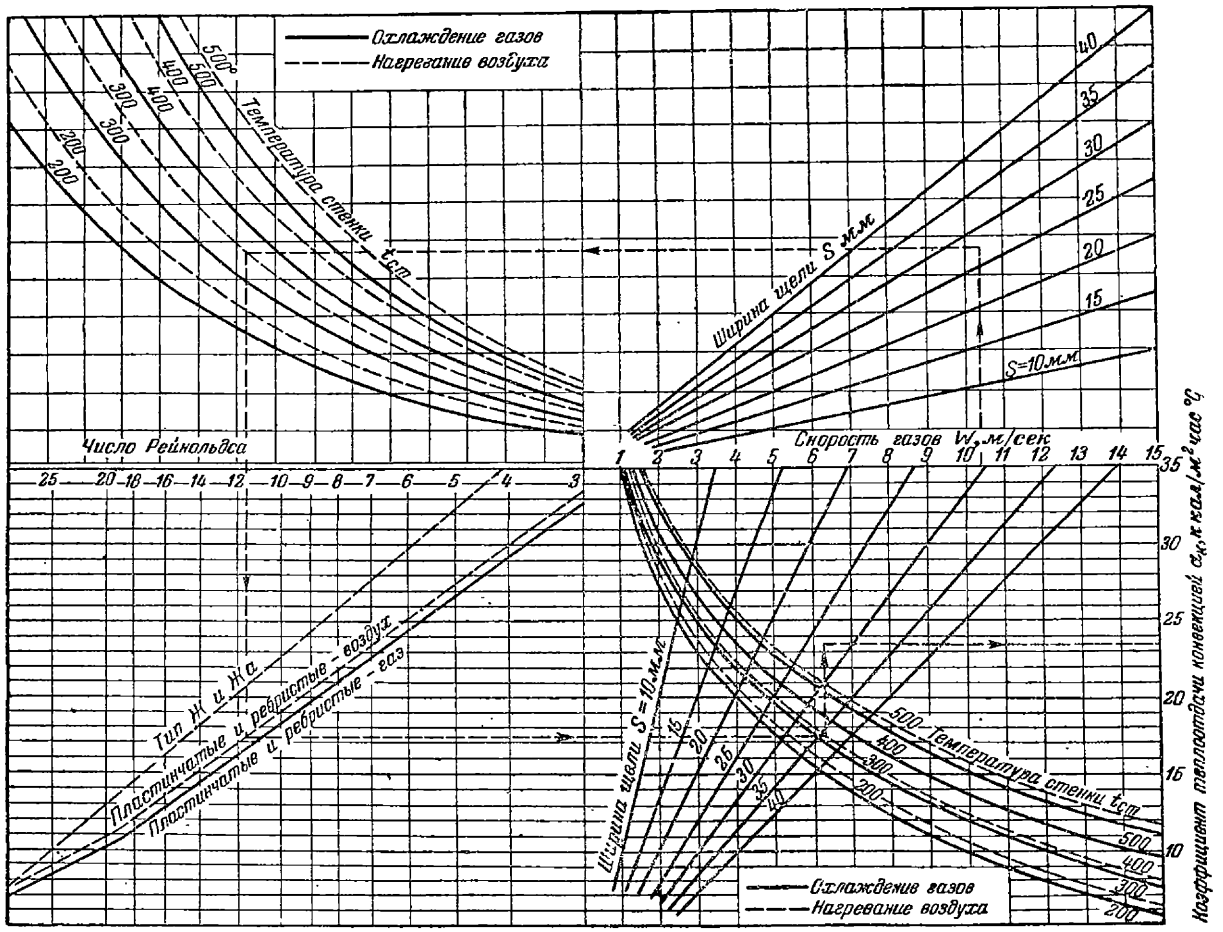
Коэффициент теплоотдачи газовым излучением определяют по номограммам фиг. 5-6 и 5-7.

Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к перегретому пару определяют по формуле

$$\alpha_2 = 0{,}024 w^{0,8} d^{-0,2} \left(\frac{\lambda \rho^{0,8}}{\mu^{0,8}}\right)_{ст} Pr_{ст}^{0,37} \text{ ккал/м}^2 \text{ час °С}, \quad (5\text{-}21)$$

по которой построена номограмма фиг. 5-8 (все физические константы относятся к температуре стенки).

Задача 5-1. Произвести по методу ЦКТИ поверочный тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева котельного агрегата паропроизводительностью 60/75 *т/час*, конструкция которого была показана на фиг. 4-7.



Фиг. 5-2. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ при омывании газом или воздухом пластинчатых поверхностей по скорости потока w, ширине щели s и температуре стенки $t_{ст}$ (по нормам ЦКТИ).

При расчете использовать данные, приведенные в табл. 2-7 и на J-t-диаграмме фиг. 2-3.

Решение. Расчет кипятильного пучка труб котла.

Температуру газов перед пароперегревателем предварительно принимаем равной $t_{пп} = 950°$ С.

Средний логарифмический температурный напор в пучке

$$\Delta t = \frac{t_0 - t_{пп}}{2{,}3 \lg \frac{t_0 - t_н}{t_{пп} - t_н}} = \frac{1\,099 - 950}{2{,}3 \lg \frac{1\,099 - 241{,}5}{950 - 241{,}5}} = 782° \text{ С}.$$

Средняя температура газов в кипятильном пучке

$$t_{пот} = \vartheta_{ср} + \Delta t = \frac{241{,}5 + 241{,}5}{2} + 782 = 1\,024° \text{ С}.$$

Средний объем газов в этом пучке

$$V_г^{ср} = \frac{4{,}84 + 5{,}02}{2} = 4{,}93 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Средний секундный объем газов в кипятильном пучке

$$(V_г)_{сек} = \frac{BV_г^{ср}(273 + t_{пот})}{3\,600 \cdot 273} =$$

$$= \frac{18\,900 \cdot 4{,}93\,(273 + 1\,024)}{3\,600 \cdot 273} = 123 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

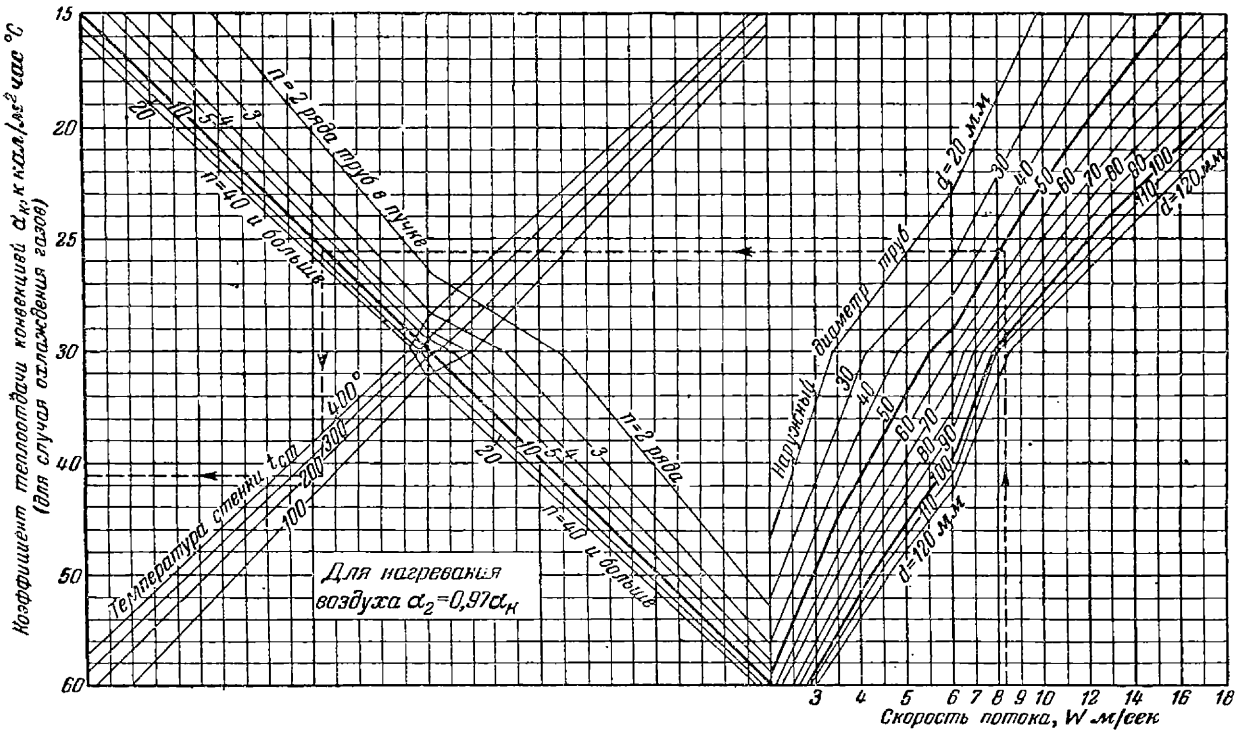
Как видно из фиг. 4-7, наружный диаметр труб котла $d_н = 0{,}083$ м; освещенная длина труб $l_к = 7{,}3$ м; число труб $N = 104$; ширина газохода $b_к = 5{,}2$ м; средняя высота газохода $h_к = 6{,}5$ м; полная длина трубы $l = 9{,}3$ м; шаг труб поперек газового потока $s_1 = 180$ мм; шаг труб вдоль газового потока $s_2 = 250$ мм.

Отношения

$$\frac{s_1}{d_н} = \frac{180}{83} = 2{,}17 \text{ и } \frac{s_2}{d_н} = \frac{250}{83} = 3{,}0; \; n_1 = 26.$$

Температура стенки кипятильных труб $t_{ст} = t_н = 241{,}5°$ С. Площадь поперечного сечения для прохода газов

$$\Omega = h_к (b_к - n_1 d_н) = 6{,}5\,(5{,}2 - 26 \cdot 0{,}083) = 19{,}6 \text{ м}^2.$$



Фиг. 5-3. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ при поперечном омывании газами пучков коридорно-расположенных труб по скорости потока w, наружному диаметру труб d, числу рядов в пучке n и температуре стенки $t_{ст}$. Эта номограмма неприменима при $Re \leqslant 23\,000$ для пучков, у которых $\frac{s_2}{d} \leqslant 2$, а $\frac{s_1}{d} \geqslant 1{,}5$ (по нормам ЦКТИ).

Скорость газов

$$w = \frac{(V_г)_{сек}}{\Omega} = \frac{123{,}0}{19{,}6} = 6{,}27 \ м/сек.$$

Поверхность нагрева кипятильного пучка определяем по формуле

$$H_{Iк} = \pi d l N = 3{,}14 \cdot 0{,}083 \cdot 9{,}3 \cdot 104 = 199 \ м^2.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией для кипятильного пучка при коридорном расположении труб равен (по номограмме ЦКТИ фиг. 5-3).

$$\alpha_к = 26{,}8 \ ккал/м^2 \ час° С.$$

Эффективная толщина излучающего слоя S при отношении

$$\frac{s_1 + s_2}{d} = \frac{180 + 250}{83} = 5{,}2;$$

$$s = 1{,}87 (s_1 + s_2) - 4{,}1d = 1{,}87 (180 + 250) - 4{,}1 \cdot 83 = 0{,}464 \ м.$$

Произведения эффективной толщины газового излучающего слоя на парциальные давления сухих трехатомных газов и водяных паров

$$(pS)_{RO_2} = 0{,}134 \cdot 0{,}464 = 0{,}0622 \ ата \ м,$$
$$(pS)_{H_2O} = 0{,}119 \cdot 0{,}46 = 0{,}0552 \ ата \ м.$$

Коэффициенг теплоотдачи излучением сухих трехатомных газов по номограмме фиг. 5-6 при $t_{пот} = 1\,024°$ С и $t_{ст} = 241°$ С будет $\alpha^n_{RO_2} = 14{,}2 \ ккал/м^2 \ час°$ С.

Коэффициеит теплоотдачи излучением водяных паров по номограмме фиг. 5-7

$$\alpha^n_{H_2O} = 12{,}0 \ ккал/м^2 \ час \ °С.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи излучением

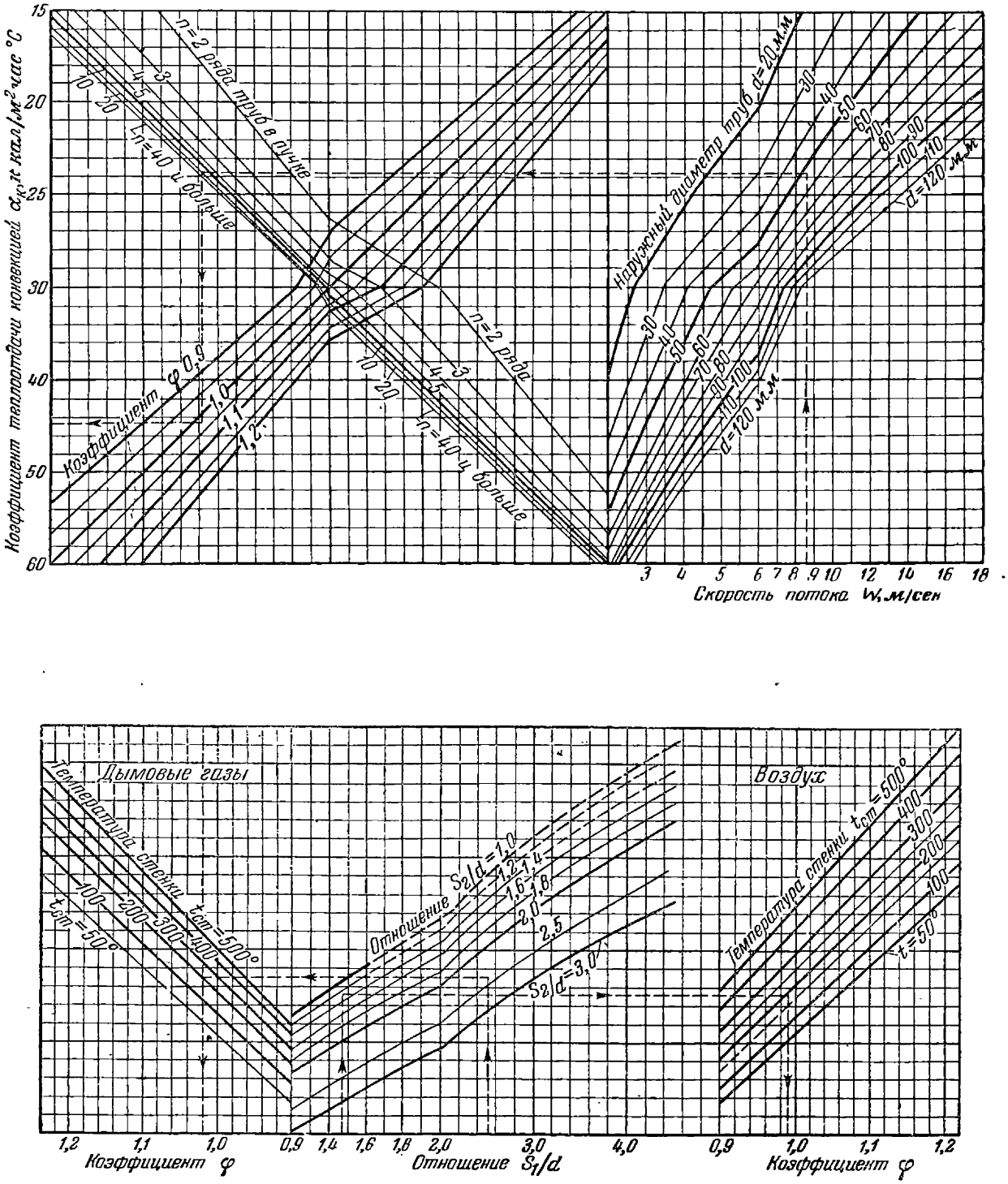
$$\alpha_л = \alpha^n_{RO_2} + \alpha^n_{H_2O} = 14{,}2 + 12{,}0 = 26{,}2 \ ккал/м^2 \ час \ °С.$$

Учитывая, что междутрубное излучение газов воспринимается не всей поверхностью нагрева пучка, а лишь частью ее за вычетом эффективной радиационной поверхности, учтенной в расчете топки, коэффициент теплоотдачи излучением пересчитываем согласно норм ЦКТИ по формуле

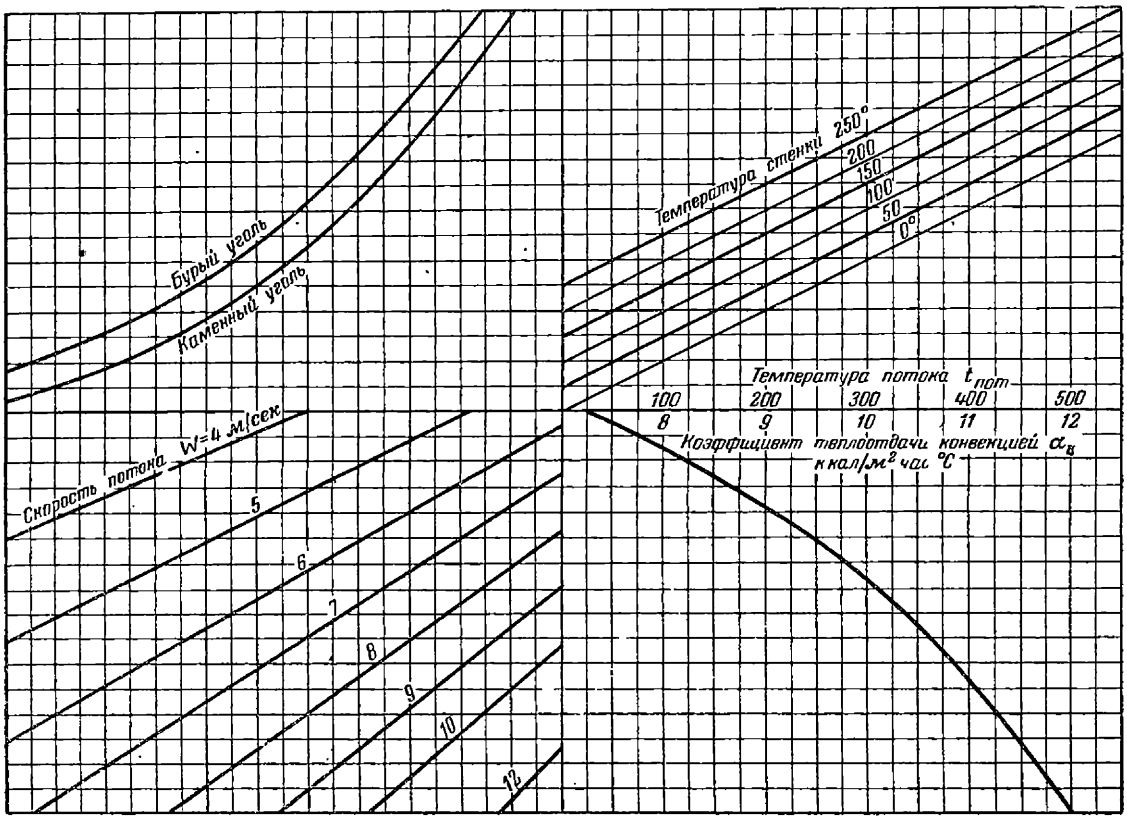
$$\alpha'_л = \alpha_л \frac{H - H^к_р}{H} = 26{,}2 \frac{199 - 38{,}0}{199} = 21{,}2 \ ккал/м^2 \ час \ °С.$$

Величина $H^к_р = 38 \ м^2$ взята по чертежу котла.

Полный теоретический коэффициент теплоотдачи в кипятильном пучке $K_т = \alpha_к + \alpha_л = 26{,}8 + 21{,}2 = 48 \ ккал/м^2 \ час \ °С$.



Фиг. 5-4. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ при поперечном омывании газами или воздухом пучков шахматно-расположенных труб по скорости потока w, наружному диаметру труб d, числу рядов труб в пучке n, характеристикам конфигураций пучка труб $\frac{s_1}{d}$ и $\frac{s_2}{d}$ и температуре стенки труб $t_{ст}$ (по нормам ЦКТИ).



Фиг. 5-5. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$ чугунного ребристого экономайзера системы ЦККБ по температуре потока $t_{пот}$, температуре стенки $t_{ст}$ и скорости потока w.

Коэффициент использования газохода ξ принимаем равным 0,75 (см. табл. 5-1).

Тогда расчетный коэффициент теплопередачи

$$K_p = \xi K_m = 0{,}75 \cdot 48 = 36{,}0 \ ккал/м^2 час \ ^\circ С.$$

Количество тепла, переданного газами кипятильному пучку,

$$Q_1 = \frac{H_I \, \Delta t \cdot K_m}{B} = \frac{199 \cdot 782 \cdot 36{,}0}{18\,900} = 296 \ ккал/кг.$$

Теплосодержание газов перед пароперегревателем

$$(V_г C_г) t_{пп} = V_г c_г t_0 - Q_1 = 1{,}803 \cdot 1\,099 - 296 =$$
$$= 1\,982 - 296 = 1\,686 \ ккал/кг.$$

Температура газов перед пароперегревателем

$$t_{пп} = \frac{(Vc)_{пп} t_{пп}}{(V_г c_г)} = \frac{1\,686}{1{,}775} = 950^\circ С,$$

что точно совпадает с предварительно принятой величиной. Такое совпадение получается после нескольких последовательных подсчетов, в результате которых значения предварительно принимаемой величины сближаются с полученной в конце расчета. Допустима неточность совпадения этих цифр до 10°С. За истинную принимается величина, полученная в результате расчета.

Расчет пароперегревателя

Пароперегреватель с вертикальным расположением труб. Число труб в ряду $n_1 = 56$, диаметр труб $d = 38/32$ *мм*, число рядов по ходу газов $n_2 = 24$, расположение труб коридорное, омываются поперечным газовым потоком, шаги труб по ширине газового потока $s_1' = 58$ *мм* и $s_2' = 122$ *мм*.

Средний расчетный шаг труб по ширине газового потока

$$s_1 = \frac{s_1' + s_2'}{2} = \frac{58 + 122}{2} = 90 \ мм.$$

Средний расчетный шаг труб по глубине газового потока $s_2 = 100$ *мм*.

Активная длина каждой трубы пароперегревателя $l_{пе} = 81$ *м*.

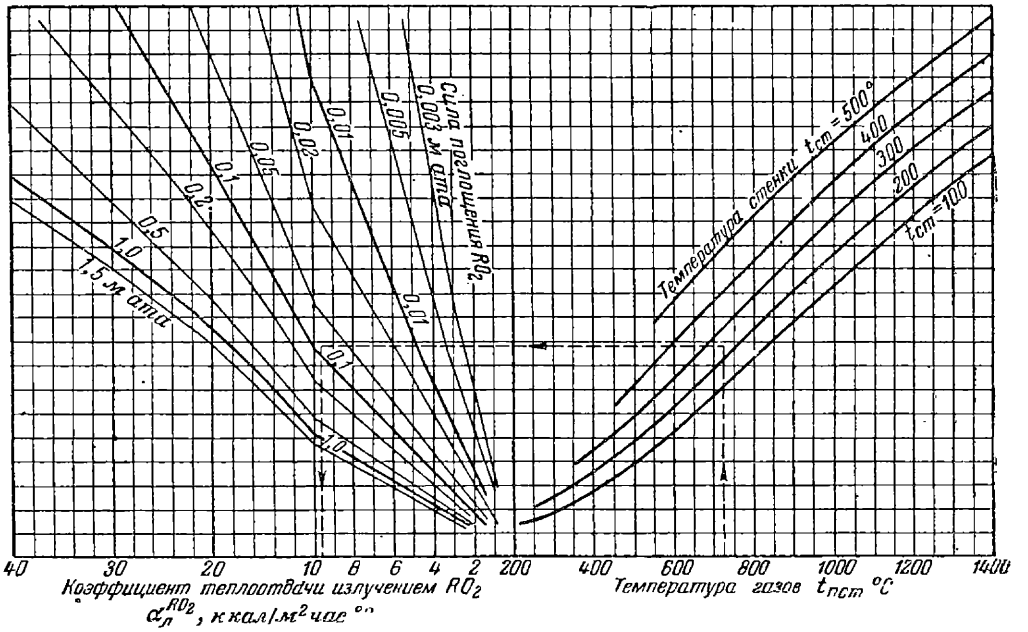
Поверхность нагрева пароперегревателя

$$H_{пе} = \pi d_н l_{пе} n_1 = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 81 \cdot 56 = 540 \ м^2.$$

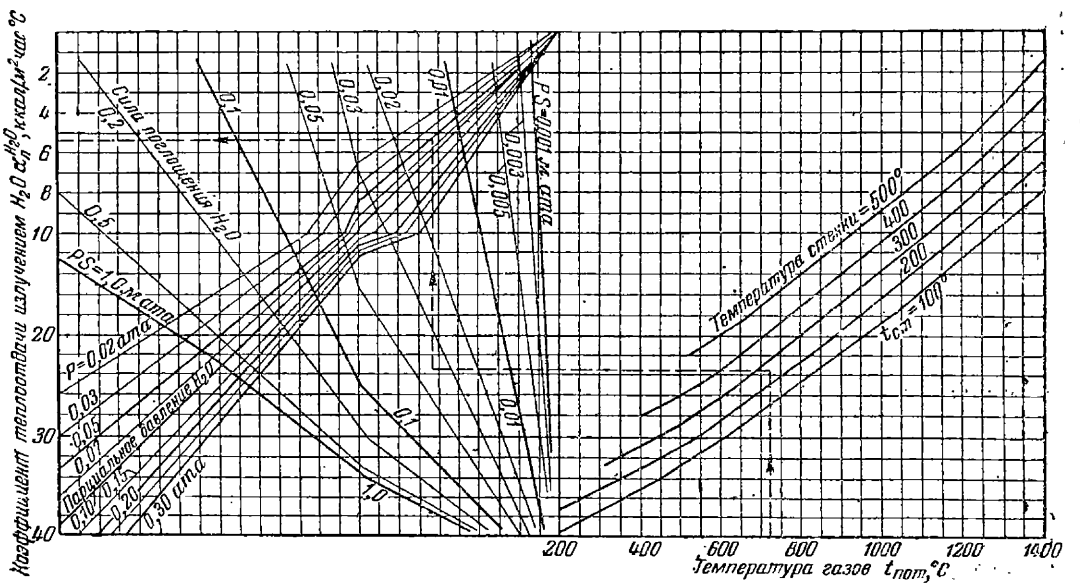
Площадь живого сечения для прохода пара

$$\Omega_п = 2n_1 \frac{\pi d_{вн}^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}032^2}{4} 112 = 0{,}09 \ м^2.$$

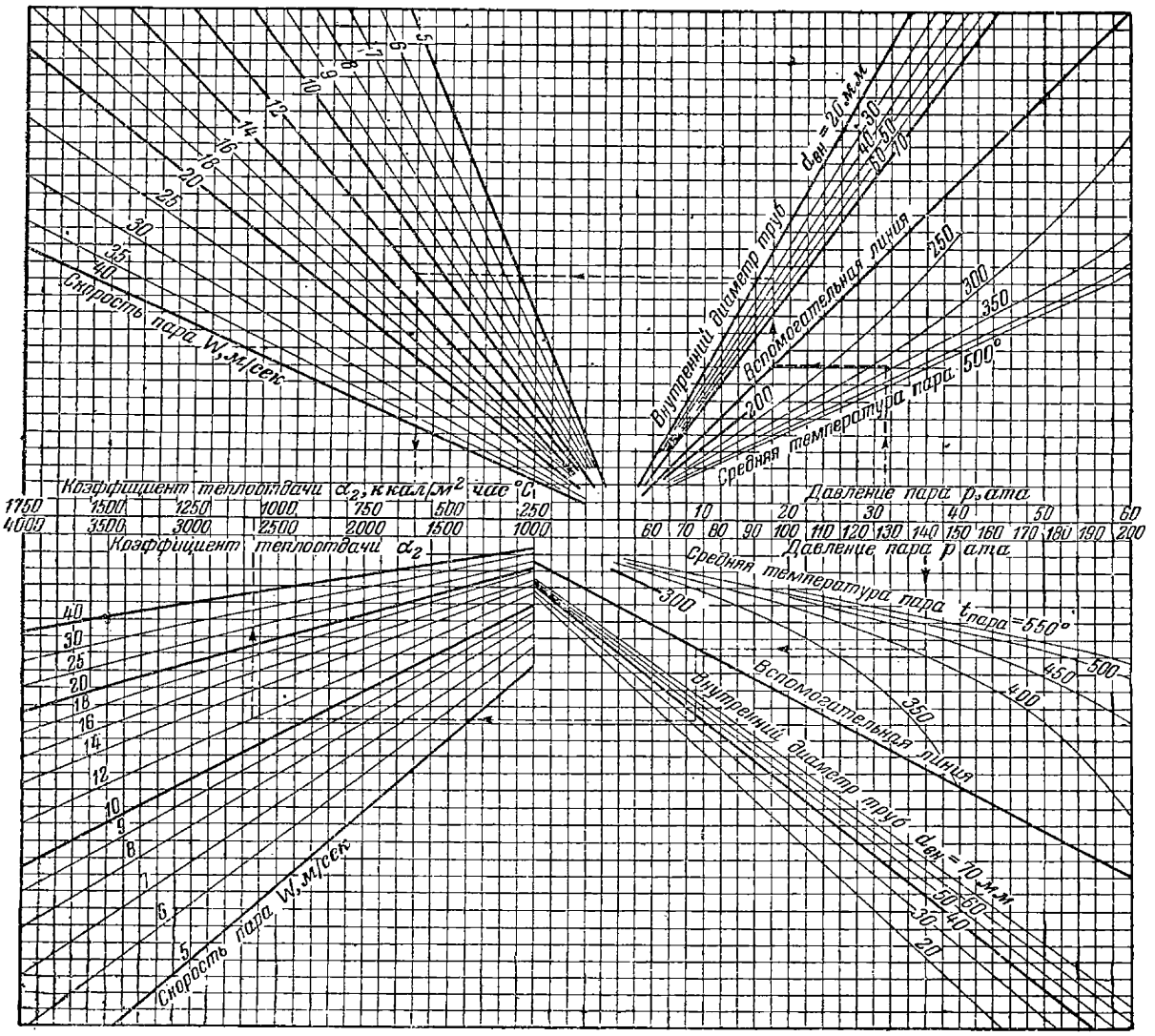
Пароохладитель (регулятор перегрева) включен в рассечку; первая секция пароперегревателя параллельноточная, вторая противоточная.



Фиг. 5-6. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи излучением углекислоты $\alpha_л^{CO_2}$ по температуре газов $t_{пот}$, температуре стенки t_{cm} и силе поглощения газового слоя ps (по нормам ЦКТИ).



Фиг. 5-7. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи излучением водяного пара H_2O по температуре газов $t_{пот}$, температуре стенки t_{cm}, силе поглощения газового слоя ps и парциальному давлению p_{H_2O} (по нормам ЦКТИ).



Фиг. 5-8. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от стенки к перегретому пару по давлению пара p, его средней температуре $t_{пот}$, внутреннему диаметру труб пароперегревателя $d_{вн}$ и скорости пара w. Нижней половиной номограммы можно пользоваться только при давлениях $p > 60$ *ата*.

Поверхность нагрева первой (по ходу газов) части перегревателя

$$H_{\text{I}}^{пе} = \pi d_н h_1^{ср} n_1 n_2 = 3{,}14 \cdot 0{,}038 \cdot 4{,}3 \cdot 56 \cdot 12 = 345 \text{ м}^2,$$

где $h_1^{ср}$ — средняя высота змеевика в первой части перегревателя;

$n_1 = 56$ — число труб пароперегревателя;

$n_2 = 12$ — число рядов труб в глубину газового потока по параллельноточной части перегревателя.

Поверхность нагрева противоточной части перегревателя будет равна

$$H_{\text{II}}^{пе} = 540 - 345 = 195 \text{ м}^2.$$

Учитывая, что включенный между I и II частями пароперегревателя регулятор перегрева снимает при полной нагрузке $\Delta t_{рег} = 45°$ С, принимаем температуру пара перед параллельноточной частью перегревателя равной $t'_п = 275°$ С, а на выходе из противоточной части

$$t''_{пр} = 275 + \Delta t_{рег} = 275 + 45 = 320 \text{ °С}.$$

Расчет параллельноточной части

Температура пара при входе в первую часть пароперегревателя $t'_п = 275°$ С.

Теплосодержание пара при $t'_п = 275°$ С и $p = 35$ *ата* $i'_{пе} = 695{,}4$ *ккал/кг*.

Тепло, поглощенное в 1 части пароперегревателя

$$Q'_{пе}=\frac{D}{B}(i_{пе}-i'_{пе})=3{,}969\,(781{,}0-695{,}4)=340{,}3\ ккал/кг.$$

$Q^{пе}_{прис}$ — количество тепла, вносимое в газоход перегревателя с присосанным воздухом на 1 *кг* топлива, равное на весь перегреватель:

$$Q^{пе}_{прис}=(\alpha''_{пе}-\alpha'_{пе})L_0c_в\,t_{х.в}=(1{,}3-1{,}25)\cdot3{,}467\cdot0{,}3153\times$$
$$\times25{,}0=1{,}4\ ккал/кг.$$

$q^{пе}_5$ — потеря тепла поверхностью параллельноточной части пароперегревателя в окружающую среду равна 0,7%.

Теплосодержание газов за I частью перегревателя

$$(V_2c_2)t_{I\,зп}=(V_2c_2)\,t_{пп}-Q'_{пе}+\frac{Q^{пе}_{прис}}{2}-\frac{q^{пе}_5Q^p_н}{100\cdot2}=$$

$$=1\,686-340{,}3+\frac{1{,}4}{2}-\frac{0{,}7\cdot3\,153}{100\cdot2}=1\,335\ ккал/кг.$$

Найденному теплосодержанию $(Vc)t''_{I\,пе}=$ $=1335$ *ккал/кг* по табл. 2-7 соответствует температура газов за I частью перегревателя 742° С. Средняя логарифмическая разность температур в I части перегревателя

$$\Delta t'_{ср}=\frac{(950-275)-(742-420)}{2{,}3\lg\frac{950-275}{742-420}}=478°\ С.$$

Средняя температура пара в I части пароперегревателя

$$\vartheta_{ср}=\frac{275+420}{2}=347{,}5°\ С.$$

Температура потока

$$t_п=\vartheta_{ср}+\Delta t=347{,}5+478=825\ °С.$$

Температура стенки труб в I части пароперегревателя

$$t_{ст}=\vartheta_{ср}+25=347{,}5+25=370°\ С.$$

Средний объем газов по всему пароперегревателю

$$V_{ср}=\frac{4{,}84+5{,}02}{2}=4{,}93\ нм^3/кг.$$

Средний объем газов в I части пароперегревателя

$$V'_{ср}=\frac{4{,}84+4{,}93}{2}=4{,}88\ нм^3/кг.$$

Секундный объем газов в I части пароперегревателя

$$(V_2)_{сек}=V'_{ср}\frac{B(t_п+273)}{3\,600\cdot273}=4{,}88\frac{18\,900\cdot(825+273)}{3\,600\cdot273}=$$
$$=103\ м^3/сек.$$

Живое сечение для прохода газов в I части пароперегревателя

$$\Omega_I=(b-n_1d_н)\,h^1_{ср}=(5{,}2-0{,}038\cdot56{,}0)\,4{,}5=13{,}8\ м^2.$$

Средняя скорость газов в I части перегревателя

$$w_{ср}=\frac{(V_2)_{сек}}{\Omega_I}\frac{103}{13{,}8}=7{,}41\ м/сек.$$

Коэффициент кинематической вязкости при $t_{ст}=$ $=372°$ С.

$$\nu=\frac{\mu}{\rho}=54{,}06\cdot10^{-6}\ м^2/сек.$$

Теплопроводность газов при $t_{ст}=372°$ С

$$\lambda=0{,}0414\ ккал/м\ час\ °С.$$

$(1-\eta_1r_2)$ — поправочный множитель для коридорных пучков, у которых $\frac{s_1}{d_н}\geqslant1{,}5$ и $\frac{s_2}{d_н}\leqslant2$ при $Re\leqslant$ $\leqslant23\,000$

(s_1 и s_2 шаги труб по ширине и глубине пучка) в нашем случае при $\frac{s_1}{d_н}=\frac{90}{38}=2{,}36$ и $\frac{s_2}{d_н}=\frac{100}{38}=$ $=2{,}64$, η_1 и $\eta_2=0$.

φ_3 — поправка на количество труб по глубине пучка при 12 рядах для коридорного расположения труб, равная 1,01.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией для коридорного расположения труб и поперечного потока газов

$$\alpha_к=0{,}12\omega^{0{,}66}d^{-0{,}34}\left[\frac{\lambda\rho^{0{,}66}}{\mu^{0{,}66}}\right]_{ст}(1-\eta_1r_2)\,\varphi_3=$$

$$=0{,}12\cdot7{,}41^{0{,}66}\cdot0{,}038^{-0{,}34}\cdot\left[\frac{0{,}0414}{(54{,}06\cdot10^{-6})^{0{,}66}}\right]\cdot1{,}01=$$
$$=37{,}7\ ккал/м^2\ час\ °С.$$

Средняя величина парциального давления трехатомных газов по всему пароперегревателю

$$p^{пе}_{ср}=\frac{0{,}134+0{,}129}{2}=0{,}132\ ата.$$

Средняя величина p_{RO_2} по I части перегревателя

$$(p_{RO_2})_{ср}=\frac{0{,}134+0{,}132}{2}=0{,}133\ ата.$$

Средняя величина p_{H_2O} по всему пароперегревателю

$$(p_{H_2O})_{ср}=\frac{0{,}119+0{,}115}{2}=0{,}117\ ата.$$

Средняя величина p_{H_2O} в I части перегревателя

$$(p_{H_2O})_{ср}=\frac{0{,}117+0{,}119}{2}=0{,}118\ ата.$$

Эффективная толщина излучающего газового слоя

$$s=1{,}87\,(s_1+s_2)-4{,}1d=1{,}87\,(90{,}0+100)-4{,}1\cdot38{,}0=$$
$$=200\ мм=0{,}2\ м.$$

Произведения эффективной толщины излучающего газового слоя на парциальные давления

$$(pS)_{RO_2}=(p_{RO_2})_{ср}S=0{,}133\cdot0{,}2=0{,}0266\ ата\cdot м;$$
$$(pS)_{H_2O}=(p_{H_2O})_{ср}S=0{,}118\cdot0{,}2=0{,}0236\ ата\cdot м.$$

Коэффициенты теплоотдачи газов излучением определяем по номограммам ЦКТИ фиг. 5-6 и 5-7

$$\alpha^л_{RO_2}=9{,}0\ ккал/м^2\ час\ °С;$$
$$\alpha^л_{H_2O}=5{,}0\ ккал/м^2\ час\ °С.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи излучением и конвекцией

$$\alpha_1 = \alpha_к + \alpha_л = 37{,}7 + 14{,}0 = 51{,}7 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Средний удельный объем пара, соответствующий средней температуре пара

$$V_{ср}^{п} = \frac{0{,}08927 + 0{,}065385}{2} = 0{,}0773 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Средняя скорость пара в I части перегревателя

$$w_{ср} = \frac{D \cdot V_{ср}^{п}}{3600 \cdot \Omega_п} = \frac{75\,000 \cdot 0{,}0773}{3\,600 \cdot 0{,}09} = 17{,}9 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент теплопередачи α_2 от стенки к пару определяем по номограмме ЦКТИ фиг. 5-8 равным $\alpha_2 = 950$ ккал/м² час °С.

Теоретический коэффициент теплопередачи

$$K_т = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{51{,}7 \cdot 950}{51{,}7 + 950} = 49{,}0 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Коэффициент использования газохода $\xi = 0{,}8$.

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$K_р = K_т \xi = 49{,}0 \cdot 0{,}8 = 39{,}2 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Тепло, поглощенное I частью перегревателя,

$$Q_1 = \frac{H_I^{пе} K_р \Delta t}{B} = \frac{345 \cdot 39{,}2 \cdot 478}{18\,900} = 341 \text{ ккал/кг}.$$

Действительное теплосодержание газов за I частью пароперегревателя

$$(V_г c_г) t_{I\,зп} = (V_г c_г) t_{пп} - Q'_{пе} + \frac{Q_{пр}^{пе}}{2} - \frac{Q_5^{пе}}{2} =$$

$$= 1\,686 - 341{,}0 + 0{,}7 - 11 = 1\,335 \text{ ккал/кг}.$$

Действительная температура газов за I частью перегревателя по J-t-диаграмме табл. 2-7 равна 742° С.

Тепловой расчет II (по ходу газов) части перегревателя.

Температуру пара при выходе из II части перегревателя принимаем равной 320° С. Этой температуре пара при $p_к = 35$ ата соответствует теплосодержание пара $i''_{пе} = 723{,}6$ ккал/кг.

Тепло, поглощенное II частью перегревателя,

$$Q''_{пе} = \frac{D(i''_{пе} - i'_{пе})}{B} = \frac{75\,000\,(723{,}6 - 669{,}5)}{18\,900} =$$

$$= 214{,}7 \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание газов за II частью перегревателя

$$(V_г c_г) t_{II\,зп} = (V_г c_г)_I t_{зп} - Q''_{пе} - \frac{Q_5^{пе}}{2} + \frac{Q_{пр}^{пе}}{2} =$$

$$= 1\,335 - 214{,}73 - 11{,}0 + 0{,}7 = 1\,109 \text{ ккал/кг}.$$

Этому теплосодержанию газов за II частью перегревателя по табл. 2-7 соответствует температура газов за II частью, равная ~ 630° С. (см. фиг. 2-3).

Средняя логарифмическая разность температур во II части перегревателя

$$\Delta t = \frac{(742 - 320) - (630 - 241{,}5)}{2{,}31 \lg \frac{742 - 320}{630 - 241{,}5}} = 411^\circ\text{С}.$$

Средняя температура пара

$$\vartheta_{ср} = \frac{t''_{пе} + t_н}{2} = \frac{320 + 241{,}5}{2} = 280{,}5^\circ\text{С}.$$

Температура потока во II части перегревателя

$$t_{пот} = \vartheta_{ср} + \Delta t = 280{,}5 + 411{,}0 = 691^\circ\text{С} \text{ или } 964^\circ\text{К}.$$

Температура стенки труб пароперегревателя

$$t_{ст} = \vartheta_{ср} + 25 = 280{,}5 + 25{,}0 = 306^\circ\text{С}.$$

Средний объем газов по всему пароперегревателю

$$V_{ср} = \frac{4{,}84 + 5{,}02}{2} = 4{,}93.$$

Средний объем газов во II части перегревателя

$$V''_{ср} = \frac{4{,}93 + 5{,}02}{2} = 4{,}97 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Секундный объем газов во II части перегревателя

$$V_{сек} = V''_{ср} \frac{B(t_{пот} + 273)}{3\,600 \cdot 273} = \frac{4{,}97 \cdot 18\,900 \cdot 964}{3\,600 \cdot 273} =$$

$$= 92{,}3 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Живое сечение для прохода газов во II части перегревателя

$$\Omega_{II} = (b - n_1 d_н) h_{II}^{ср} = (5{,}2 - 0{,}038 \cdot 56{,}0)\, 2{,}3 = 7{,}06 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость газов во II части перегревателя

$$w_{ср} = \frac{V''_{сек}}{\Omega_{II}} = \frac{92{,}3}{7{,}06} = 13 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией для II части перегревателя определяем по формуле

$$\alpha_к = 0{,}12\, w_{ср}^{0{,}66}\, d^{-0{,}24} \left[\frac{\lambda \rho^{0{,}66}}{\mu^{0{,}66}}\right]_{ст} (1 - r_1 r_2)\, \varphi_3 =$$

$$= 0{,}12 \cdot 13^{0{,}66} \cdot 0{,}038^{-0{,}24} \left[\frac{0{,}03725}{(44{,}9 \cdot 10^{-6})^{0{,}66}}\right] 1{,}01 =$$

$$= 55{,}2 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

При температуре $t_{ст} = 305{,}5^\circ$ С были определены: коэффициент кинематической вязкости $\frac{\mu}{\rho} = \nu = 44{,}9 \times 10^{-6}$ м²/сек; теплопроводность газов

$$\lambda = 0{,}03725 \text{ ккал/м час } ^\circ\text{С};$$

$$(1 - r_1 r_2) = 1{,}0;$$

$$\varphi_3 = 1{,}01.$$

Среднее парциальное давление RO_2 по всему пароперегревателю

$$p_{ср}^{пе} = \frac{0{,}134 + 0{,}129}{2} = 0{,}132 \text{ ата}.$$

Средняя величина p_{RO_2} по II части пароперегревателя

$$(p_{RO_2}^{пе})''_{ср} = \frac{0{,}133 + 0{,}13}{2} = 0{,}132 \text{ ата}.$$

Средняя величина p_{H_2O} по II части пароперегревателя

$$(p^{ne}_{H_2O})''_{ср}=\frac{0{,}118+0{,}117}{2}=0{,}1175\ ama,$$

где $(p^{ne}_{H_2O})_{ср}=0{,}1175\ ama$ — среднее парциальное давление по всему пароперегревателю.

Эффективная толщина излучающего газового слоя по предыдущему $s=0{,}2\ м$.

Произведения эффективной толщины излучающего слоя на парциальные давления

$$(pS)_{RO_2}=0{,}132\cdot0{,}2=0{,}0264\ ama\cdot м;$$

$$(pS)_{H_2O}=0{,}1175\cdot0{,}2=0{,}0235\ ama\cdot м.$$

По номограммам фиг. 5-6 и 5-7 определяем коэффициенты теплоотдачи газов RO_2 и H_2O излучением

$$\alpha^{л}_{RO_2}=7{,}6\ ккал/м^2\ час\ °C,$$

$$\alpha^{л}_{H_2O}=4{,}2\ ккал/м^2\ час\ °C,$$

$$\alpha_л=\alpha^{л}_{RO_2}+\alpha^{л}_{H_2O}=7{,}6+4{,}2=11{,}8\ ккал/м^2\ час\ °C.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи излучением и конвекцией

$$\alpha_1=\alpha_л+\alpha_к=11{,}8+55{,}2=67\ ккал/м^2\ час\ °C.$$

Средний удельный объем пара (соответствует средней температуре пара)

$$(V_п)_{ср}=\frac{0{,}06+0{,}07582}{2}=0{,}0679\ м^3/кг.$$

Живое сечение для прохода пара по предыдущему $\Omega_п=0{,}09\ м^2$.

Средняя скорость пара во II части перегревателя

$$w_{ср}=\frac{D(V_п)_{ср}}{\Omega_п\,3\,600}=\frac{75\,000\cdot0{,}0679}{0{,}09\cdot3\,600}=15{,}7\ м/сек.$$

Коэффициент теплопередачи от стенки к пару по номограмме ЦКТИ фиг. 5-8

$$\alpha_2=1\,000\ ккал/м^2\ час\ °C.$$

Теоретический коэффициент теплопередачи для II части пароперегревателя

$$K_т=\frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2}=\frac{67\cdot1\,000}{67+1\,000}=62{,}8\ ккал/м^2\ час\ °C.$$

Расчетный коэффициент теплопередачи при коэффициенте использования газохода $\xi=0{,}8$ будет

$$K_p=K_т\,\xi=62{,}8\cdot0{,}8=50{,}28\ ккал/м^2\ час\ °C.$$

Тепло, поглощенное второй частью перегревателя,

$$Q''_{ne}=\frac{H''_{ne}K_p\Delta t}{B}=\frac{195\cdot50{,}28\cdot411}{18\,900}=213{,}5\ ккал/кг.$$

Действительное теплосодержание за II частью пароперегревателя

$$(V_г c_г)t_{II\,зп}=(V_г c_г)t_{I\,зп}-Q''_{ne}+\frac{Q^{ne}_{пр}}{2}-\frac{Q^{ne}_5}{2}=$$

$$=1\,335-213{,}5+0{,}7-11=1\,111{,}2\ ккал/кг.$$

Действительная температура газов за II частью перегревателя равна (по данным фиг. 2-3 или табл. 2-7) 630° С.

Расчет водяного экономайзера

Экономайзер змеевиковый, стальной гладкотрубный. Общее число труб $n=41$. Средняя рабочая длина труб $l=71{,}5\ м$, диаметр труб 38/32 *мм*, число рядов по ходу газов 28, расположение труб — шахматное, газы движутся сверху вниз; вода по петлям труб поднимается снизу вверх. Ширина газового потока $в_э=1\,828\ мм$. Шаг труб поперек газового потока $s_1=85\ мм$. Расстояние от осей крайних труб до обмуровки равно 64 *мм*. Число труб в ряду $n'_p=21$ и $n''_p=20$. Глубина газового потока равна ширине котла в свету по фронту $l_э=5\,200\ мм$.

Площадь живого сечения для прохода газов (средняя)

$$\Omega_г=\left(в_э-\frac{n'_p+n''_p}{2}d_н\right)l_э=\left(1{,}828-\frac{21+20}{2}0{,}038\right)\times$$

$$\times5{,}2=5{,}45\ м^2.$$

Шаг труб в глубину газового потока (расстояние между рядами) $s_2=80\ мм$.

Площадь живого сечения для прохода воды

$$\Omega_{вн}=n\frac{\pi d^2_{вн}}{4}=41\frac{3{,}14\cdot0{,}032^2}{4}=0{,}0333\ м^2.$$

Скорость воды в экономайзере

$$W=\frac{DV'}{3\,600\,\Omega_{вн}}=\frac{78\,750\cdot0{,}00123}{0{,}0333\cdot3\,600}=0{,}82\ м/сек,$$

где V' — удельный объем воды при давлении насыщения, $м^3/кг$.

Поверхность нагрева водяного экономайзера

$$H_э=\pi d_н l\cdot n=3{,}14\cdot0{,}038\cdot71{,}5\cdot41=349\ м^2.$$

Потеря тепла водяным экономайзером в окружающую среду на 1 *кг* топлива

$$Q^э_5=\frac{q_5\cdot Q^p_н}{100}=\frac{0{,}4\cdot3\,153}{100}=12{,}6\ ккал/кг.$$

Количество тепла, вносимое в газоход водяного экономайзера с присосанным воздухом,

$$Q^э_{пр}=(\alpha''_э-\alpha'_э)L_0\,c_в t_{х.в}=(1{,}35-1{,}3)\,3{,}467\times$$

$$\times0{,}3\,109\cdot25=1{,}4\ ккал/кг.$$

Температуру воды после экономайзера предварительно принимаем $t''_э=231°$ С. Этой температуре соответствует теплосодержание 238,2 *ккал/кг*.

Количество тепла, полученное водой в водяном экономайзере на 1 *кг* топлива,

$$Q_э=\left(1+\frac{p}{100}\right)\frac{D}{B}(i''_в-i'_в)=1{,}05\,\frac{75\,000}{18\,900}\times$$

$$\times(238{,}2-151)=364\ ккал/кг.$$

Теплосодержание газов за водяным экономайзером

$$(V_г c_г)t_{ээ}=(V_г c_г)t_{II\,зп}-Q_э-Q^э_5+Q^э_{пр}=$$

$$=1\,111{,}2-364-12{,}6+1{,}4=736\ ккал/кг.$$

Этому теплосодержанию по табл. 2-7 соответствует температура газов за водяным экономайзером 404° С.

Средняя температура воды в водяном экономайзере

$$\vartheta_{ср} = \frac{231 + 150}{2} = 190{,}5^\circ\ \text{С}.$$

Средний логарифмический температурный напор в водяном экономайзере

$$\Delta t = \frac{(t_{пэ} - t''_{э}) - (t_{зэ} - t'_{в})}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{пэ} - t''_{э}}{t_{зэ} - t'_{в}}} =$$

$$= \frac{(630 - 231) - (403{,}5 - 150)}{2{,}3 \lg \dfrac{630 - 231}{403{,}5 - 150}} = 318^\circ\ \text{С}.$$

Расчетная температура потока газов в газоходе водяного экономайзера

$$t_{пот} = \vartheta_{ср} + \Delta t = 190{,}5 + 318 = 509^\circ\ \text{С}.$$

Средний объем газов по водяному экономайзеру при нормальных условиях на 1 *кг* топлива

$$V_{ср} = \frac{5{,}02 + 5{,}19}{2} = 5{,}1\ нм^3/кг.$$

Средняя скорость газов в водяном экономайзере

$$w_{ср} = \frac{5{,}1 \cdot 18\,900\,(273 + 509)}{5{,}45 \cdot 3\,600 \cdot 273} = 14{,}1\ м/сек.$$

Коэффициент кинематической вязкости смеси газов $\nu = \frac{\mu}{\rho} = 29{,}3 \cdot 10^{-6}\ м^2/сек$ [Л. 3, стр. 105, фиг. 27].

$\varphi_2 = 1{,}02$ поправка, учитывающая влияние шага по глубине пучка при

$$\frac{s_2}{d} = \frac{80}{38} = 2{,}1 \text{ и } \frac{s_1}{d} = \frac{85}{38} = 2{,}24.$$

$\varphi_3 = 1{,}03$ поправка на количество труб в глубину пучка при 28 рядах (по данным ЦКТИ).

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к стенке по формуле для шахматного расположения труб

$$\alpha_к = 0{,}18 w_{ср}^{0{,}61} d^{-0{,}39} \left[\frac{\lambda_г^{0{,}61}}{\mu^{0{,}61}}\right]_{ст} \left[\frac{s_1}{d}\right]^{0{,}25} \varphi_2 \varphi_3 =$$

$$= 0{,}18 \cdot 14{,}1^{0{,}61} \cdot 0{,}038^{-0{,}39} \left[\frac{0{,}0308}{(29{,}3 \cdot 10^{-6})^{0{,}61}}\right] 2{,}21^{0{,}25} \times$$

$$\times 1{,}02 \cdot 1{,}03 = 72{,}3\ ккал/м^2\ час^\circ\ \text{С}.$$

Эффективная толщина излучающего газового слоя

$$S = 1{,}87\,(s_1 + s_2) - 4{,}1d = 1{,}87\,(85 + 80) -$$

$$- 4{,}1 \cdot 38{,}0 = 152\ мм = 0{,}152\ м.$$

Парциальные давления трехатомных газов и водяных паров в газоходе водяного экономайзера

$$(P_{RO_2})_{ср} = \frac{0{,}129 + 0{,}125}{2} = 0{,}127\ ата,$$

$$(P_{H_2O})_{ср} = \frac{0{,}115 + 0{,}112}{2} = 0{,}1135\ ата,$$

Эффективная толщина излучающего газового слоя

$$(pS)_{RO_2} = 0{,}127 \cdot 0{,}152 = 0{,}0193\ ата \cdot м,$$

$$(pS)_{H_2O} = 0{,}1135 \cdot 0{,}152 = 0{,}0173\ ата \cdot м.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением газов по номограммам фиг. 5-6 и 5-7

$$\alpha^л_{RO_2} = 3{,}0\ ккал/м^2\ час^\circ\ \text{С},$$

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

Полный теоретический коэффициент теплопередачи от газов к воде

$$K_т = \alpha_к + \alpha_л = 72{,}3 + 5{,}5 = 77{,}8\ ккал/м^2\ час^\circ\ \text{С}.$$

Коэффициент использования поверхности нагрева принимаем $\xi = 0{,}8$. Тогда расчетный коэффициеит теплопередачи оудет

$$K_р = K_т \xi = 77{,}8 \cdot 0{,}8 = 62\ ккал/м^2\ час^\circ\ \text{С}.$$

Теплосодержание нагретой воды за экономайзером

$$i''_{вэ} = \frac{H_{вэ}\,\Delta t K_р}{\left(1 + \dfrac{p}{100}\right) D} + i'_в = \frac{349 \cdot 318 \cdot 62{,}0}{1{,}05 \cdot 75\,000} +$$

$$+ 151 = 238{,}2\ ккал/кг,$$

что совпадает с величиной, принятой в начале расчета.

Расчет воздухоподогревателя

Воздухоподогреватель — железный, трубчатый, состоит из 4 секций. Каждая секция имеет $n_с = 613$ вертикально-расположенных труб диаметром 51/46 *мм*, внутри которых движутся газы, направляясь сверху вниз. Воздух поступает снизу вверх и проходит через воздухоподогреватель в 4 хода. Длина труб $l = 8$ *м*.

Поверхность нагрева одной секции воздухоподогревателя

$$H'_{вп} = \pi \frac{d_н + d_{вн}}{2} l n_с = 3{,}14 \frac{0{,}051 + 0{,}046}{2} 8 \cdot 613 = 746\ м^2.$$

Поверхность нагрева всего воздухоподогревателя

$$H_{вп} = 4H'_{вп} = 4 \cdot 746 = 2\,984\ м^2.$$

Общее число труб воздухоподогревателя $N = 4n_с = 4 \cdot 613 = 2\,452$.

Площадь живого сечения для прохода газов

$$\Omega_г = \frac{\pi d^2_{вн} N}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}046^2}{4}\, 2\,452 = 4{,}06\ м^2.$$

Площадь живого сечения для прохода воздуха

$$\Omega_в = 4 \cdot 2\left(1{,}3 - \frac{13 + 12}{2} \cdot 0{,}051\right) = 5{,}28\ м^2.$$

Шаг труб поперек воздушного потока $s_1 = 100$ *мм*, вдоль воздушного потока $s_2 = 35$ *мм* (т. е. расстояние между двумя последующими рядами, расположенными в шахматном порядке).

Теплосодержание газов перед воздухоподогревателем при $t_{твп} = 404^\circ$ С на 1 *кг* топлива

$$(V_г\ c_г)\, t_{твп} = 735\ ккал/кг$$

Теплосодержание газоз за воздухоподогревателем по фиг. 2-3 и табл. 2-7 при $t_{звп}=185°$ С и $\alpha_{ух}=1{,}5$ на 1 *кг* топлива

$$(V_г c_г)\, t_{звп}=349 \text{ ккал/кг}.$$

Количество тепла, теряемое воздухоподогревателем в окружающую среду на 1 *кг* топлива,

$$Q_5^{вп}=\frac{q_5^{вп}Q_н^р}{100}=\frac{0{,}4\cdot 3\,153}{100}=12{,}6 \text{ ккал/кг}.$$

Количество тепла, вносимое в газоход воздухоподогревателя с присосанным воздухом на 1 *кг* топлива,

$$(Q_{пр})_{вп}=(\alpha''_{вп}-\alpha'_{вп})\,L_0 c_в\, t_{х.в}=$$
$$=(1{,}5-1{,}35)\,3{,}467\cdot 0{,}311\cdot 25=1{,}4 \text{ ккал/кг}.$$

По расчету сушки в шахтно-мельничной топке температура горячего воздуха была определена $t'_{г.в}=300°$ С. Учитывая потерю в 5° С по воздушному тракту, принимаем температуру на выходе из воздухоподогревателя $t_{г.в}=305°$ С.

Составляем баланс тепла по воздухоподогревателю. Количество тепла, воспринятое воздухом,

$$Q_{г.в}=L_0\left(\alpha_т-\Delta'\alpha-\frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right)(t_{г.в}\,c_{г.в}-t_{х.в}\,c_{х.в})=$$
$$=3{,}467(1{,}25-0{,}1-0{,}075)\,(305\cdot 0{,}3149-25\cdot 0{,}3109)=$$
$$=345 \text{ ккал/кг}.$$

Количество тепла, отданное газами поверхности нагрева воздухоподогревателя на 1 *кг* топлива

$$Q_{вп}=(V_г c_г)\, t_{пвп}-(V_г c_г)\, t_{звп}-(Q_5)_{вп}+$$
$$+(Q_{пр})_{вп}=735-349-12{,}6-1{,}4=375 \text{ ккал/кг}.$$

Средняя температура газов при проходе через воздухоподогреватель

$$t_{пот}=\frac{t_{пвп}+t_{звп}}{2}=\frac{404+185}{2}=249°\text{ С}.$$

Средняя температура воздуха при проходе через воздухоподогреватель

$$t^в_{ср}=\frac{t_{г.в}+t_{х.в}}{2}=\frac{305+25}{2}=165°\text{ С}.$$

Температура стеики труб воздухоподогревателя

$$t_{ст}=\frac{t_{пот}+t^в_{ср}}{2}=\frac{294+165}{2}=230°\text{ С}.$$

Средний объем газов в воздухоподогревателе на 1 *кг* топлива

$$V_{ср}=\frac{V'_{вп}+V''_{вп}}{2}=\frac{5{,}19+5{,}72}{2}=5{,}45 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

Средний секундный расход газов через воздухоподогреватель

$$(V_{сек})_{ср}=\frac{V_{ср}B\,(t_{пот}+273)}{3\,600\cdot 273}=$$
$$=\frac{5{,}45\cdot 18\,900\,(294+273)}{3\,600\cdot 273}=61{,}5 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Средняя скорость газов в воздухоподогревателе

$$w_{ср}=\frac{(V_{сек})_{ср}}{\Omega_г}=\frac{61{,}5}{4{,}06}=15{,}2 \text{ м/сек}.$$

Действительный секундный расход воздуха через воздухоподогреватель

$$V_{сек}=\frac{L_0\left(\alpha_т-\Delta'\alpha+\frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right)B\,(t^в_{ср}+273)}{3\,600\cdot 273}=$$
$$=\frac{3{,}47\left(1{,}25-0{,}1+\frac{0{,}15}{2}\right)18\,900\,(165+273)}{3\,600\cdot 273}=$$
$$=36{,}0 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Средняя скорость воздуха в воздухоподогревателе

$$w_{ср}=\frac{V_{сек}}{\Omega_в}=\frac{36{,}0}{5{,}28}=6{,}82 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке по номограмме фиг. 5-3

$$\alpha_г=42 \text{ ккал/м}^2\text{ час °С}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху по этой же номограмме

$$\alpha_в=44 \text{ ккал/м}^2\text{ час °С}.$$

Теоретический коэффициент теплоотдачи от газов к воздуху

$$K_т=\frac{\alpha_г\cdot\alpha_в}{\alpha_г+\alpha_в}=\frac{42{,}0\cdot 44{,}0}{42{,}0+44{,}0}=21{,}5 \text{ ккал/м}^2\text{ час °С}.$$

Коэффициент использования поверхности нагрева воздухоподогревателя принимаем $\xi=0{,}875$.

Расчетный коэффициент теплопередачи

$$K_р=K_т\xi=21{,}5\cdot 0{,}875=18{,}8 \text{ ккал/м}^2\text{ час °С}.$$

Средняя величина логарифмического температурного напора в четырехходовом теплообменнике с односторонним перемешиванием может быть определена, как для противотока

$$\Delta t=\frac{\Delta t_б-\Delta t_м}{2{,}3\lg\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}=\frac{(185-25)-(403{,}5-305)}{2{,}3\lg\frac{185-25}{403{,}5-305}}=127°\text{ С}.$$

Потребная поверхность нагрева воздухоподогревателя

$$H_{вп}=\frac{BL_0\left(\alpha_т-\Delta'\alpha+\frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right)(t_{г.в}c_{г.в}-t_{х.в}c_в)}{K_р\cdot\Delta t}=$$
$$=\frac{18\,900\cdot 3{,}467(1{,}25-0{,}1+0{,}075)(305\cdot 0{,}3149-25\cdot 0{,}3109)}{18{,}8\cdot 127}=$$
$$=2\,984 \text{ м}^2,$$

что совпадает с величиной поверхности воздухоподогревателя, принятого к установке.

5-2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПО МЕТОДУ ВТИ

УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА В КОНВЕКТИВНЫХ ГАЗОХОДАХ

Количество тепла, отданное газами,

$$Q = B_p \xi (J' - J'' + \Delta\alpha V_0 c_{вз} t_{вз}) \text{ ккал/час}, \quad (5\text{-}22)$$

где B_p — расчетное количество топлива, *кг/час*;

ξ — коэффициент сохранения тепла;

J' и J'' — теплосодержания газов, определяемые по соответствующим избыткам воздуха α' и α'' и температурам газов T' и T'' в начале и конце газохода, *ккал/кг*;

$\Delta\alpha V_0 c_{вз} t_{вз}$ — количество тепла, поступившее в газоход с присосанным воздухом, *ккал/кг*.

Количество тепла, воспринимаемое рабочим телом.

В пароперегревателе

$$Q_{пе} = D_{пе}(i''_{пе} - i'_{пе}) \text{ ккал/час}, \quad (5\text{-}23)$$

где $D_{пе}$ — действительный расход пара через пароперегреватель; при регулировании температуры впрыском с учетом места и температуры вспрыскиваемой воды, *кг/час*;

$i'_{пе}$ и $i''_{пе}$ — теплосодержания пара при входе в пароперегреватель и выходе из него с учетом изменений в регуляторе перегрева, *ккал/час*.

В водяном экономайзере:

$$Q_э = D_э(i''_э - i'_э) \text{ ккал/час}, \quad (5\text{-}24)$$

где $D_э$ — действительный расход воды в экономайзере с учетом продувки из котла, собственных нужд и вспрыска, при вспрыске воды в перегреватель, отбираемой до экономайзера, *кг/час*;

$i'_э$ и $i''_э$ — теплосодержания воды при входе в экономайзер и выходе из него, *ккал/кг*.

При возврате воды из регулятора перегрева в начало экономайзера

$$i_э = i_{пв} + \Delta i_{рег}\frac{D_{пе}}{D_э} \text{ ккал/кг}, \quad (5\text{-}25)$$

где $i_{пв}$ — теплосодержание питательной воды, *ккал/кг*;

$\Delta i_{рег}$ — изменение теплосодержания пара в пароохладителе, *ккал/кг*.

В воздухоподогревателе

$$Q_{вп} = B_p\left(\alpha''_{г.в} + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right)[(J''_{вз})^{мин} - (J'_{вз})^{мин}] \text{ ккал/час}, \quad (5\text{-}26)$$

где $\alpha''_{г.в}$ — доля воздуха от теоретически необходимого при выходе из воздухоподогревателя;

$(J''_{вз})^{мин}$ и $(J'_{вз})^{мин}$ — теплосодержания горячего и холодного воздуха при $\alpha = 1$, *ккал/кг* топлива;

$\Delta\alpha_{вп}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе в долях от теоретически необходимого для горения.

Количество тепла, отданного газами [уравнение (5-22)], всегда должно быть равно теплу, воспринятому нагреваемой жидкостью [уравнения (5-23), (5-24) и (5-26)].

Средний температурный напор $\Delta t_{ср}$

Для схем с прямотоком и противотоком $\Delta t_{ср}$ определяют как обычно по формуле для средней логарифмической разности, см. формулу (5-5). Более удобно для этого пользоваться графиком фиг. 5-9.

Коэффициент теплоотдачи α_1 при продольном обтекании:

для случаев охлаждения

$$\alpha_1 = 100\frac{\lambda}{d}\left(\frac{Re}{30\,000}\right)^{0,8} Pr^{0,35} \quad (5\text{-}27)$$

или

$$\alpha_1 = A_0\frac{(\gamma_г w_г d)^{0,8}}{d}, \quad (5\text{-}28)$$

для случаев нагревания

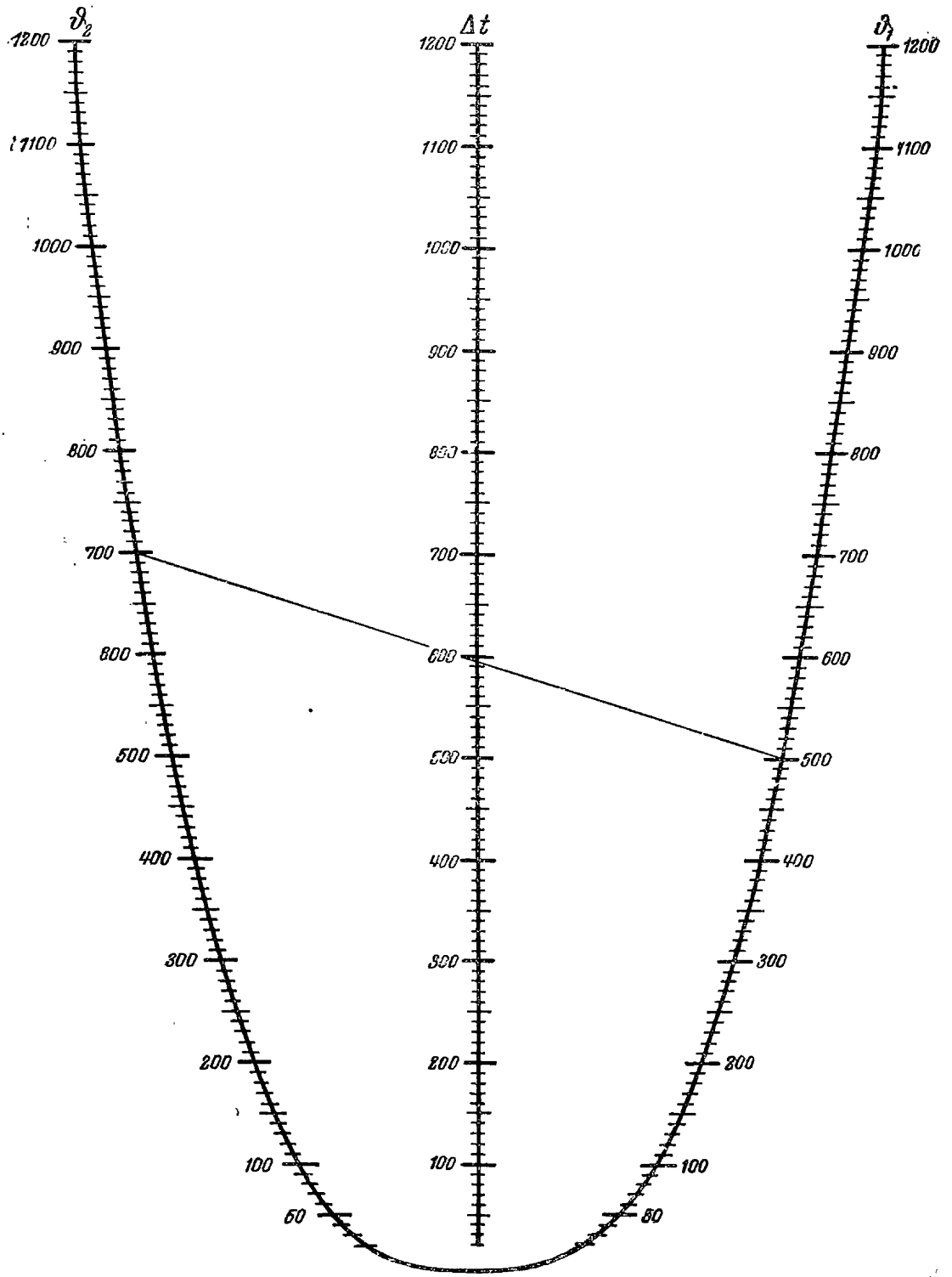
$$\alpha_1 = 100\frac{\lambda}{d}\left(\frac{Re}{40\,000}\right)^{0,8} Pr^{0,45} \quad (5\text{-}29)$$

или

$$\alpha_1 = A_н\frac{(\gamma_г w_г d)^{0,8}}{d}, \quad (5\text{-}30)$$

где d — внутренний диаметр при протекании газов внутри труб или эквивалентный диаметр при протекании газов вдоль пучка, или ширина газовой щели при пластинчатой поверхности нагрева, *м*;

$w_г\gamma_г = \frac{G_п}{F}$ — весовая скорость потока, *кг/м²сек* (где $G_п$ — весовой расход жидкости, *кг/сек*; F — площадь сечения для прохода жидкости, *м²*).



Фиг. 5-9. График для определения средней логарифмической разности температур (нормы ВТИ). Пример. Дано ϑ_1=500; ϑ_2=700. Ответ. Δt=595.

Константы λ, ηPr, а следовательно, A_0 и $A_н$ относятся к средней температуре потока.

Значения коэффициентов A_0 и $A_н$ для воздуха и дымового газа приведены в табл. 5-3.

ТАБЛИЦА 5-3

Значения коэффициентов $A_н$ и A_0 для воздуха и дымовых газов в зависимости от температуры обтекающего потока

t, °С	Воздух		Дымовые газы	
	$A_н$	A_0	$A_н$	A_0
0	2,46	3,22	2,49	3,23
100	2,60	3,41	2,72	3,56
200	2,73	3,57	2,94	3,85
300	2,86	3,72	3,17	4,16
400	2,94	3,91	3,37	4,44
500	3,11	4,07	3,56	4,69
600	3,22	4,20	3,73	4,90
700	3,32	4,35	3,89	5,11
800	3,42	4,46	4,02	5,28
900	3,50	4,57	4,14	5,45
1 000	3,59	4,57	4,26	5,62
1 100	3,65	4,77	4,38	5,79
1 200	3,77	4,86	4,49	5,92

Весовая скорость газа

$$w\gamma = \frac{B_p G_г}{3\,600\,F} = кг/м^2сек, \qquad (5\text{-}31)$$

где $G_г$ — вес газов, $кг/кг$,

$$G_г = 1 - \frac{A^p}{100} + \alpha_{ср} L_0. \qquad (5\text{-}32)$$

$\alpha_{ср} = \frac{\alpha' + \alpha''}{2}$ — средний коэффициент избытка воздуха (α' — при входе, α'' — при выходе)

Вес воздуха

$$G_{вз} = \frac{B\,\alpha_{вз} L_0 \left(1 + \frac{d}{1000}\right)}{3\,600}\ кг/сек, \qquad (5\text{-}33)$$

где $\alpha_{вз}$ — доля воздуха, проходящего через воздухоподогреватель,

$$\alpha_{вз} = \frac{\alpha'_{г.в} + \alpha''_{г.в}}{2} = \alpha''_{г.в} + \frac{\Delta x_{вп}}{2} \qquad (5\text{-}34)$$

Средняя температура потока (жидкости, газа, воздуха, пара)

$$t_{ср} = \frac{t'_п + t''_п}{2}\ °С.$$

Средняя температура газов определяется по выражению

$$T_{ср} = t_{ср} + \Delta t_{ср}\ °С. \qquad (5\text{-}35)$$

Площадь живого сечения газохода:

при течении внутри труб

$$f = n \frac{\pi d^2_{вн}}{4}\ м^2, \qquad (5\text{-}36)$$

при продольном внешнем обтекании труб

$$f = \left[bl - n \frac{\pi d^2_н}{4} \right] м^2, \qquad (5\text{-}37)$$

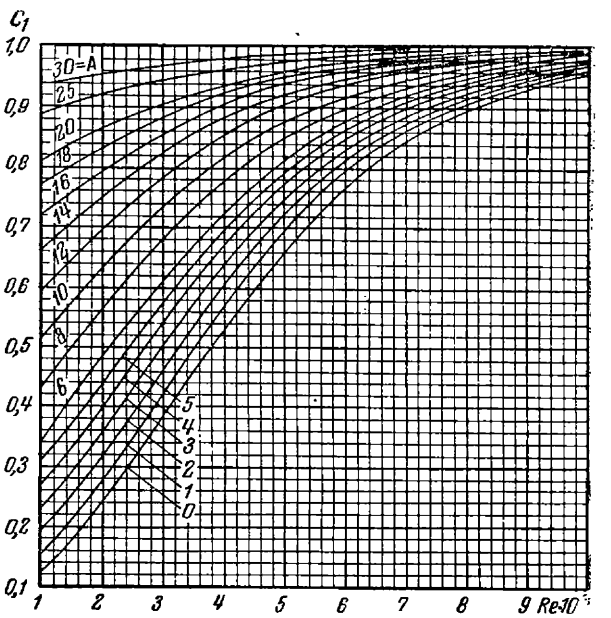
где n — число параллельно включенных труб или число труб в сечении газохода;

$d_{вн}$ и $d_н$ — внутренний и наружный диаметры труб, $м$;

l и b — основные размеры сечения газохода, $м$.

Коэффициенты теплоотдачи в щелевых каналах

$$\alpha_щ = C_1 C_2 \alpha_1, \qquad (5\text{-}38)$$



Фиг. 5-10. График для определения поправки C_1 на переходную область к формуле (5-38) (по нормам ВТИ).

где C_1 — поправка на переходную область;
C_2 — поправка на длину щели;
α_1 — коэффициент теплоотдачи соприкосновением при продольном омывании, который вычисляется для случаев охлаждения и нагревания соответственно по формулам (5-28) и (5-30) при условии, что $d = s$, где s — размер щели (расстояние между листами), *м*.

Поправку C_1 определяют по графику фиг. 5-10 в зависимости от критерия Рейнольдса

$$Re = \frac{(w_z\ \gamma_z)b}{\eta}$$

и числа A

$$A = 50{,}6b \cdot C_2 \sqrt[3]{\Delta t},$$

где

$$\Delta t = t_{пот} - t_{ст},$$

Поправку C_2 определяют по графику фиг. 5-11. Эту поправку вносят только при $l/s < 80$. Ее можно вычислить по формуле

$$C_2 = \frac{2}{(l/s)^{0{,}25}},$$

где l — длина щели по направлению течения, *м*.

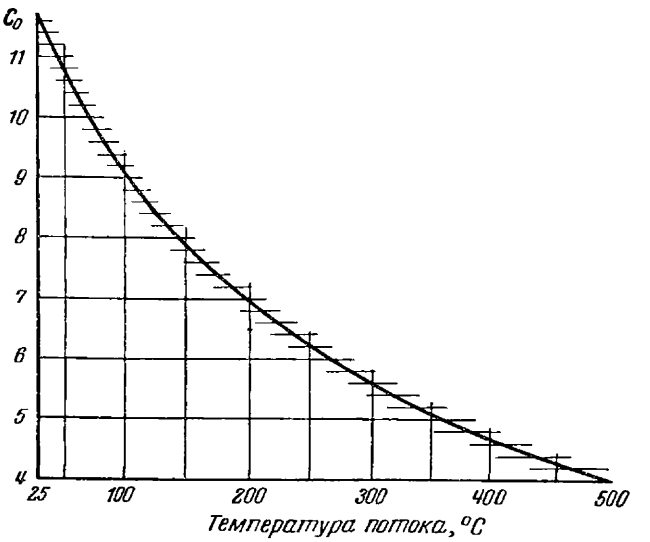
Значения коэффициента C_z, зависящего от числа рядов труб вдоль потока, приведены в табл. 5-4. Они могут быть также определены по графику фиг. 5-12.

ТАБЛИЦА 5-4

Значения коэффициента C_z в зависимости от числа рядов труб вдоль потока

Число рядов вдоль потока	n_2	1	2	3	4	5	10	20	30
Для шахматных пучков	C_z	0,65	0,8	0,88	0,94	0,97	1,0	1,025	1,04
Для коридорных пучков	C_z	0,68	0,82	0,90	0,94	0,96	1,0	1,02	1,04

Коэффициент теплоотдачи α_c при поперечном омывании трубчатых пучков определяют из формул:



Фиг. 5-11. График для определения поправки C_2 на длину щели по ходу потока (по нормам ВТИ).

Для шахматных пучков

$$\alpha_c = 110\, C_f \frac{\lambda}{d}\left(\frac{w\gamma d}{30\,000\,\eta}\right)^n C_z \ ккал/м^2\ час\ ^\circ С. \quad (5\text{-}39)$$

В этой формуле показатель степени n и коэффициент C_f определяются, исходя из условий:

при $s_1/d < 1{,}155\ s_2/d$,

$$C_f = 1{,}09\left(\frac{s_1/d - 1}{s_2'/d - 1}\right)^{0{,}1} \text{ и } n = 0{.}52 + 0{,}12\left(\frac{s_1/d}{s_2'/d}\right); \quad (5\text{-}40)$$

при $s_1/d \geqslant 1{,}155\ s_2/d$

$$C_f = \left(\frac{s_1/d - 1}{s_2'/d - 1}\right)^{0{,}25} \text{ и } n = 0{,}455 + 0{,}12\left(\frac{s_1/d}{s_2'/d}\right). \quad (5\text{-}41)$$

Диагональный шаг

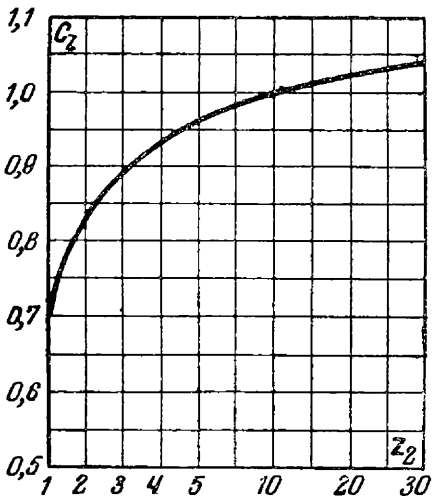
$$s_2'/d = \sqrt{\frac{1}{4}(s_1/d)^2 + (s_2/d)^2}. \quad (5\text{-}42)$$

Для коридорных пучков

$$\alpha_c = 110\frac{\lambda}{d}\left(\frac{w\gamma d}{30\,000\,\eta}\right)^n. \quad (5\text{-}43)$$

Показатель степени n в этом случае определяется по формуле

$$n = 0{,}7\,\frac{0{,}76 + (s_1/d - 2)^2}{9 + 43\,(s_1/d - 2)^2} - 0{,}075\, s_2/s_1. \quad (5\text{-}44)$$



Фиг. 5-12. График для определения коэффициента C_z, зависящего от числа рядов труб вдоль потока.

В приведенных формулах теплопроводность газов λ *ккал/м°С* и коэффициент вязкости газов η *кг/м сек* для случая охлаждения газов отнесены:

λ — к температуре газов $T_{ср}$, η — к температуре стенки; при нагревании газов λ — к температуре стенки и η — к температуре газов.

На фиг. 5-13 и 5-14 приведены номограммы для определения α_c при поперечном омывании.

Значения коэффициента ω, учитывающего характер омывания газами поверхности нагрева при неправильном (не чисто поперечном омывании), даны на фиг. 5-15, 5-16 и 5-17.

При наличии газовых коридоров или шунтирующих газоходов весовая скорость подсчитывается по формуле

$$w\gamma = \frac{B_p \cdot G_2}{(F_ш + F_п)\psi_ш \cdot 3\,600}, \qquad (5\text{-}45)$$

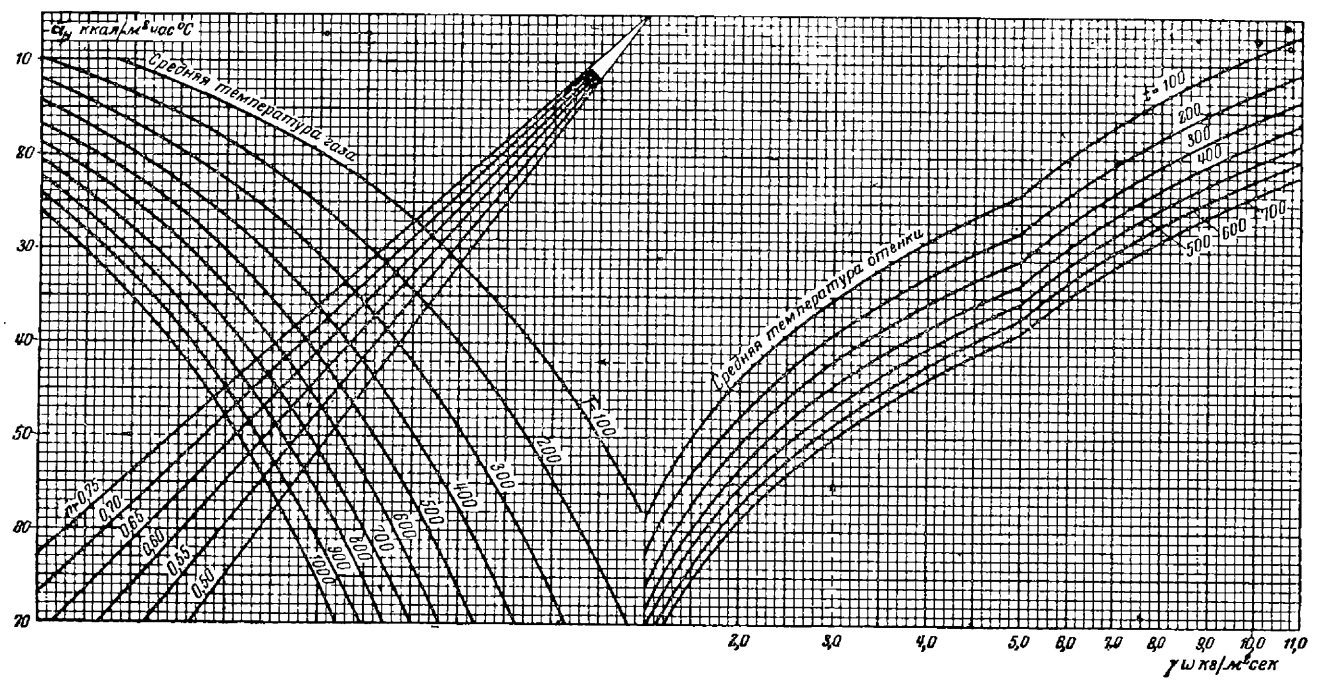
$$\psi_ш = 1 + \frac{F_ш}{F_ш + F_п}\sqrt{\frac{\xi_п}{\xi_ш}}, \qquad (5\text{-}46)$$

где $F_ш$ — $F_п$ — живые сечения шунтирующего хода и трубного пучка;

$\xi_ш$ — $\xi_п$ — коэффициенты гидравлических сопротивлений шунтирующего хода и трубного пучка.

При изменяющемся по ходу газов сечении (см. фиг. 5-16)

$$F_p = \frac{2F'F''}{F' + F''} \text{ или } F_p = \frac{3F'F''F'''}{F'F'' + F''F''' + F'''F'}. \qquad (5\text{-}47)$$



Фиг. 5-13. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией α_c

Для пучков, в которых часть труб расположена в шахматном порядке, а часть в коридорном, коэффициенты теплоотдачи вычисляют отдельно для шахматного $\alpha_{шах}$ и коридорного расположения $\alpha_{кор}$ и усредняют по формуле

$$\alpha_{ср} = \frac{\alpha_{шах} n_{шах} + \alpha_{кор} n_{кор}}{n_{шах} + n_{кор}}, \qquad (5\text{-}48)$$

где $n_{шах}$ и $n_{кор}$ — число рядов труб шахматного и коридорного расположения;

C_z — поправка на число рядов в этом случае вносится только к усредненному значению коэффициента теплоотдачи по числу рядов всего пучка.

Коэффициент теплоотдачи излучением

Толщина излучающего слоя газа

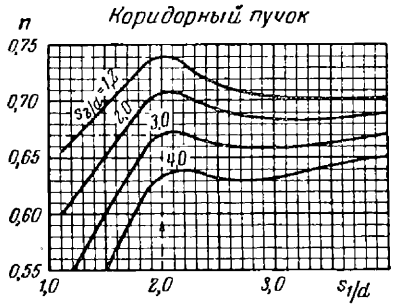
$$S = m\frac{V \cdot 100}{H_{ст}} \text{ см}, \qquad (5\text{-}49)$$

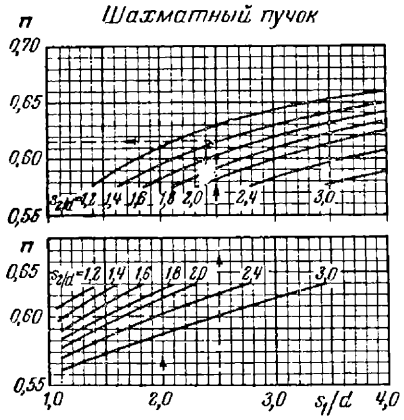
где V — объем, в котором заключен газ, $м^3$;

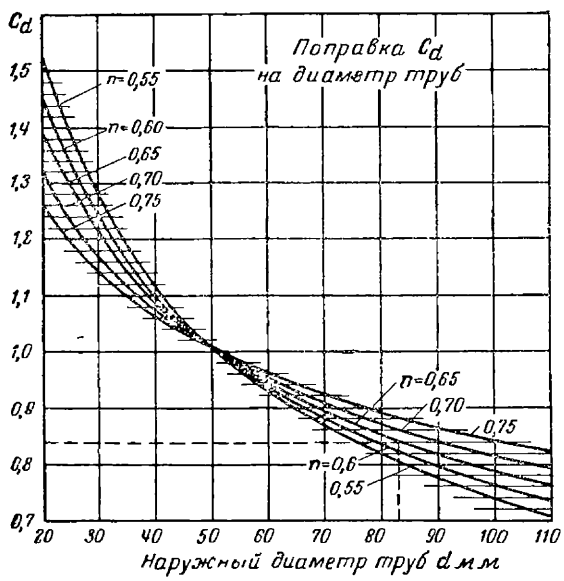
$H_{ст}$ — поверхность стенок, ограничивающих объем, $м^2$;

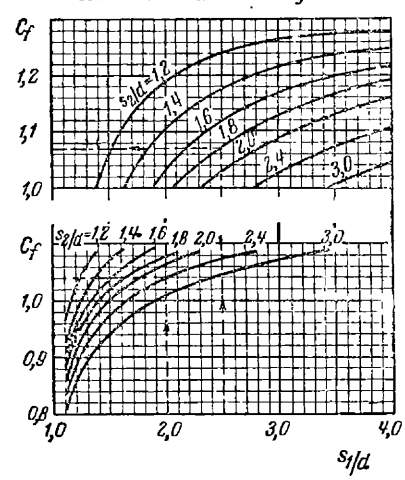
m — коэффициент, который при $S > 100$ см равен 3,6, а при $S < 100$ см равен 3,4.

Показатель степени „n"







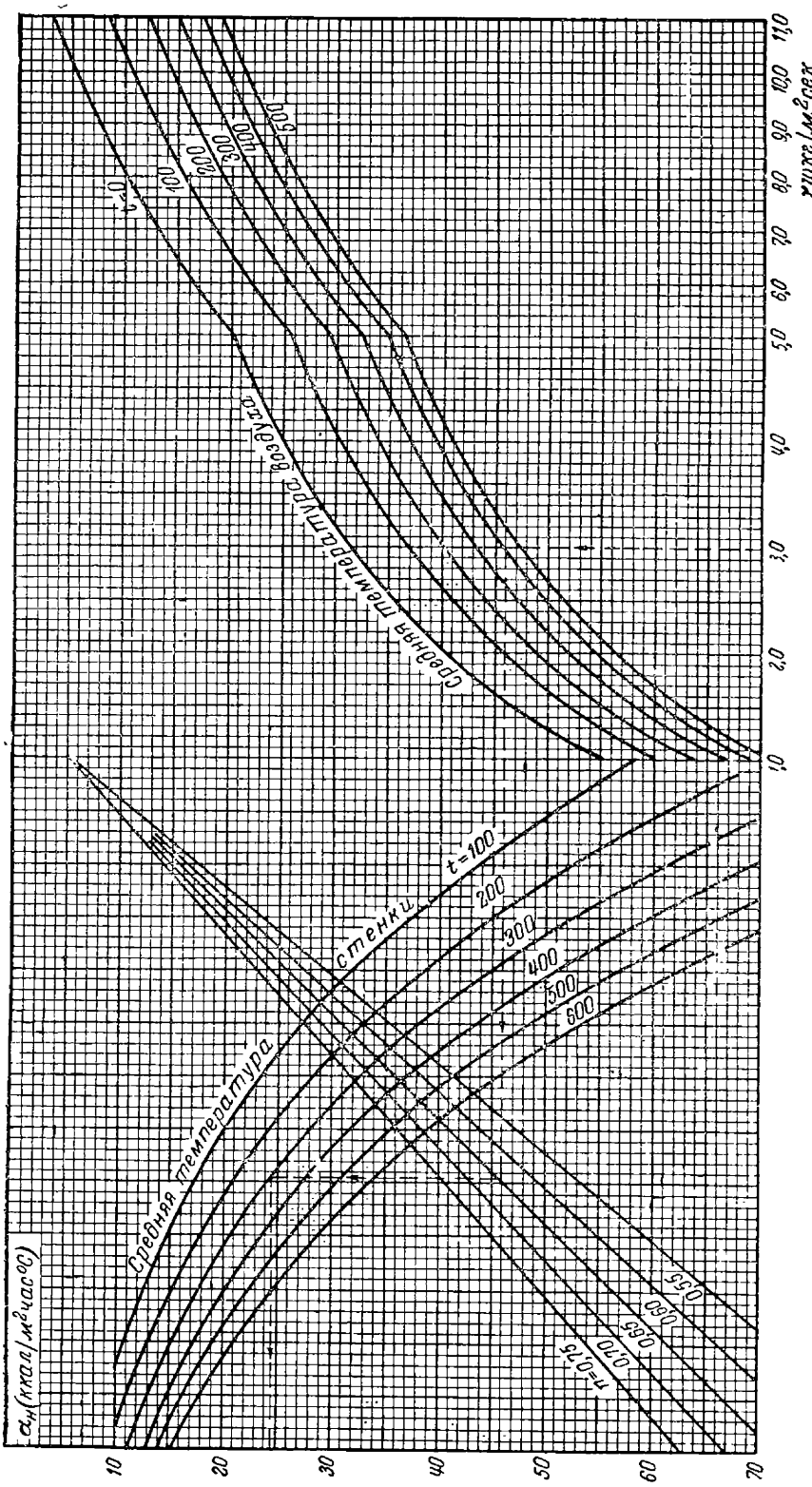


Коридорные пучки $C_f = 1$

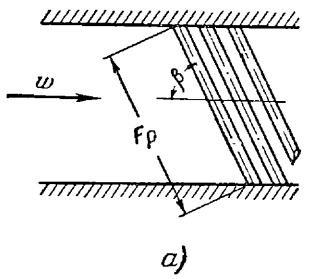
Расчетная формула

$$\alpha_c = \alpha_н C_d C_f \omega C_z$$

в пучках поперечно омываемых труб при охлаждении газов (по нормам ВТИ).



Фиг. 5-14. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией α_c в пучках, поперечно омываемых труб при нагревании воздуха (по нормам ВТИ).



а)



б)

Фиг. 5-15. Значения коэффициента ω, учитывающего характер омывания поверхности нагрева.

Для частного случая многорядного пучка труб применяют формулу

$$S = 1{,}08\left[\frac{s_1}{d_н}\cdot\frac{s_2}{d_н} - 0{,}785\right] d_н \; см. \qquad (5\text{-}50)$$

Поглощательная способность углекислоты и водяных паров

$$(pS)_{CO_2} = p_{CO_2} S \; см.\,ата,$$

$$(pS)_{H_2O} = p_{H_2O} S \; см.\,ата.$$

Коэффициент черноты углекислоты a_{CO_2} и водяного пара a'_{H_2O} без поправки на парциальное давление определяют по графикам фиг. 4-2 и 4-3. Поправку на парциальное давление к коэффициенту черноты водяных паров a_{H_2O} определяют по фиг. 4-4. Тогда

$$a_{H_2O} = \zeta a'_{H_2O}$$

и коэффициент черноты газов

$$a_г = a_{CO_2} + a_{H_2O}. \qquad (5\text{-}51)$$

Теплоизлучение газов

$$q_л = 4{,}96\, a_г \left(\frac{T_{ср}+273}{100}\right)^4 A_{ст} \; ккал/м^2\,час, \qquad (5\text{-}52)$$

где $A_{ст}$ поправка на обратное излучение стенки, определяемая по графику фиг. 5-18 или по формуле

$$A_{ст} = 1 - \left(\frac{t_{ст}+273}{T_{ср}+273}\right)^{3{,}6}. \qquad (5\text{-}53)$$

Коэффициент теплоотдачи излучением газов определяют по формуле

$$a_л = \frac{q_л}{T_{ср} - t_{ст}}. \qquad (5\text{-}54)$$

Температура поверхности загрязнений на стенке

$$t_{ст} = \frac{t'+t_1}{2} + \left(\varepsilon + \frac{1}{a_2}\right)\frac{Q}{H}, \qquad (5\text{-}55)$$

где t_1 и t_2 — температуры обогреваемой среды в начале и конце поверхности нагрева.

Среднее тепловое напряжение поверхности нагрева, воспринимающей излучение из топки для 1-го котельного пучка

$$\frac{Q}{H_I} = \frac{\xi B_p[(V_г C_г)T''_т - (V_г C_г)T''_1 + \Delta\alpha V_0 C_{вз} t_{вз} + Q^п_л]}{H_I}, \qquad (5\text{-}56)$$

где теплоизлучения, воспринимаемого из топки,

$$Q^п_л = \frac{Q_л}{H_л}\psi H^к_л;$$

ψ — угловой коэффициент рассчитываемого пучка;

$\frac{Q_л}{H_л}$ — среднее теплонапряжение лучепоглощающих поверхностей топки берется из данных расчета топки.

Среднее тепловое напряжение поверхности нагрева для второго и третьего котельных пучков

$$\frac{Q}{H_{II}} = \frac{Q}{H_{III}} = \frac{\xi B_p[(V_г C_г T)' - (V_г C_г T)'' + \Delta\alpha V_0 C_{вз} t_{вз}]}{H}. \qquad (5\text{-}57)$$

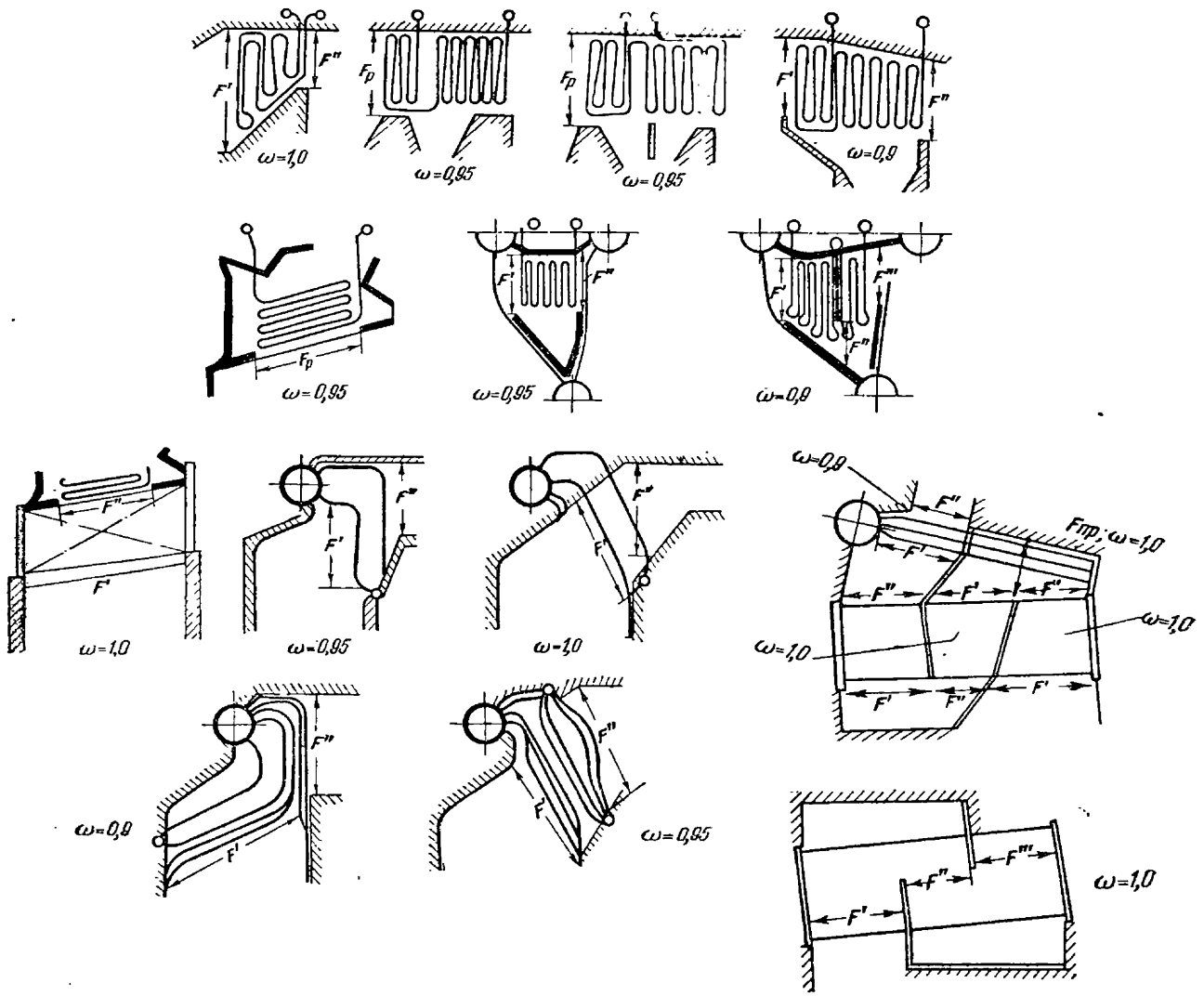
Среднее тепловое напряжение для поверхности нагрева пароперегревателей и экономайзеров

$$\frac{Q}{H_п} = \frac{D\cdot\Delta i}{H_п}; \quad \frac{Q}{H_э} = \frac{D\cdot\Delta i}{H_э},$$

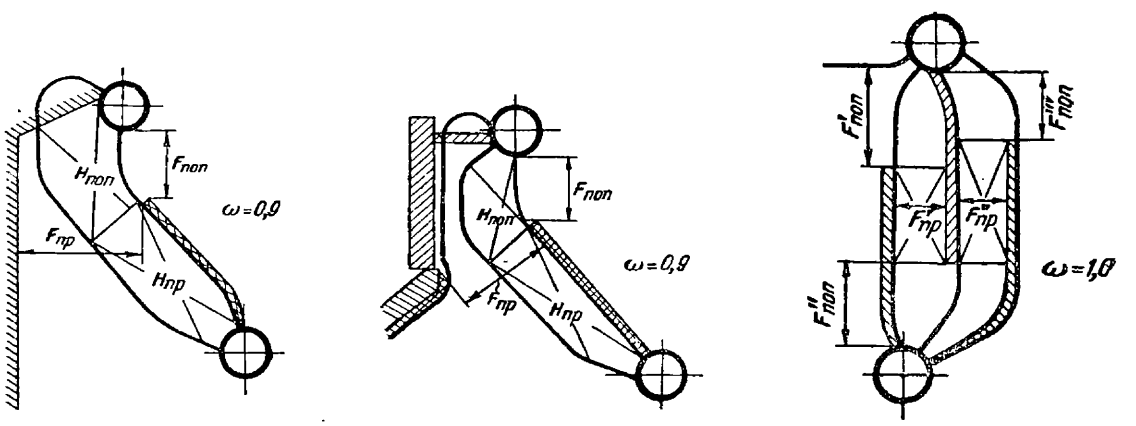
ε — коэффициент теплового сопротивления стенки с учетом загрязнений определяют по графику фиг. 5-19, для трубчатых и пластинчатых воздухоподогревателей $\varepsilon = 0$;

a_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой среде учитывается только при $a_2 < 1\,000$ *ккал/м² час* °С.

Коэффициент теплопередачи K определяют по формулам:



Фиг. 5-16. Схемы к расчету неправильно омываемых конвективных поверхностей (по нормам ВТИ).



Фиг. 5-17. Схемы к расчету продольно-поперечно омываемых конвективных поверхностей (по нормам ВТИ). Сверху—первые котельные пучки; снизу—вторые котельные пучки.

для поверхности, воспринимающей излучение из топки,

$$K=\frac{\alpha_2+\alpha_л}{1+(\alpha_c+\alpha_л)\left(\varepsilon+\frac{1}{a_2}\right)\left(1+\frac{Q_л^п}{Q_к}\right)}\ ккал/м^2\,час\,°C; \quad (5\text{-}58)$$

для котельных экономайзерных и пароперегревательных поверхностей

$$K=\frac{\alpha_c+\alpha_л}{1+(\alpha_c+\alpha_л)\left(\varepsilon+\frac{1}{a_2}\right)}\ ккал/м^2\,час\,°C; \quad (5\text{-}59)$$

для воздухоподогревателей

$$K=\frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1+\alpha_2}\ ккал/м^2\,час\,°C, \quad (5\text{-}60)$$

a_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху, а для пароперегревателей коэффициент теплоотдачи от стенки к пару.

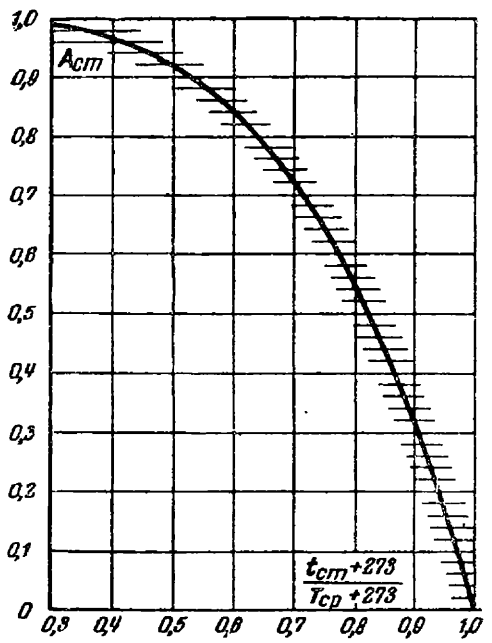
Коэффициент теплоотдачи α_1 пучков ребристых труб при коридорном их расположении определяют по формуле

$$\alpha_1=\left[0{,}23+\left(\frac{h}{D-d}\right)^{1{,}06}\right]\times$$

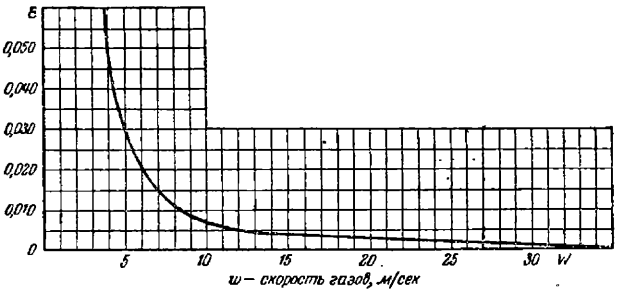
$$\times\frac{\lambda}{h}\left[\frac{w\gamma h}{2{,}5\eta}\right]^{0{,}45}\ ккал/м^2\,час\,°C, \quad (5\text{-}61)$$

где h — расстояние (зазор) между ребрами, *м*;

D — диаметр ребра, *м*;



Фиг. 5-18. График для определения поправки на обратное излучение стенки (по нормам ВТИ).



Фиг. 5-19. График для определения коэффициента теплового сопротивления ε стенки с учетом загрязнений (по нормам ВТИ).

d — диаметр трубы, *м*;

$w\gamma$ — весовая скорость в узком сечении, $кг/м^2\,сек$;

λ — теплопроводность при средней температуре потока, $ккал/м\,°C$;

η — вязкость при средней температуре потока, $кг/м\,сек$.

При шахматном расположении труб величину α_1 умножают на коэффициент 1,15.

Приведенная для α_1 формула (5-61) не применима, если $\frac{s_1-D}{s_1-d}\geqslant 0{,}5$.

Коэффициент теплопередачи для пучков ребристых труб определяют в этом случае по формуле

$$K=\frac{\alpha_1}{1+\varepsilon_0\alpha_1\frac{f_1}{f_2}}\ ккал/м^2\,час\,°C, \quad (5\text{-}62)$$

где f_1 — внешняя поверхность трубы с ребрами;

f_2 — внешняя поверхность трубы без ребер;

ε_0 — коэффициент, который для воздуха (чистые поверхности) равен 0,00025, а для дымовых газов (эксплоатационные поверхности) 0,005.

Для круглых ребер

$$\frac{f_1}{f_2}=\frac{0{,}5d\left[\left(\frac{D}{d}\right)^2-1\right]+\frac{D\delta}{d}+h}{h+\delta}. \quad (5\text{-}63)$$

Величину узкого сечения подсчитывают по формуле

$$f=z_1\frac{l}{h+\delta}[(s_1-d)h+(s_1-D)\delta], \quad (5\text{-}64)$$

где z_1 — число труб в поперечном сечении;

l — длина трубы, *м*;

δ — толщина ребра, *м*;

s_1 — шаг труб поперек потока газов, *м*.

ТАБЛИЦА 5-5

Конструктивные характеристики котельного агрегата

Показатели	Топка	Фестон	Пароперегреватель	Экономайзер II ступень	Воздухоподогреватель II ступень	Экономайзер I ступень	Воздухоподогреватель I ступень
Поверхность нагрева H, $м^2$	710	170	2 135	980	3 156	917	5 430
Диаметр труб d, $мм$ . . .	76/60	76/60	42/32	38/30	53/50	38/30	53/50
Относительный шаг:							
поперечный s_1/d . . .	1,25	3,75	2,4	2,79	1,51	2,47	1,51
продольный s_2/d . . .	—	6,6	2,85	2,24	2,08	2,24	2,08
Расположение труб	—	шахматное	коридорное	шахматное			
Живое сечение для прохода газов $F_г$, $м^2$	—	45,2	29,1	15,55	12,3	15,55	11,35
Живое сечение для прохода воздуха $F_в$, $м^2$ . .	—	—	—	—	10,88	—	7,82

Задача 5-2. Произвести по методу ВТИ поверочный тепловой расчет котельного агрегата, схематически показанного на фиг. 5-20. Агрегат должен обеспечить нормальную паропроизводительность $D=240$ *т/час* при температуре перегрева пара $t''_{пе}=500°$ С, давление пара $p_к=100$ *ата*. Температура питательной воды $t_{п.в}=185°$ С. Под котельным агрегатом установлена шахтномельничная топка. Топливо — челябинский бурый уголь состава: $C^р=33{,}3\%$; $H^р=2{,}4\%$; $N^р=0{,}8\%$; $O^р=8{,}4\%$; $W^р=24{,}0\%$; $A^р=30{,}4\%$; $S^р_л=0{,}7\%$; $Q^р_н=2\,920$ *ккал/кг*.

Коэффициент избытка воздуха по газоходам:

в топке $\alpha''_т=1{,}25$

за пароперегревателем $\alpha''_{пе}=1{,}27$

за экономайзером II $\alpha''_{Iэ}=1{,}32$

за воздухоподогревателем II $\alpha''_{впII}=1{,}33$

за экономайзером I $\alpha''_{эI}=1{,}39$

за воздухоподогревателем I $\alpha''_{впI}=1{,}43$

Объем топки $V_т=1\,210$ $м^3$.

Поверхность нагрева, размещенная в топке, $H_л=710$ $м^2$. Поверхность нагрева фестона $H_ф=170$ $м^2$, в том числе радиационная поверхность $H^л_ф=67{,}7$ $м^2$.

Основные конструктивные характеристики котельного агрегата приведены в табл. 5-5.

Доля горячего воздуха от теоретически необходимого, поступающего из воздухоподогревателя в топку $a_{г.в}=1{,}13$.

Топка полностью экранирована и степень экранирования топки может быть принята $\psi=1{,}0$.

Решение[1]

$$K^р=C^р+0{,}375S^р_л=33{,}3+0{,}375\cdot0{,}7=33{,}56\%.$$

Теоретически необходимый расход воздуха

$$L_0=0{,}115K^р+0{,}342H^р-0{,}043O^р=0{,}115\cdot33{,}56+$$
$$+0{,}342\cdot2{,}4-0{,}043\cdot8{,}4=4{,}32\ кг/кг.$$

$$V_0=\frac{L_0}{1{,}293}=\frac{4{,}32}{1{,}293}=3{,}34\ нм^3/кг.$$

Теоретический объем азота

$$(V_{N_2})^{мин}=0{,}79V_0=0{,}79\cdot3{,}34=2{,}635\ нм^3/кг.$$

Теоретический объем трехатомных газов

$$V_{RO_2}=1{,}866\frac{K^р}{100}=1{,}866\frac{33{,}56}{100}=0{,}626\ нм^3/кг.$$

Теоретический объем сухих газов

$$(V_{с.г})_{мин}=V_{RO_2}+0{,}79V_0=$$
$$=0{,}626+2{,}635=3{,}26\ нм^3/кг.$$

Теоретический объем водяных паров

$$(V_{в.п})_{мин}=\frac{9H^р+W^р}{80{,}4}+0{,}016V_0=\frac{9\cdot2{,}4+24{,}0}{80{,}4}+$$
$$+0{,}016\cdot3{,}34=0{,}62\ нм^3/кг.$$

[1] Проверочный тепловой расчет как отдельных конвективных поверхностей, так и котельного агрегата в целом может быть выполнен методом последовательных приближений или так называемым методом трех точек (задаются сразу тремя значениями искомой величины, а затем определяют правильное значение графическим путем. Любой из этих методов может быть применен для расчетов как по нормам ЦКТИ, так и по нормам ВТИ).

ТАБЛИЦА 5-6

Характеристика газов по газоходам котельного агрегата

Наименование	Топка	Пароперегреватель	Экономайзер II ступень	Воздухоподогреватель II ступень	Экономайзер I ступень	Воздухоподогреватель I ступень
Коэффициент избытка воздуха в конце газохода α''	1,25	1,27	1,32	1,33	1,39	1,43
Объем сухих газов $V_{с.г}$, $нм^3/кг$	4,10	4,16	4,33	4,36	4,56	4,77
Объем водяных паров, $V_{в.п}$, $нм^3/кг$	0,633	0,634	0,637	0,638	0,641	0,644
Объем газов $V_г$, $нм^3/кг$	4,73	4,80	4,97	5,00	5,20	5,34
Средний объем водяных паров по газоходу $V^{ср}_{в.п}$, $нм^3/кг$	0,633	0,634	0,636	0,638	0,640	0,642
Средний объем газов по газоходу $V^{ср}_г$, $нм^3/кг$	4,73	4,76	4,88	4,98	5,10	5,27
Парциальные давления трехатомных газов p_{RO_2}, ama	0,132	0,131	0,128	0,126	0,123	0,118
Парциальные давления водяных паров p_{H_2O}, ama	0,134	0,133	0,130	0,128	0,125	0,121

Подсчитанные величины объемов газов и величины парциальных давлений сведены в табл. 5-6.

Для данного котла температуру уходящих газов можно ожидать равной примерно 180° С, поэтому расчет следовало вести для трех значений $T_{ух}=170$, 180 и 190° С.

Для сокращения объема книги расчет с необходимыми пояснениями проведен на температуру 180° С.

Результаты определения суммарных теплоемкостей газов по газоходам в зависимости от температуры и коэффициентов избытков воздуха приведены в табл. 5-7. Приводимая нами в качестве примера табл. 5-8 представляет собою удобную рабочую таблицу, с успехом заменяющую *J-T*-диаграмму. В ней приведены разницы Δ, с помощью которых можно быстро производить интерполирование.

При составлении такой таблицы необходимо выравнивать разницы Δ, изменяя в случае надобности последнюю цифру значений $(Vc)_г$.

Содержание золы в шлаке $a_{шл}=15\%$

Содержание золы в уносе $a_{ун}=85\%$

Содержание горючих в шлаке $c^г_{шл}=1,0$

Содержание горючих в уносе $c^г_{ун}=3,0$

Потеря тепла от механической неполноты сгорания

$$q_4=\left(a_{шл}\frac{c^г_{шл}}{100-c^г_{шл}}+a_{ун}\frac{c^г_{ун}}{100-c^г_{ун}}\right)\frac{78A^р}{Q^р_н}=$$

$$=\left(15{,}0\frac{1{,}0}{100-1{,}0}+85\frac{3{,}0}{100-3{,}0}\right)\frac{78\cdot30{,}4}{2\,920}=2{,}3\%.$$

Теплосодержание топлива, поступающего в топку при $t_т=30°$ С

$$i_т=\left(c_{ст}\frac{100-W^р}{100}+\frac{W^р}{100}\right)t_т=$$

$$=\left(0{,}319\frac{100-24{,}0}{100}+\frac{24{,}0}{100}\right)30=14{,}5\ ккал/кг.$$

$V_в c_г T_{ух}=328\ ккал/кг$—теплосодержание уходящих газов по данным табл. 5-7 для $T_{ух}=180°$ С и $\alpha_{ух}=1{,}43$.

Потеря тепла с уходящими газами

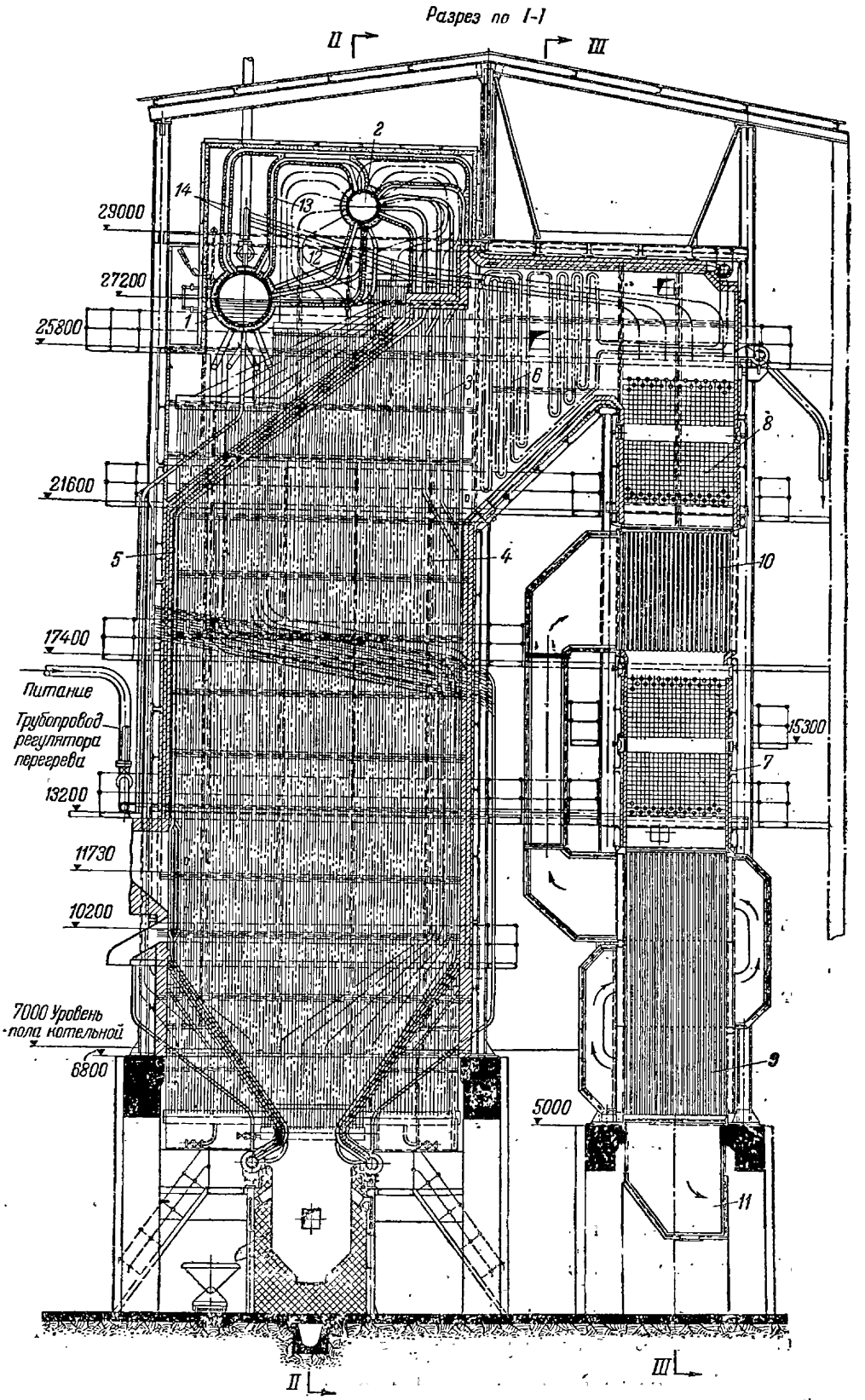
$$q_2=\frac{V_г c_г T_{ух}-9{,}5V_0\alpha_{ух}}{Q^р_н}(100-q_4)-\frac{i_т 100}{Q^р_н}=$$

$$=\frac{328-9{,}5\cdot3{,}34\cdot1{,}43}{2\,920}(100-2{,}3)-$$

$$-\frac{14{,}5\cdot100}{2\,920}=8{,}95\%.$$

Потеря тепла от химической неполноты горения $q_3=1{,}5\%$.

Потеря котельным агрегатом в окружающую среду $q_5=0{,}5\%$.



Фиг. 5-20. Котельный агрегат к задаче 5-2.

1—основной барабан котла; *2* разделительный барабан; *3*— конвективный пучок (отводящие трубы заднего экрана); *4*—боковой экран; *5* — передний экран; *6*—пароперегреватель; *7*—первая ступень водяного экономайзера; *8*—вторая ступень водяного экономайзера; *9* первая ступень воздухоподогревателя; *10*—вторая ступень воздухоподогревателя; *11*—боров; *12* водоотводящие трубы в основной барабан; *13*—пароотводящие трубы в основной барабан; *14*—трубы между барабаном и перегревателем.

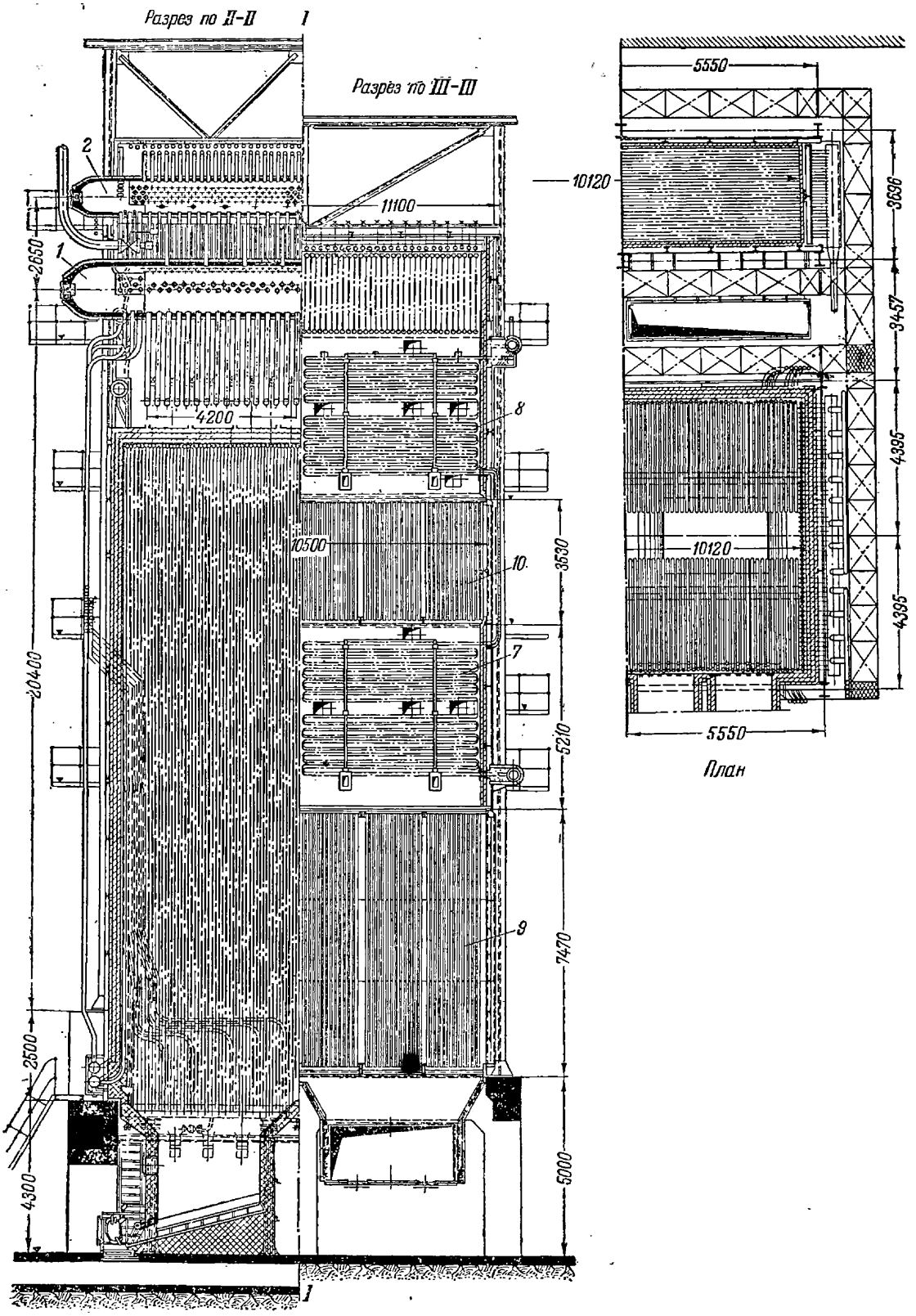

Разрез по II-II
I
Разрез по III-III
2
1
2650
11100
10120
4200
8
10500
10
3530
7
20400
5210
9
7470
2500
4300
5000
I
5550
3696
3457
4395
10120
4395
5550
План

ТАБЛИЦА 5-7

Суммарные теплоемкости в зависимости от температуры в *ккал/нм³* °С (для золы, *ккал/кг* °С)

	Теплоемкость	Температура, °С									
		100	200	400	600	800	1 000	1 200	1 400	1 600	1 800
1	Углекислоты c_{CO_2}	0,4092	0,4290	0,4628	0,4895	0,511	0,5288	0,5433	0,5553	0,5655	0,5744
2	Азота c_{N_2}	0,3096	0,3106	0,3146	0,3203	0,3266	0,3325	0,3380	0,343	0,3473	0,3511
3	Водяных паров $c_{в.п}$	0,3596	0,3635	0,3739	0,3856	0,3985	0,4115	0,4244	0,4367	0,4482	0,459
4	Влажного воздуха $c_{вз}^{вл}$	0,3163	0,3181	0,3235	0,3303	0,3371	0,3433	0,349	0,3542	0,3587	0,3625
5	Золы $c_з$	0,204	0,208	0,216	0,224	0,232	0,240	0,248	0,256	0,264	0,272
6	$V_{RO_2} \cdot c_{CO_2}$	0,2562	0,269	0,290	0,306	0,320	0,331	0,341	0,348	0,354	0,360
7	$V_{N_2}^{мин} \cdot c_{N_2}$	0,8160	0,818	0,829	0,844	0,861	0,876	0,890	0,904	0,915	0,925
8	$V_{вп}^{мин} \cdot c_{вп}$	0,2239	0,225	0,232	0,239	0,247	0,255	0,263	0,271	0,278	0,284
9	$\frac{A^p}{100} \cdot \frac{a_{ун}}{100} c_з$	0,0530	0,054	0,056	0,058	0,060	0,062	0,064	0,067	0,069	0,071
10	$(V_г c_г)^{мин} = (6) + (7) + (8) + (9)$	1,348	1,366	1,407	1,447	1,488	1,524	1,558	1,590	1,616	1,640
	Газов при $\alpha'' = 1{,}25$										
	$V_г c_г = (V_г c_г)^{мин} + 0{,}25\ V_0 c_{вз}^{вл}$ . .	1,612	1,631	1,677	1,722	1,769	1,811	1,849	1,885	1,912	1,942
	При $\alpha'' = 1{,}27$										
	$V_г c_г = (V_г c_г)^{мин} + 0{,}27\ V_0 c_{вз}^{вл}$ . .	1,633	1,651	1,699	1,744	1,791	1,834	1,872	1,909	1,939	1,966
	При $\alpha'' = 1{,}32$										
	$V_г c_г = (Vc)^{мин} + 0{,}32\ V_0 c_{вз}^{вл}$ . . .	1,686	1,705	1,753	1,799	1,847	1,891	1,930	1,968	1,999	2,026
	При $\alpha'' = 1{,}33$										
	$V_г c_г = (Vc)^{мин} + 0{,}33\ V_0 c_{вз}^{вл}$ . . .	1,699	1,716	1,764	1,810	1,858	1,902	1,942	1,980	2,011	2,038
	При $\alpha'' = 1{,}39$										
	$V_г c_г = (V_г c_г)^{мин} + 0{,}39\ V_0 c_{вз}^{вл}$ . .	1,760	1,78	1,829	1,876	1,925	1,971	2,012	2,051	2,083	2,111
	При $\alpha'' = 1{,}43$										
	$V_г c_г = (V_г c_г)^{мин} + 0{,}43\ V_0 c_{вз}^{вл}$ . .	1,800	1,822	1,872	1,920	1,970	2,017	2,059	2,098	2,131	2,159

Теплоемкость золы и шлака при $t_{шл} = 750°$ С

$$c_з = 0{,}2 + 0{,}04 \frac{t}{1\,000} =$$

$$= 0{,}2 + 0{,}04 \frac{750}{1\,000} = 0{,}23\ ккал/кг\,°С.$$

Потеря с физическим теплом шлака

$$q_ф = \frac{a_{шл}}{100 - c_{шл}^z} t_{шл} c_з \frac{A^p}{Q_н^p} =$$

$$= \frac{15{,}0}{100 - 1{,}0}\ 750 \cdot 0{,}23\ \frac{30{,}4}{2\,920} \approx 0{,}3\%.$$

Тогда коэффициент полезного действия котельного агрегата

$$\eta_{к.а} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_ф =$$

$$= 100 - 8{,}95 - 1{,}5 - 2{,}3 - 0{,}5 - 0{,}3 = 86{,}45\%.$$

Расход топлива (для упрощения расход тепла с продувочной водой не учтен)

$$B = \frac{D(i_{пе} - i'_{п.п})}{Q_н^p \eta_{к.а}} =$$

$$= \frac{240\,000\,(805{,}3 - 188{,}5)}{2\,920 \cdot 0{,}8645} = 58\,600\ кг/час,$$

$$q_{вп} = \frac{\alpha_{г.в} V_0 c_{вз} (t_{г.в} - 30)\,100}{Q_н^p} =$$

$$= \frac{1{,}13 \cdot 3{,}34 \cdot 0{,}32\,(356 - 30) \cdot 100}{2\,920} = 13{,}5\%.$$

Коэффициент сохранения тепла

$$\xi = \frac{1}{1 + \frac{q_5}{\eta_{к.а} + q_{вп}}} = \frac{1}{1 + \frac{0{,}5}{86{,}45 + 13{,}5}} = 0{,}995.$$

ТАБЛИЦА 5-8

T, °С	$\alpha = 1{,}25$		$\alpha = 1{,}27$		$\alpha = 1{,}32$		$\alpha = 1{,}33$		$\alpha = 1{,}39$		$\alpha = 1{,}43$	
	$(Vc)_z$	Δ	$(Vc)_z$	Δ	$(Vc)_z$	Δ	$(Vc)_z$	Δ	$(Vc)_z$	Δ	$(Vc)_z$	Δ
100									1,707	73	1,749	73
200							1,716	26	1,780	26	1,822	
300							1,740	24	1,806	24		
400					1,753	24	1,764	23	1,829	23		
500					1,777	23	1,783	23	1,853	23		
600			1,744	24	1,800	23	1,810		1,876			
700			1,768		1,823	22						
				23								
800	1,769		1,791		1,847							
		22		22								
900	1,791		1,813									
		21		21								
1 000	1,812		1,834									
		20										
1 100	1,830											
		19										
1 200	1,849											
		18										
1 300	1,869											
		17										
1 400	1,885											
		16										
1 500	1,902											
		15										
1 600	1,912											
		14										
1 700	1,931											
		12										
1 800	1,942											

Примерно $\xi = 1 - \frac{q_5}{100} = 0{,}995$.

Расчетный расход топлива

$$\xi B_p = B\xi\left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 58\,600 \cdot 0{,}995\left(1 - \frac{2{,}3}{100}\right) =$$
$$= 58\,600 \cdot 0{,}995 \cdot 0{,}977 = 57\,000.$$

Поверочный тепловой расчет котельного агрегата проводим в следующей последовательности: воздухоподогреватель I ступени и экономайзер II ступени (т. е. снизу вверх), а затем топка, фестон и пароперегреватель (т. е. сверху вниз).

Сопоставление кривых температуры газов перед экономайзером второй ступени $T'_{эII} = f(T_{ух})$ в зависимости от трех температур уходящих газов $T_{ух} = 170$, 180 и 190° С и температур газов за пароперегревателем может дать истинную температуру уходящих газов.

Расчет воздухоподогревателя I ступени

На основании предшествующих расчетов предварительно задаемся температурой газов перед воздухоподогревателем I ступени

$$T'_{вI} = 316°\text{ С}.$$

Этой температуре соответствует теплосодержание газов, равное

$$J'_г = V_г c_г T'_{вI} = 1{,}805 \cdot 316 = 570 \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание газов за воздухоподогревателем при $T_{ух} = 180°$ С

$$J''_{ух} = 328 \text{ ккал/кг}.$$

Количество тепла, переданное газам

$$Q_{вп} = \xi B_p (J'_г - J''_г + 9{,}5 \Delta\alpha V_0) =$$
$$= 57\,000\,(570 - 328 + 9{,}5 \cdot 0{,}04 \cdot 3{,}34) =$$
$$= 14{,}4 \times 10^6 \text{ ккал/час}.$$

Присос воздуха в I ступени воздухоподогревателя

$$\Delta\alpha_{вI} = \alpha''_{вI} - \alpha'_{вI} = 1{,}43 - 1{,}39 = 0{,}04.$$

Доля воздуха, выходящего из I ступени воздухоподогревателя

$$\alpha''_{г.вI} = \alpha'_{г.вI} - \Delta\alpha_{вI} = 1{,}18 - 0{,}04 = 1{,}14.$$

Среднее $\alpha^{ср}_{г.вI}$ в I ступени воздухоподогревателя

$$\alpha^{ср}_{г.вI} = \frac{\alpha''_{г.вI} + \alpha'_{г.вI}}{2} = \frac{1{,}18 + 1{,}14}{2} = 1{,}16.$$

Температура воздуха за воздухоподогревателем I ступени

$$t_{г.в1}=\frac{9{,}5\cdot V_0\gamma^{ср}_{г.в}+\dfrac{Q_{вп}}{B_p}}{\alpha^{ср}_{г.в}\cdot c''_{вз}V_0}=$$

$$=\frac{9{,}5\cdot 3{,}34\cdot 1{,}16+\dfrac{14\cdot 4\cdot 10^6}{57\,000}}{1{,}16\cdot 0{,}319\cdot 3{,}34}=233^\circ\text{ С}.$$

Вспомогательные величины

$$p=\frac{t''_{вз}-t'_{вз}}{T_{вп1}-t'_{вз}}=\frac{233-30}{316-30}=0{,}71,$$

$$R=\frac{t''_{вз}-t'_{вз}}{T'_{вп1}-T''_{вп1}}=\frac{233-30}{316-180}=1{,}49.$$

Зная величины p и R, определяем по номограмме фиг. 5-21 $\rho=1{,}25$.

Температурный напор в воздухоподогревателе I ступени для случая трехходового теплообменника с односторонним перемешиванием при перекрестном токе

$$\Delta t_{ср}=\frac{T'_{вп1}-T''_{вп1}}{\rho}=\frac{316-180}{1{,}25}=109^\circ\text{ С}.$$

Средняя температура воздуха

$$t^{ср}_{вз}=\frac{233+30}{2}=132^\circ\text{ С}.$$

Средняя температура газа

$$T_{ср1}=t^{ср}_{вз}+\Delta t_{ср}=132+109=241^\circ\text{ С}.$$

Температура стенки воздухоподогревателя

$$t_{ст}=\frac{T_{ср1}+t^{ср}_{вз}}{2}=\frac{241+132}{2}=186^\circ\text{ С}.$$

Вес дымовых газов на 1 *кг* топлива

$$G_г=1-\frac{A^p}{100}+\alpha_{ср}L_0=$$

$$=1-\frac{30{,}4}{100}+\frac{1{,}39+1{,}43}{2}\cdot 4{,}33=6{,}8\ кг/кг.$$

Весовая скорость газов

$$w\gamma=\frac{BG_г}{3\,600F_г}=\frac{57\,000\cdot 6{,}8}{3\,600\cdot 11{,}35}=9{,}49\ кг/м^2\ сек.$$

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке для случая охлаждения газов

$$\alpha_г=\frac{A_0(w_г\gamma_г)^{0{,}8}}{d^{0{,}2}}=\frac{3{,}98\,(9{,}49)^{0{,}8}}{0{,}05^{0{,}2}}=$$

$$=44{,}6\ ккал/м^2\ час\ ^\circ\text{С};$$

здесь $A_0=3{,}98$ определен по табл. 5-3.

Весовая скорость воздуха

$$(w\gamma)_{вз\,I}=\frac{B\alpha^{ср}_{гв\,I}L_0}{3\,600F_в}=\frac{57\,000\cdot 1{,}14\cdot 4{,}33}{3\,600\cdot 7{,}82}=$$

$$=10{,}00\ кг/м^2\ сек.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху при шахматном расположении труб

Диагональный шаг $\frac{s'_2}{d}$ при $\frac{s_1}{d}<1{,}155\frac{s_2}{d}$

$$\frac{s'_2}{d}=\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{s_1}{d}\right)^2+\left(\frac{s_2}{d}\right)^2}=$$

$$=\sqrt{\frac{1}{4}(1{,}51)^2+(2{,}08)^2}=2{,}21.$$

Показатель степени n

$$n=0{,}52+0{,}12\left(\frac{s_1/d}{s'_2/d}\right)=$$

$$=0{,}52+0{,}12\,\frac{1{,}51}{2{,}21}=0{,}6.$$

Принимаем $C_f=1$ и $C_z=1$.

$$\alpha_c=110\cdot C_f\frac{\lambda}{d}\left(\frac{w_г\gamma_г d_н}{30\,000\cdot\eta}\right)^n C_z=$$

$$=110\cdot 1{,}0\,\frac{0{,}032}{0{,}053}\left(\frac{10\cdot 0{,}053}{30\,000\cdot 23{,}49\cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}6}=$$

$$=48{,}3\ ккал/м^2\ час\ ^\circ\text{С}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K=\frac{\alpha_г\alpha_в}{\alpha_г+\alpha_в}=\frac{44{,}6\cdot 48{,}3}{44{,}6+48{,}3}=$$

$$=23{,}3\ ккал/м^2\ час\ ^\circ\text{С}.$$

Тепло, переданное поверхности нагрева,

$$Q_{вп\,I}=K\cdot H\Delta t_{ср}=23{,}3\cdot 5\,430\cdot 109=$$

$$=13{,}8\cdot 10^6\ ккал/час.$$

Теплосодержание газов перед воздухоподогревателем I ступени

$$J'_{вп1}=J''_{вп1}-9{,}5V_0\Delta\alpha_{вп1}+\frac{Q_{вп1}}{B_p\xi}=328-$$

$$-9{,}5\cdot 3{,}34\cdot 0{,}04+\frac{13{,}8\cdot 10^6}{57\,000}=570\ ккал/кг.$$

Температура газов перед воздухоподогревателем I ступени

$$T'_{вп\,I}=\frac{J'_{вп\,I}}{(V_2C_2)}=\frac{570}{1{,}805}=316^\circ\text{ С},$$

что соответствует ранее принятой величине.

Расчет I ступени экономайзера

Предварительно задаемся температурой газов перед экономайзером I ступени $T_{э1}=385^\circ$ С. Этой температуре соответствует теплосодержание газов

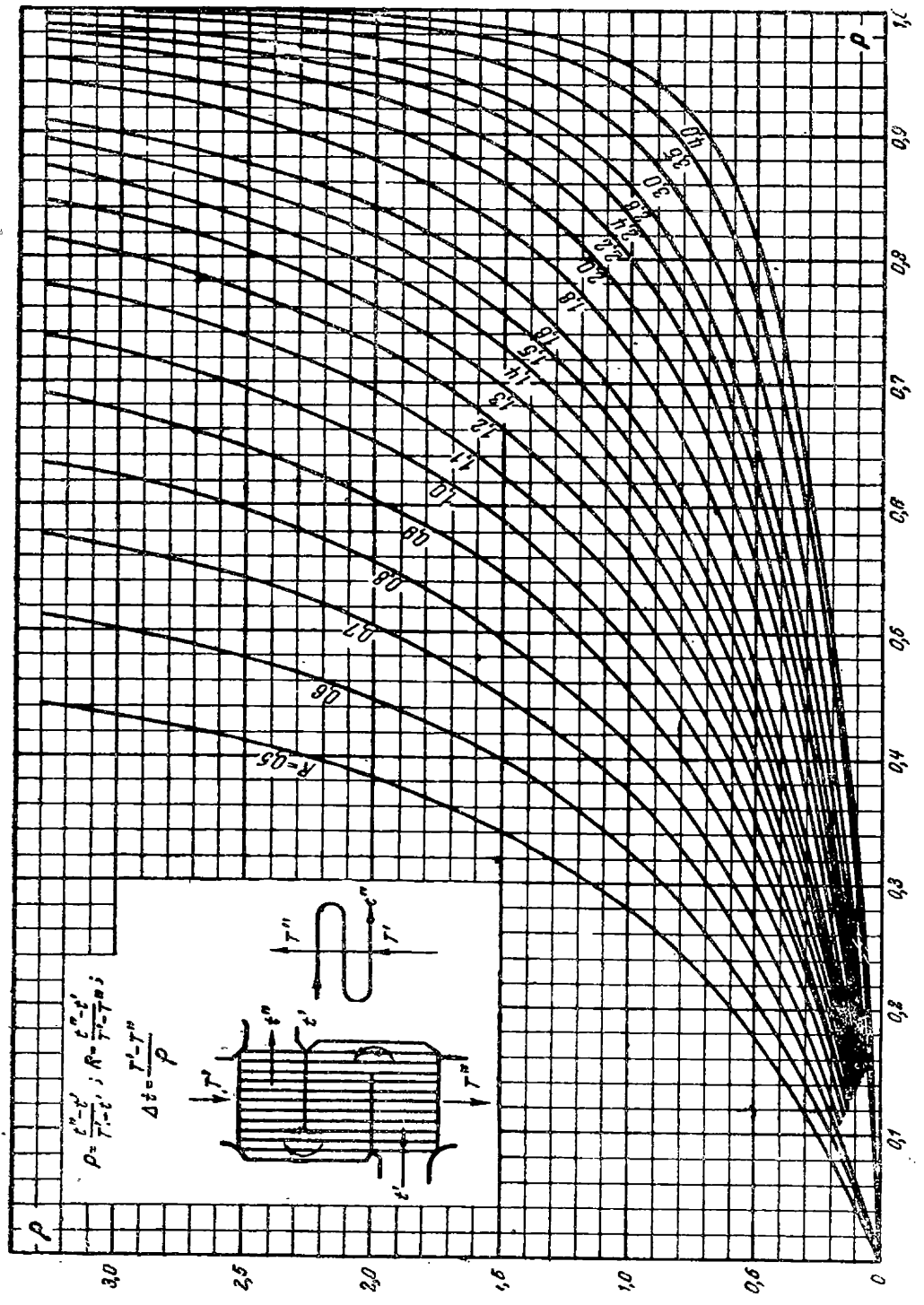
$$J_г=V_gC_gT_{э1}=1{,}756\cdot 385=676\ ккал/кг.$$

Тепло, переданное газами по балансу тепла,

$$Q=B_p(J'_г-J''_г+9{,}5\Delta\alpha V_0)=$$

$$=57\,000(676-570+9{,}5\cdot 0{,}06\cdot 3{,}39)=$$

$$=6{,}1\cdot 10^6\ ккал/час.$$



Фиг. 5-21. Номограмма для определения температурного напора в трехходовом теплообменнике с односторонним перемешиванием при перекрестном токе (по нормам ВТИ).

Тепло, переданное воде в регуляторе перегрева, принимается обычно равным $\Delta i_{рег} = 30$ *ккал/кг*, исходя из условий обеспечения достаточного диапазона регулирования.

Теплосодержание воды на входе в экономайзер I ступени

$$i_в = i_{пв} + \Delta i_{рег} = 188{,}5 + 30 = 218{,}5 \text{ ккал/кг}.$$

Прирост теплосодержания воды

$$\Delta i = \frac{Q}{D} = \frac{6{,}1 \cdot 10^6}{240\,000} = 25{,}4 \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание воды на выходе из I ступени экономайзера

$$i''_{в1} = i_{пв} + \Delta i = 218{,}5 + 25{,}4 = 244 \text{ ккал/кг}.$$

$t'_{в1} = 218°$ С — температура воды на входе в I ступень экономайзера.

Температура воды на выходе из I ступени экономайзера

$$t''_{в1} = 236° \text{ С}.$$

Средняя температура воды

$$t_в^{ср} = \frac{t'_{в1} + t''_{в1}}{2} = \frac{218 + 236}{2} = 227° \text{ С}.$$

По графику фиг. 5-19 определяем коэффициент теплового сопротивления стенки с учетом внешних и внутренних загрязнений и находим $\varepsilon = 0{,}003$.

Температура внешних загрязнений на стенке трубы I ступени экономайзера

$$t_{ст} = \frac{t'_в + t''_в}{2} + \varepsilon \frac{Q}{H_{эI}} = 227 + 0{,}003 \frac{6{,}1 \cdot 10^6}{917} = 247° \text{ С}.$$

Температурный напор в I ступени экономайзера

$$\Delta t_{ср} = \frac{(T''_I - t''_в) - (T'_{эI} - t'_в)}{2{,}303 \lg \frac{T''_I - t''_в}{T'_{эI} - t'_в}} = \frac{(385 - 236) - (316 - 218)}{2{,}303 \lg \frac{385 - 236}{316 - 218}} = 122° \text{ С}.$$

Средняя температура газов

$$T_{ср} = t_в^{ср} + \Delta t_{ср} = 227 + 122 \approx 350° \text{ С}.$$

Вес газов на 1 *кг* топлива

$$G_г = 1 - \frac{A^р}{100} + a_{ср} L_0 = 1 - \frac{30{,}4}{100} + \frac{1{,}39 + 1{,}33}{2} 4{,}33 = 6{,}58 \text{ кг/кг}.$$

Весовая скорость газов

$$w\gamma = \frac{BG_г}{3\,600 F_г} = \frac{57\,000 \cdot 6{,}58}{3\,600 \cdot 15{,}55} = 6{,}7 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}.$$

Диагональный шаг $s'_2 = \sqrt{\frac{s_1^2}{4} + s_2^2} = \sqrt{\frac{94^2}{4} + 85^2} = 97$ *мм* показатель степени n при $s_1/d < 1{,}155\, s_2/d$

$$n = 0{,}52 + 0{,}12 \left(\frac{s_1/d}{s'_2/d}\right) = 0{,}52 + 0{,}12 \frac{94}{97} = 0{,}64.$$

Поправка на число рядов труб в продольном направлении $C_z = 1{,}0$

$$C_f = 1{,}09 \left(\frac{s_1 - d_н}{s'_2 - d_н}\right)^{0{,}1} = 1{,}09 \left(\frac{94 - 38}{97 - 38}\right)^{0{,}1} \approx 1{,}09.$$

Коэффициент теплоотдачи соприкосновением для шахматного расположения труб при поперечном омывании. Для случая, когда

$$\frac{s_1}{d} < 1{,}155 \frac{s_2}{d}$$

$$a_c = 100 C_f \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w_г \gamma_г d_н}{30\,000\eta}\right)^n C_z = 100 \cdot 1{,}09 \frac{0{,}04}{0{,}038} \cdot \left(\frac{6{,}7 \cdot 0{,}038}{30\,000 \cdot 26{,}5 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}64} \cdot 1{,}0 = 60{,}5 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °С}.$$

Толщина излучающего газового слоя

$$S = 1{,}08d\left(\frac{s_1}{d} \cdot \frac{s_2}{d} - 0{,}785\right) = 1{,}08 \cdot 3{,}8\,(2{,}47 \cdot 2{,}24 - 0{,}785) = 19{,}5 \text{ см}.$$

Поглощательная способность CO_2

$$(pS)_{CO_2} = 0{,}123 \cdot 19{,}5 = 2{,}4 \text{ см} \cdot \text{ата}.$$

Поглощательная способность H_2O

$$(pS)_{H_2O} = 0{,}125 \cdot 19{,}5 = 2{,}44 \text{ см} \cdot \text{ата}.$$

Коэффициент черноты углекислоты по графику фиг. 4-2

$$a_{CO_2} = 0{,}066.$$

Коэффициент черноты водяного пара с учетом поправки на парциальное давление пара по графикам фиг. 4-3 и 4-4

$$a_{H_2O} = 0{,}083.$$

Коэффициент черноты газов

$$a_г = a_{CO_2} + a_{H_2O} = 0{,}066 + 0{,}083 = 0{,}149.$$

Поправку на обратное излучение стенки $A_{ст}$ при отношении $\frac{t_{ст} + 273}{T_{ср} + 273} = 0{,}838$ определяем по графику фиг. 5-18 равным $A_{ст} = 0{,}48$.

Тепло излучения газов

$$q_л = 4{,}96 a_г \left(\frac{T_{ср} + 273}{100}\right)^4 A_{ст} = 4{,}96 \cdot 0{,}149 \left(\frac{350 + 273}{100}\right)^4 \cdot 0{,}48 = 528 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_л = \frac{q_л}{T_{ср} - t_{ст}} = \frac{528}{350 - 247} = 5{,}23 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{\alpha_c + \alpha_л}{1 + \varepsilon(\alpha_c + \alpha_л)} = \frac{60{,}5 + 5{,}23}{1 + 0{,}003(60{,}5 + 5{,}23)} = 55 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C}.$$

Тепло, переданное теплопередачей,

$$Q_{эл} = KH\Delta t_{ср} = 55{,}0 \cdot 917 \cdot 122 = 6{,}2 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

Приращение теплосодержания газов

$$\Delta J_{эл} = \frac{Q_{эл}}{B_p \xi} = \frac{6{,}2 \cdot 10^6}{57\,000} = 109 \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание газов перед экономайзером I ступени

$$J'_{эл} = J''_{вп\,I} + \Delta J_{эл} - 9{,}5 V_0 \Delta\alpha = 570 + 109 - 2 = 677 \text{ ккал/кг}.$$

Температура газов перед экономайзером

$$T'_{эл} = \frac{677}{1{,}756} = 386° \text{ C}.$$

Эту температуру принимаем окончательно.

Приращение теплосодержания воды

$$\Delta i_{эл} = \frac{Q}{D} = \frac{6{,}2 \cdot 10^6}{240\,000} = 25{,}6 \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание воды на выходе из I ступени экономайзера

$$i''_{эл} = 218{,}5 + 25{,}6 = 244{,}1 \text{ ккал/кг}.$$

Температура воды $t''_{эл} = 236°$ C.

Расчет воздухоподогревателя II ступени

Температуру газов перед воздухоподогревателем II ступени предварительно принимаем равной

$$T'_{вп\,II} = 470° \text{ C}.$$

Этой температуре газов соответствует теплосодержание газов

$$J'_{вп} = V_г c_г T'_{вп\,II} = 1{,}76 \cdot 470 = 827 \text{ ккал/кг}.$$

Присос воздуха во II ступени воздухоподогревателя

$$\alpha''_{вп\,II} = \alpha''_{вп\,II} - \alpha'_{вп\,II} = 1{,}33 - 1{,}32 = 0{,}01.$$

Доля воздуха, выходящего из II ступени воздухоподогревателя $\alpha''_{г.\,в\,II} = \alpha'_{г.\,в\,II} - \Delta\alpha_{вп\,II} = 1{,}14 - 0{,}01 = 1{,}13$.

Среднее значение $\alpha^{ср}_{г.\,в\,II}$ во II ступени воздухоподогревателя

$$\alpha^{ср}_{г.\,в\,II} = \frac{\alpha''_{г.\,в\,II} + \alpha'_{г.\,в\,II}}{2} = \frac{1{,}14 + 1{,}13}{2} = 1{,}135.$$

Тепло, переданное газами по балансу,

$$Q_{вп\,II} = \xi B_p (J'_г - J''_г + 9{,}5\Delta\alpha V_0) = 57\,000(827 - 677 + 9{,}5 \cdot 0{,}01 \cdot 3{,}34) = 8{,}55 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

Температура подогрева воздуха при выходе из II ступени воздухоподогревателя

$$t_{г.\,в} = \frac{\alpha'_{г.\,в} V_0 c_{вз} t'_{вз} + \frac{Q}{B_p}}{\alpha''_{г.\,в} c_{вз} V_0} = \frac{1{,}135 \cdot 3{,}34 \cdot 0{,}322 \cdot 233 + \frac{8{,}55 \cdot 10^6}{57\,000}}{1{,}135 \cdot 0{,}322 \cdot 3{,}34} \approx 356° \text{ C}.$$

Определяем вспомогательные величины для подсчета средней температурной разности для одноходового теплообменника с односторонним перемешиванием при перекрестном токе

$$P = \frac{t''_{вз} - t'_{вз}}{T'_{вп} - t'_{вз}} = \frac{356 - 233}{470 - 233} = \frac{123}{237} = 0{,}52,$$

$$R = \frac{t''_{вз} - t'_{вз}}{T'_{вп} - T''_{вп}} = \frac{356 - 233}{470 - 386} = \frac{123}{84} = 1{,}47.$$

По графику фиг. 5-22 находим:

$$\rho = 0{,}67.$$

Средняя температурная разность

$$\Delta t_{ср} = \frac{t'_г - t''_г}{\rho} = \frac{470 - 386}{0{,}67} = 125° \text{ C}.$$

Средняя температура воздуха

$$t^{ср}_{вз} = \frac{356 + 233}{2} = 294° \text{ C}.$$

Средняя температура газов

$$T_{ср} = t^{ср}_{вз} + \Delta t_{ср} = 294 + 125 = 419° \text{ C}.$$

Температура стенки

$$t_{ст} = \frac{t^{ср}_г + t^{ср}_{вз}}{2} = \frac{419 + 294}{2} = 357° \text{ C}.$$

Вес газов на 1 *кг* топлива

$$G = 1 - \frac{A^p}{100} + \alpha_{ср} L_0 = 1 - \frac{30{,}4}{100} + \frac{1{,}33 + 1{,}35}{2} 4{,}33 = 6{,}43 \text{ кг/кг}.$$

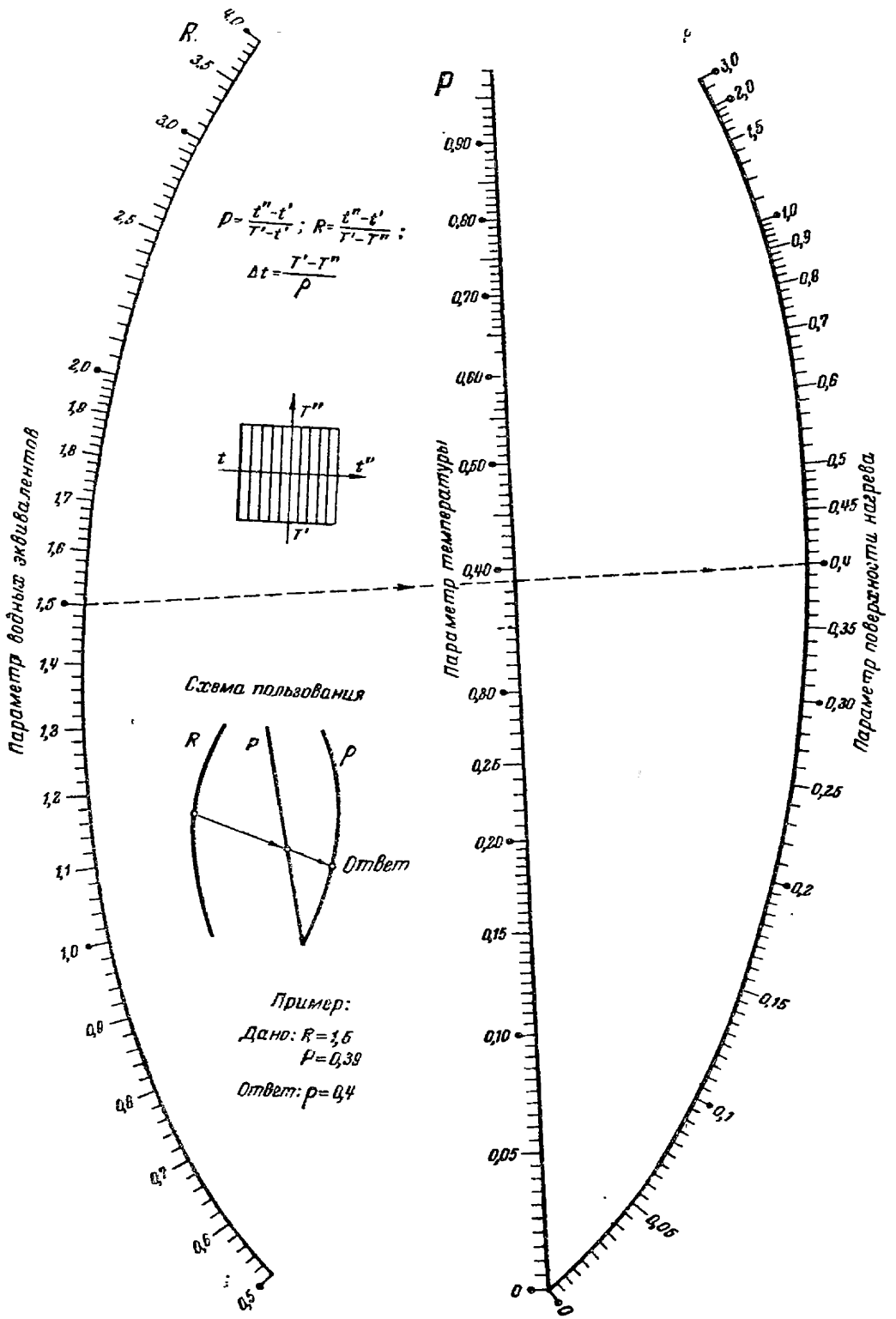
Весовая скорость газов

$$\omega_г \gamma_г = \frac{BG_г}{3\,600 F_г} = \frac{57\,000 \cdot 6{,}43}{36\,000 \cdot 12{,}3} = 8{,}28 \text{ кг/м}^2 \text{ сек},$$

$A_0 = 4{,}48$ (по табл. 5-3 при $T_{ср} = 419°$ C).

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке

$$\alpha_1 = A_0 \frac{(\omega_г \gamma_г)^{0{,}8}}{d^{0{,}2}} = 4{,}48 \frac{(8{,}28)^{0{,}8}}{0{,}05^{0{,}2}} = 44{,}2 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °C}.$$



Фиг. 5-22. Номограмма для определения температурного напора в одноходовом теплообменнике с односторонним перемешиванием при перекрестном токе (по нормам ВТИ).

Весовая скорость воздуха

$$w\gamma_{вз} = \frac{B\alpha''_{г.в}L_0}{3600 \cdot F_{вз}} = \frac{57\,000 \cdot 1{,}135 \cdot 4{,}33}{3600 \cdot 10{,}88} = 7{,}1 \ кг/м^2 сек.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху при шахматном расположении труб

Диагональный шаг $\frac{s_2'}{d}$ при $\frac{s_1}{d} \leqslant 1{,}55\frac{s_2}{d}$

$$\frac{s_2'}{d} = \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{s_1}{d}\right)^2 + \left(\frac{s_2}{d}\right)^2} = \sqrt{\frac{1}{4}(1{,}51)^2 + 2{,}08^2} = 2{,}21.$$

Показатель степени n

$$n = 0{,}52 + 0{,}12\left(\frac{s_1/d}{s_2'/d}\right) = 0{,}52 - 0{,}12\left(\frac{1{,}51}{2{,}21}\right) = 0{,}6.$$

Принимаем $C_f = 1$

$$\alpha_в = 110 C_f \frac{\lambda}{d}\left(\frac{w_г\gamma_г d_н}{30\,000\eta}\right)^n C_z = 110 \cdot \frac{0{,}042}{0{,}053} \times \left(\frac{7{,}15 \cdot 0{,}053}{30\,000 \cdot 38{,}7 \cdot 10^{-6}}\right)^6 \cdot 1{,}0 = 44{,}2 \ ккал/м^2 час\,°C.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{\alpha_1\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} = \frac{44{,}2 \cdot 44{,}2}{44{,}2 + 44{,}2} = 22{,}1 \ ккал/м^2 час\,°C.$$

Тепло, переданное поверхности нагрева,

$$Q_{впII} = K\Delta t_{ср} H = 22{,}1 \cdot 125 \cdot 3\,156 = 8{,}72 \cdot 10^6 \ ккал/час.$$

Теплосодержание газов перед воздухоподогревателем II ступени

$$J'_{впII} = J''_{впII} - 9{,}5 \cdot \Delta\alpha V_0 + \frac{Q_{впII}}{B_p\xi} = 677 - 0{,}32 + \frac{8{,}72 \cdot 10^6}{57\,000} = 830 \ ккал/кг.$$

Температура газов перед воздухоподогревателем II ступени

$$T'_{впII} = \frac{J'_{впII}}{(V_г c_г)_{впII}} = \frac{830}{1{,}76} = 471°\,C.$$

Расчет экономайзера II ступени

Температуру газов перед экономайзером II ступени предварительно принимаем равной $T'_{эII} = 680°$ С.

Теплосодержание газов, соответствующее этой температуре, будет $J'_г = (V_г C_г) T'_{эII} = 1{,}77 \times 680 = 1\,204 \ ккал/кг.$

Тепло, переданное газами по балансу,

$$Q = \xi B_p (J'_г - J''_г + 9{,}5\Delta\alpha V_0) = 57\,000(1\,204 - 830 + 9{,}5 \cdot 0{,}05 \cdot 3{,}34) = 21{,}4 \cdot 10^6 \ ккал/час.$$

Прирост теплосодержания в экономайзере II ступени

$$\Delta i_{эII} = \frac{Q}{D} = \frac{21{,}4 \cdot 10^6}{240\,000} = 89 \ ккал/кг.$$

Теплосодержание воды на выходе из экономайзера II ступени

$$i''_{эII} = i''_{эI} + \Delta i_{эI} = 244{,}1 + 89 \approx 333 \ ккал/кг.$$

Температура воды на выходе из II ступени экономайзера

$$t''_в = 308{,}8 \approx 309\,°C.$$

Средняя температура воды

$$t^{ср}_в = \frac{t'_в + t''_в}{2} = \frac{236 + 309}{2} = 273°\,C.$$

Средний температурный напор

$$\Delta t_{ср} = \frac{(T'_э - t''_в) - (T''_э - t'_в)}{2{,}303 \lg \frac{T'_э - t''_в}{T''_э - t'_в}} = \frac{(680 - 309) - (471 - 236)}{2{,}303 \lg \frac{680 - 309}{471 - 236}} = 300°\,C.$$

Средняя температура газов

$$T_{ср} = t^{ср}_в + \Delta t_{ср} = 273 + 300 = 573°\,C.$$

Температура внешних загрязнений стенки трубы

$$t_{ст} = t^{ср}_в + \varepsilon \frac{Q}{H_{эII}} = 273 + 0{,}0025 \frac{21{,}4 \cdot 10^6}{980} = 328°C.$$

Вес газов на 1 $кг$ топлива

$$G_г = 1 - \frac{A^p}{100} + \alpha_{ср} L_0 = 1 - \frac{30{,}4}{100} + \frac{1{,}27 + 1{,}32}{2} 4{,}33 = 6{,}33 \ кг/кг.$$

Весовая скорость газов

$$(w\gamma)_г = \frac{B_p G_г}{3600 F_г} = \frac{57\,000 \cdot 6{,}33}{3600 \cdot 15{,}55} = 6{,}7 \ кг/м^2 сек.$$

Диагональный шаг

$$\frac{s_2'}{d} = \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{s_1}{d}\right)^2 + \left(\frac{s_1}{d}\right)^2} = \sqrt{1/4(2{,}79)^2 + 2{,}24^2} = 2{,}64.$$

Показатель степени n

$$n = 0{,}455 + 0{,}12\left(\frac{s_1/d}{s_2'/d}\right) = 0{,}455 + 0{,}12\,\frac{2{,}79}{2{,}64} = 0{,}582.$$

Принимаем $C_f = 1{,}03$ (по графику фиг. 5-13).

Поправка на число рядов труб в продольном направлении $C_z = 1{,}035$.

Коэффициент теплоотдачи соприкосновением.

Для шахматного расположения труб, при

$$\frac{s_1}{d} = 2{,}79 \geqslant 1{,}155\ \frac{s_2}{d};$$

$$\alpha_c = 110 C_f \frac{\lambda}{d}\left(\frac{w_z\,\gamma_z\,d_н}{30\,000\eta}\right)^n C_z = 110 \cdot 1{,}03\,\frac{0{,}049}{0{,}038} \times$$

$$\times\left(\frac{6{,}47 \cdot 0{,}038}{30\,000 \cdot 29{,}1 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}582} \cdot 1{,}035 =$$

$$= 77{,}7\ ккал/м^2\,час\,°C.$$

Толщина излучающего газового слоя

$$S = 1{,}08d\left(\frac{s_1 \cdot s_2}{d} - 0{,}785\right) = 1{,}08 \cdot 3{,}8\,(2{,}79 \cdot 2{,}24 -$$

$$-0{,}785) = 22{,}3\ см.$$

Поглощательная способность CO_2

$$(pS)_{CO_2} = 0{,}13 \cdot 22{,}3 = 2{,}9\ см.\ ата.$$

Поглощательная способность H_2O

$$(pS)_{H_2O} = 0{,}128 \cdot 22{,}3 = 2{,}85\ см.\ ата.$$

Коэффициент черноты CO_2 по графику фиг. 4-2

$$a_{CO_2} = 0{,}075.$$

Коэффициент черноты a'_{H_2O} с учетом поправки на парциальное давление водяных паров по графику фиг. 4-3 и 4-4

$$a_{H_2O} = 0{,}082.$$

Коэффициент черноты газов

$$a_г = a_{CO_2} + a_{H_2O} = 0{,}075 + 0{,}082 = 0{,}157.$$

$A_{ст} = 0{,}7$ обратное излучение стенки по фиг. 5-18

при отношении $\frac{t_{ст} + 273}{T_{ср} + 273} = \frac{328 + 273}{573 + 273} =$

$$= 0{,}71.$$

Тепло излучения газов

$$q_л = 4{,}96 \cdot a_г\left(\frac{T_{ср} + 273}{100}\right)^4 A_{ст} = 4{,}96 \cdot 0{,}157 \times$$

$$\times\left(\frac{573 + 273}{100}\right)^4 \cdot 0{,}7 = 2\,790\ ккал/м^2\,час.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_л = \frac{q_л}{T_{ср} - t_{ст}} = \frac{2\,790}{573 - 328} \approx 11{,}4\ ккал/м^2\,час\,°C.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{\alpha_c + \alpha_л}{1 + \varepsilon(\alpha_c + \alpha_л)} = \frac{77{,}7 + 11{,}4}{1 + 0{,}0025(77{,}7 + 11{,}4)} =$$

$$= 72{,}7\ ккал/м^2\,час°\,C.$$

Тепло, переданное поверхности нагрева,

$$Q = KH\Delta t_{ср} = 72{,}7 \cdot 980 \cdot 300 = 21{,}38 \cdot 10^6\ ккал/час.$$

Расчет топки

Тепло, вносимое в топку с воздухом,

$$Q_в = \alpha_{г.в} C_в t_{г.в} V_0 + 9{,}5 r_{х.в} V_0 = 1{,}13 \cdot 0{,}320 \times$$

$$\times 356 \cdot 3{,}34 + 9{,}5 \cdot 0{,}12 \cdot 3{,}34 = 435\ ккал/кг.$$

Суммарное тепловыделение в топке

$$Q^p_к \eta = Q^p_к \frac{100 - q_3 - q_ф}{100} + Q_в + i_т =$$

$$= 2\,920\,\frac{100 - 1{,}8 - 0{,}3}{100} + 435 + 14{,}5 =$$

$$= 3\,320\ ккал/кг.$$

Теоретическая температура горения

$$T_{гор} = \frac{Q^p_к \eta}{(V_г c_г)_{гор}} = \frac{3\,320}{1{,}93} = 1\,721°\,C.$$

Задаемся предварительно температурой на выходе из топки, равной $T''_т = 1\,130°$ C.

Средняя температура факела

$$T_ф = \sqrt{(T_{гор} + 273)\,(T''_т + 273)} - 273 =$$

$$= \sqrt{(1\,721 + 273)(1\,130 + 273)} - 273 =$$

$$= 1\,397°\,C.$$

Эффективная толщина факела в топке

$$S = 3{,}6\,\frac{V_т}{H_{ст}} = 3{,}6\,\frac{1\,210}{710} = 6{,}14\ м = 614\ см.$$

Поглощательная способность CO_2

$$(pS)_{CO_2} = 614 \cdot 0{,}132 = 81\ см.$$

Поглощательная способность H_2O

$$(pS)_{H_2O} = 614 \cdot 0{,}134 = 82{,}3 \text{ см}.$$

Коэффициент черноты CO_2

$$a_{CO_2} = 0{,}158.$$

Коэффициент черноты a'_{H_2O} с учетом поправки на парциальное давление

$$a_{H_2O} = 0{,}243.$$

Коэффициент черноты факела

$$a_{ф} = a_{CO_2} + a_{H_2O} = 0{,}158 + 0{,}243 = 0{,}401.$$

Видимый коэффициент излучения при $\psi=1$

$$\sigma_в = 4{,}96 \cdot 10^{-8} a_{ф} 0{,}401 = 1{,}990 \cdot 10^{-8}.$$

Удельное теплосодержание газов, покидающих топку при $T''_m = 1\,130°$ С

$$(V_г c_г) = 1{,}829 \text{ ккал/кг}.$$

Вспомогательные величины

$$273 + T_0 = \frac{Q^p_н \eta}{(V_г c_г)''_m} + 273 = \frac{3\,328}{1{,}829} + 273 = 2\,093° \text{ K};$$

$$x = \frac{\xi B_p (V_г c_г)''_m}{H_р \cdot \tau \cdot \sigma_в (T_{гор} + 273)^2} = \frac{57\,000 \cdot 1{,}829}{710 \cdot 0{,}65 \cdot 1{,}990 \cdot 10^{-8} (1\,721 + 273)^2} = 2\,856.$$

Температура перед первым рядом труб

$$T''_m = \frac{2T_0}{1 + \sqrt{1 + \frac{4T_0}{x}}} - 273 = \frac{2 \cdot 2\,093}{1 + \sqrt{1 + \frac{4 \cdot 2\,093}{2\,856}}} - 273 = 1\,129° \text{ С}.$$

Эта температура совпадает с предварительно принятой $T''_m = 1\,130°$ С.

Тепло, воспринятое в топке лучеиспусканием,

$$Q_л = \xi B_р (Q^p_н \eta - J''_m) = 57\,000 (3\,320 - 2\,065) = 71{,}54 \cdot 10^{-6} \text{ ккал/час}.$$

В том числе тепло, падающее на фестон,

$$Q^ф_л = H^ф_л \frac{Q_л}{H_л} = \frac{71{,}54 \cdot 10^6}{710} \cdot 67{,}7 = 6{,}82 \cdot 10^6 \text{ ккал/час},$$

где $H^ф_л$ — лучевоспринимающая поверхность фестона, равная 67,7 $м^2$.

Угловой коэффициент фестона при трех рядах труб и шаге $\frac{s_1}{d} = 3{,}75$

$$\psi_ф = \psi_1 + (1 - \psi_1)\psi_1 + [1 - \psi_1 + \psi_1(1 - \psi_1)]\psi_1 = 0{,}386 + 0{,}385 \cdot 0{,}615 + [1 - (0{,}385 + 0{,}385 \times 0{,}615)]0{,}385 = 0{,}774.$$

На перегреватель падает $1 - 0{,}774 = 0{,}226$, или 22,6% тепла.

Расчет фестона

Предварительно принимаем температуру газов за фестоном $T''_ф = 1\,080°$ С.

Теплосодержание газов при этой температуре

$$J''_г = (V_г c_г) T''_ф = 1{,}8243 \cdot 1\,080 = 1\,970 \text{ ккал/кг}.$$

Тепло, переданное газами по балансу,

$$Q_к = \xi B_р (J'_г - J''_г) = 57\,000 (2\,065 - 1\,970{,}0) = 5{,}41 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

Тепло, полученное излучением из топки,

$$Q_л = 0{,}774 \cdot Q^ф_л = 6{,}82 \cdot 10^6 \cdot 0{,}774 = 5{,}28 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

Температурный напор в фестоне

$$\Delta t_{ср} = \frac{T''_m - T''_ф}{2{,}303 \lg \frac{T''_m - t_н}{T''_ф - t_н}} = \frac{1\,129 - 1\,080}{2{,}303 \lg \frac{1\,129 - 309}{1\,080 - 309}} = 770° \text{ С}.$$

Средняя температура газов или потока в фестоне

$$T_{ср} = t_н + \Delta t_{ср} = 309 + 770 \approx 1\,080° \text{ С}.$$

Вес газов на 1 *кг* топлива

$$G_г = 1 - \frac{A^p}{100} + \alpha L_0 = 1 - \frac{30{,}4}{100} + 1{,}26 \cdot 4{,}33 = 6{,}146 \text{ кг/кг}.$$

Весовая скорость

$$(w\gamma)_г = \frac{B_р G_г}{3\,600 F_г} = \frac{57\,000 \cdot 6{,}146}{3\,600 \cdot 45{,}2} = 2{,}15 \text{ кг/м}^2 \text{ сек}.$$

Температура загрязнения стенки труб фе-

стона (исходя из условий средней величины тепловой нагрузки на фестон

$$t_{ст} = t_н + \varepsilon \frac{Q + Q_л}{H_ф} = 309 + $$
$$+ 0{,}007 \frac{10{,}69 \cdot 10^6}{170} = 750^\circ \text{ С}.$$

Диагональный шаг

$$\frac{s_2'}{d} = \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{s_1}{d}\right)^2 + \left(\frac{s_2}{d}\right)^2} =$$
$$= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 3{,}75^2 + 6{,}6^2} = 6{,}86.$$

Показатель степени n при $\frac{s_1}{d} \leqslant 1{,}155 \frac{s_2}{d}$

$$n = 0{,}52 + 0{,}12 \frac{s_1}{d} \Big/ \frac{s_2'}{d} = 0{,}52 + 0{,}12 \cdot \frac{3{,}75}{6{,}86} = 0{,}586.$$

Поправка на число рядов $C_z = 1{,}0$.

Коэффициент теплоотдачи соприкосновением для коридорного пучка при поперечном омывании

$$\alpha_c = 110 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{w_z \gamma_z d}{30\,000\eta}\right)^n C_z =$$
$$= 110 \frac{0{,}0795}{0{,}076} \left(\frac{2{,}15 \cdot 0{,}076}{30\,000 \cdot 42{,}2 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}586} =$$
$$= 34 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Эффективная толщина излучающего газового слоя

$$S = 1{,}08d \left(\frac{s_1}{d} \cdot \frac{s_2}{d} - 0{,}785\right) = 1{,}08 \cdot 7{,}6\ (3{,}75 \times$$
$$\times 6{,}6 - 0{,}785) = 197 \text{ см}.$$

Поглощательная способность CO_2

$$(pS)_{CO_2} = 0{,}132 \cdot 197 = 26 \text{ см. ата}.$$

Поглощательная способность H_2O

$$(pS)_{H_2O} = 0{,}134 \cdot 197 = 26{,}4 \text{ см ата}.$$

Коэффициент черноты газов

$$a_z = a_{CO_2} + a_{H_2O} = 0{,}133 + 0{,}177 = 0{,}31.$$

Поправка на обратное излучение $A_{ст} = 0{,}65$ определяем по графику фиг. 5-18 при отношении $\frac{t_{ст} + 273}{T_{ср} + 273} = 0{,}756$.

Теплоизлучения газов

$$q_л = 4{,}96 \cdot 0{,}298 \left(\frac{T_{ср} + 273}{100}\right)^4 =$$
$$= 4{,}96 \cdot 0{,}31 \left(\frac{1080 + 273}{100}\right)^4 \cdot 0{,}65 =$$
$$= 33\,500 \text{ ккал/час}.$$

Коэффициент теплоотдачи газов излучением

$$\alpha_л = \frac{q_л}{T_{ср} + t_{ст}} = \frac{33\,500}{1\,080 - 750} \approx 101 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}^\circ\text{С}.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$K = \frac{\alpha_c + \alpha_л}{1 + \varepsilon(\alpha_c + \alpha_л)\left(1 + \frac{Q_л^m}{Q_к}\right)} =$$
$$= \frac{34 + 101}{1 + 0{,}007 \cdot 135 \cdot \left(1 + \frac{5{,}28 \cdot 10^6}{5{,}41 \cdot 10^6}\right)} =$$
$$= 47{,}3 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{С}.$$

Тепло, переданное поверхности нагрева теплопередачей,

$$Q_ф = KH\Delta t_{ср} = 47{,}3 \cdot 170 \cdot 770 =$$
$$= 6{,}2 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

Теплосодержание газов за фестоном

$$J_ф'' = J_ф' - \frac{Q_ф}{\xi B_p} = 2\,065 - \frac{6{,}2 \cdot 10^6}{57\,000} \approx$$
$$\approx 1\,960 \text{ ккал/кг}.$$

Температура газов за фестоном

$$T_ф'' = \frac{J_ф''}{(V_z c_z)} = \frac{1\,960}{1{,}824} \approx 1\,075^\circ \text{ С}.$$

Расхождение при расчете фестона вполне допустимое.

Расчет пароперегревателя

Тепло, переданное излучением из топки,

$$Q_л^n = 0{,}226 Q_л^ф = 0{,}226 \cdot 6{,}82 \cdot 10^6 =$$
$$= 1{,}54 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

Предварительно задаемся температурой газов за пароперегревателем $T_{пе}'' = 680^\circ$С.

Этой температуре [см. табл. 5-7] соответствует теплосодержание

$$J_{пе}'' = (V_z c_z) T_{пе}'' = 1{,}77 \cdot 680 = 1\,205 \text{ ккал/кг}.$$

Тепло, переданное газами по балансу,

$$Q = \xi B_p (J_z' - J_z'' + 9{,}5 \Delta\alpha V_0) = 57\,000(1\,960 -$$
$$- 1\,205 + 9{,}5 \cdot 0{,}02 \cdot 3{,}34) = 42{,}9 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}.$$

Прирост тепла пара в пароперегревателе

$$\Delta i = \frac{Q + Q_л^n}{D} = \frac{(42{,}9 + 1{,}54)10^6}{240\,000} = 185 \text{ ккал/кг}.$$

Теплосодержание перегретого пара

$$i''_{пе} = q_н + \Delta i - \Delta i_{рег} = 651{,}1 + 185 - 30 = 806{,}1 \text{ ккал/кг}.$$

Температура пара

$$t''_{пе} = 501^\circ \text{ С}.$$

Средняя температура газов

$$T_{ср} = \frac{1\,075 + 680}{2} = 878^\circ \text{ С}.$$

Средняя температура пара

$$t_п^{ср} = \frac{t''_{пе} + t_н}{2} = \frac{501 + 309}{2} = 405^\circ \text{ С}.$$

Температура наружного загрязнения стенки труб пароперегревателя определяется из средней тепловой нагрузки пароперегревателя

$$Q + Q_л^n = 44{,}4 \cdot 10^6 \text{ ккал/час}$$

и средней температуре пара

$$t_{ст} = t_п^{ср} + \varepsilon \frac{Q + Q_л^n}{H_{пе}} = 405 + 0{,}01 \frac{44{,}4 \cdot 10^6}{2\,135} = 613^\circ \text{ С}.$$

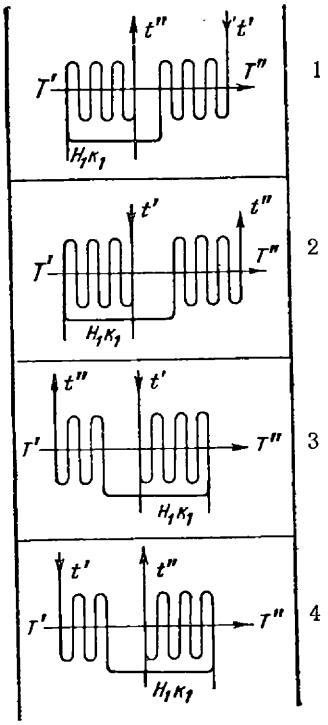
Весовая скорость пара при пропуске через перегреватель

$$(w\gamma)_{пе} = \frac{D}{3\,600 \cdot \frac{\pi d^2}{4} n} = \frac{240\,000}{\frac{3\,600 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}032^2}{4} \cdot 105} = 214 \text{ кг/м}^2 \text{ час}.$$

Коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к перегретому пару

$$\alpha_2 = A_н \cdot \frac{(w\gamma \cdot d_{вн})^{0{,}8}}{d_в} = 6{,}08 \frac{(214 \cdot 0{,}032)^{0{,}8}}{0{,}032} = 2\,850 \text{ ккал/м}^2 \text{ час °С}.$$

Параметр $A_н$ принят по нормам ВТИ при средней температуре перегретого пара.



Фиг. 5-23. Схемы включения теплообменников.

Полученная величина

$$\alpha_2 = 2\,850 \text{ ккал/м}^2 \text{ час° С}$$

не окажет существенного влияния на коэффициент теплопередачи, поэтому последний определяем без учета α_2.

Вес газов на 1 кг топлива

$$G_г = 1 - \frac{A^p}{100} + \alpha_{ср} L_0 = 1 - \frac{30{,}4}{100} + 1{,}25 \cdot 4{,}33 = 6{,}14 \text{ кг/кг}.$$

Весовая скорость

$$(w\gamma)_г = \frac{B_p \cdot G_г}{3\,600 F_г} = \frac{57\,000 \cdot 6{,}14}{3\,600 \cdot 29{,}1} = 3{,}34 \text{ кг/м}^2 \text{ час}.$$

Коэффициент теплоотдачи соприкосновением для коридорного расположения труб

При показателе степени n

$$n = 0{,}7 + \frac{0{,}76 + \left(\frac{s}{d} - 2\right)^2}{9 + 43\left(\frac{s_1}{d} - 2\right)^2} - 0{,}075 \frac{\frac{s_2}{d}}{\frac{s_1}{d}} = 0{,}7 + \frac{0{,}76 + (2{,}4 - 2)^2}{9 + 43(2{,}4 - 2)^2} - 0{,}075 \cdot \frac{2{,}4}{2{,}85} = 0{,}695.$$

При 30 рядах труб вдоль потока по графику фиг. 5-12 принимаем $C_z = 1{,}03$

$$\alpha_c = 110 \cdot \frac{\lambda}{d}\left(\frac{w_z \gamma_z \cdot d}{30\,000 \cdot \eta}\right)^n C_z = 110 \cdot \frac{0{,}085}{0{,}042} \times$$

$$\times \left(\frac{3{,}34 \cdot 0{,}042}{30\,000 \cdot 38{,}2 \cdot 10^{-6}}\right)^{0{,}695} \cdot 1{,}03 =$$

$$= 52{,}7 \ ккал/м^2 \ час \ ^\circ C.$$

Толщина излучающего газового слоя

$$S = 1{,}08\, d\left(\frac{s_1}{d} \cdot \frac{s_2}{d} - 0{,}785\right) =$$

$$= 1{,}08 \cdot 4{,}2\,(2{,}4 \cdot 2{,}85 - 0{,}785) = 27{,}7 \ см.$$

Поглощательная способность CO_2

$$(pS)_{CO_2} = 0{,}131 \cdot 27{,}7 = 3{,}6 \ см \cdot ата.$$

Поглощательная способность H_2O

$$(pS)_{H_2O} = 0{,}133 \cdot 27{,}7 = 3{,}9 \ см \cdot ата.$$

Коэффициент черноты CO_2

$$a_{CO_2} = 0{,}078.$$

Коэффициент черноты H_2O с поправкой на парциальное давление водяных паров $a_{H_2O} = 0{,}065$.

Коэффициент черноты газов

$$a_z = a_{CO_2} + a_{H_2O} = 0{,}078 + 0{,}065 = 0{,}143.$$

Теплоизлучение газов

$$q_л = 4{,}96\, a_z \left(\frac{T_{ср} + 273}{100}\right)^4 A_{ст} =$$

$$= 4{,}96 \cdot 0{,}143 \left(\frac{878 + 273}{100}\right)^4 \cdot 0{,}62 =$$

$$= 7\,740 \ ккал/м^2 \ час.$$

Поправка на обратное излучение стенки $A_{ст} = 0{,}62$ определена по графику фиг. 5-18 при отношении

$$\frac{t_{ст} + 273}{T_{ср} + 273} = \frac{613 + 273}{878 + 273} = \frac{886}{1\,151} = 0{,}763.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_л = \frac{q_л}{T_{ср} - t_{ст}} = \frac{7\,740}{878 - 613} =$$

$$= 29{,}4 \ ккал/м^2 \ час \ ^\circ C.$$

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{\alpha_c + \alpha_л}{1 + \varepsilon(\alpha_c + \alpha_л)} = \frac{52{,}7 + 29{,}4}{1 + 0{,}01 \cdot 82{,}1} =$$

$$= 44{,}7 \ ккал/м^2 \ час \ ^\circ C.$$

Температурный напор для последовательно смешанного тока определяем, пользуясь графиками фиг. 5-23 (схема *1*) и фиг. 5-24

$$\vartheta_1 = T''_ф - t_{пе} = 1\,075 - 501 = 574^\circ C,$$

$$\vartheta_2 = T''_{пе} - t_н = 680 - 309 = 371^\circ C,$$

$$R = \frac{t''_п - t_н}{T' - T''_п} = \frac{501 - 309}{1\,075 - 680} = 0{,}483.$$

$$P = H^x_п K \frac{T'_п - T''_п}{Q_{пе}} = 1\,000 \cdot 44{,}7\, \frac{395}{44{,}44 \cdot 10^6} \approx 0{,}4.$$

Найденным значениям R и P соответствует значение $\mu = 1{,}01$.

Тогда температурный напор для смешанной схемы

$$(\Delta t_{ср})_{см} = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{2{,}303 \lg \mu \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}} = \frac{203}{2{,}303 \lg 1{,}01 \frac{574}{371}} = 452^\circ C;$$

здесь $H^m_п$ — поверхность нагрева параллельноточной части пароперегревателя = $= 1\,000 \ м^2$.

Тепло, переданное поверхности нагрева,

$$Q_{пе} = H(\Delta t_{ср})_{см} K = 2\,135 \cdot 452 \cdot 44{,}7 =$$

$$= 43{,}1 \cdot 10^6 \ ккал/час.$$

Теплосодержание газов за пароперегревателем

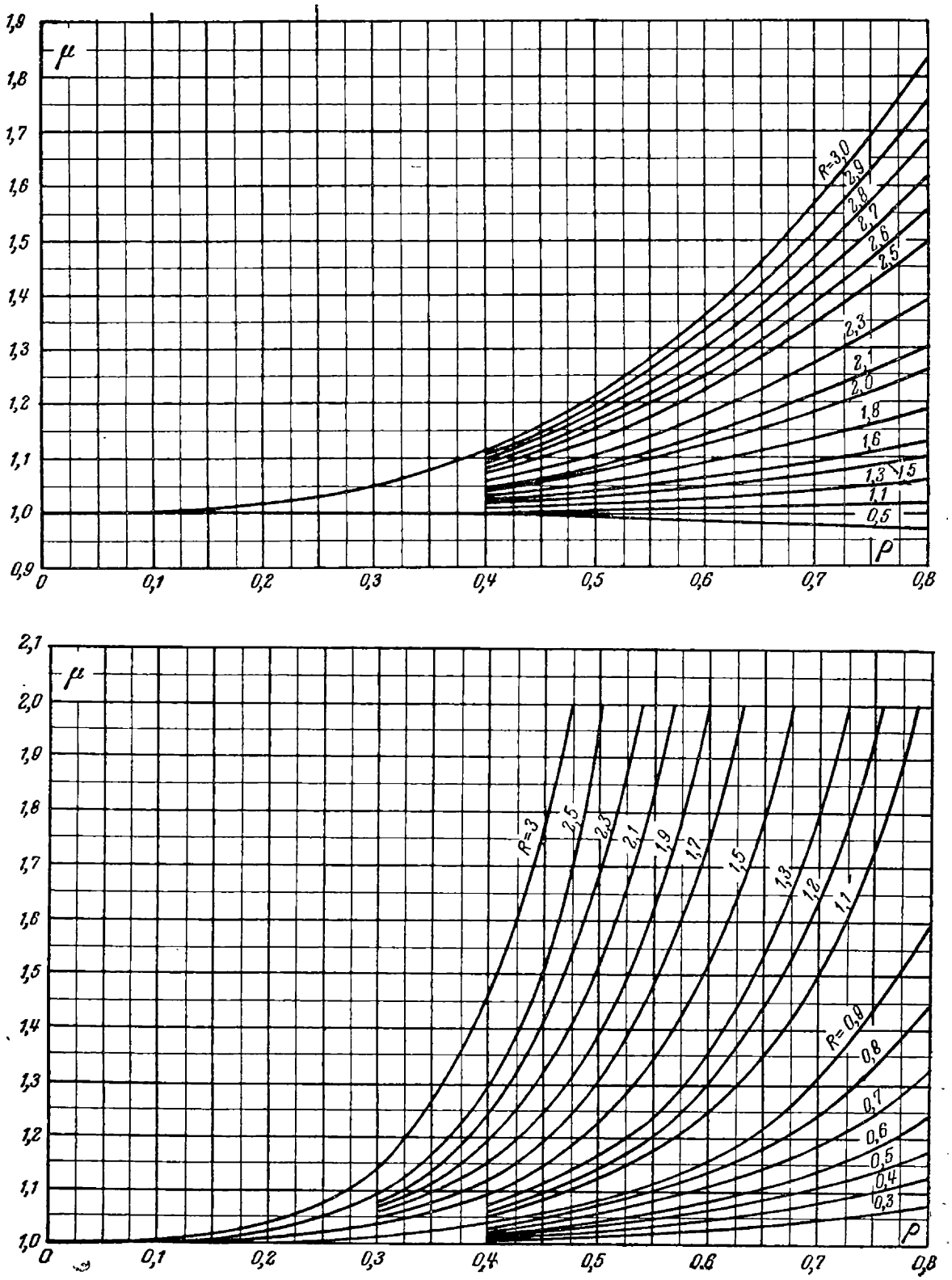
$$\Delta J'' = \frac{Q_{пе}}{\xi B_p} = \frac{43{,}1 \cdot 10^6}{57\,000} = 756 \ ккал/кг,$$

$$J''_{пе} = 1\,960 - 756 = 1\,204 \ ккал/кг.$$

Температура газов за пароперегревателем

$$T''_т = \frac{1\,204}{1{,}77} = 680^\circ C.$$

На этой величине можно остановиться и считать поверочный расчет котельного агрегата законченным.



Фиг. 5-24. Определение коэффициента μ для теплообменника с односторонним перемешиванием при перекрестном токе (по нормам ВТИ).

ГЛАВА ШЕСТАЯ

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

6-1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПО ГАЗОХОДАМ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Сопротивления движению газов в дымоходах котельной установки складываются из следующих составных частей:

1. Сопротивления, обусловливаемые непосредственным сопротивлением (трением) движущегося газового потока с поверхностью нагрева, $\Delta t_{тр}$.

2. Местные сопротивления, возникающие при изменении направления газового потока (поворота), внезапного изменения живого сечения дымоходов и т. п., $\Delta h_м$.

3. Сопротивления самотяги, возникающие вследствие разности удельного веса газов в газоходах и воздуха в окружающей среде. В нисходящих участках дымоходов самотяга противодействует движению, увеличивая или уменьшая общее сопротивление, $\pm h_c$.

В соответствии с этим полное гидравлическое сопротивление установки может быть представлено в виде суммы

$$\Delta h_г = \Delta h_{тр} + \Delta h_м \pm h_c.$$

Полное гидравлическое сопротивление газохода выражают уравнением

$$\Delta h_г = (p_1 - p_2) + (z_2 - z_1)(\gamma_в - \gamma_г) + \gamma_г \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}, \qquad (6\text{-}1)$$

где $h_c = (z_1 - z_2)(\gamma_в - \gamma_г)$ — сопротивления самотяги;

p_1 и p_2 — давления газа в соответствующих сечениях, *кг/м²* или *мм* вод. ст.;

w_1 и w_2 — скорости газов в этих сечениях, *м/сек*;

z_1, z_2 — нивелирные высоты (вертикальные координаты центров тяжести сечений канала в начале и конце его), *м*;

$\gamma_г$ — удельный вес дымовых газов при соответствующей температуре;

$\gamma_в$ — удельный вес атмосферного воздуха.

Для условий испытаний и текущего контроля работы котельной установки формулу для гидравлического сопротивления удобнее представить в виде:

$$\Delta h_г = (s_2 - s_1) + (z_2 - z_1)(\gamma_в - \gamma_г), \qquad (6\text{-}2)$$

где s_2 и s_1 — разрежения в начале и конце газохода, *мм* вод. ст.

Задача 6-1. Построить диаграмму распределения давлений по высоте вертикального канала и установить зависимость между абсолютным давлением p и разрежением s.

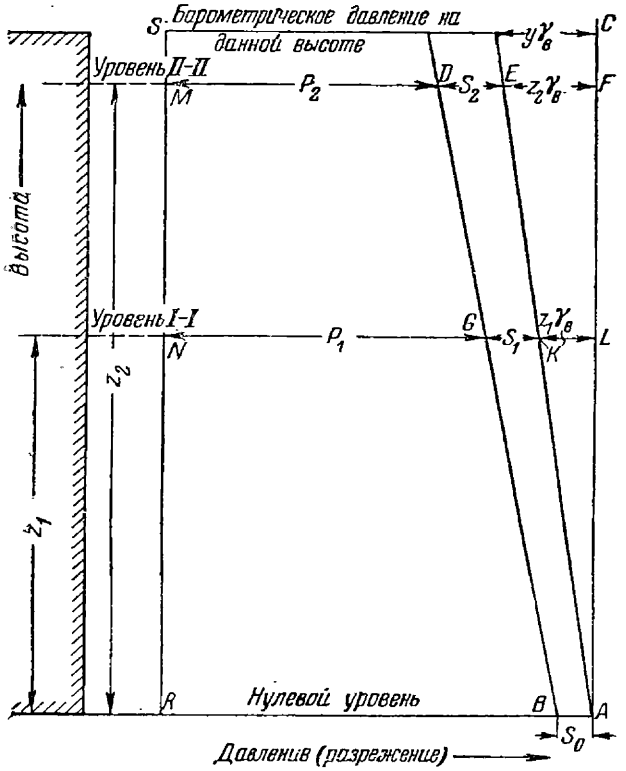
Решение. Пусть RA (фиг. 6-1) — барометрическое давление b_0 на нулевом уровне. Проводим вертикаль AC и на разных уровнях последней откладываем в масштабе величины, определяющие уменьшение барометрического давления по сравнению с нулевым уровнем. Для уровня I—I это уменьшение равно $LK = z_1\gamma_в$, а для уровня II—II $FE = z_2\gamma_в$. Соединив точки A, K и E, получим прямую изменения барометрического давления по высоте. Отрезки KN и EM дадут нам величину барометрического давления для I и II уровней. Разрежения показывают, насколько давление газа меньше барометрического давления на данном уровне. Откладывая в том же масштабе на диаграмме влево от прямой AE величины разрежений $s_2 = DE$, $s_1 = GK$ и $s_0 = AB$, получим кривую давлений в разных местах газохода. Из диаграммы видно, что разность разряжений на данных уровнях не будет равна разности абсолютных давлений газов в данных газоходах.

В самом деле, барометрическое давление

$$b_0 = p_1 + s_1 + z_1\gamma_в = p_2 + s_2 + z_2\gamma_в$$

или

$$p_1 - p_2 = s_2 - s_1 + \gamma_в (z_2 - z_1) = (s_2 + z_2\gamma_в) - (s_1 - z_1\gamma_в). \qquad (6\text{-}3)$$



Фиг. 6-1. Распределение давлений по высоте вертикального канала (к задаче 6-1).

Величины $(s_2 + z_2\gamma_в) = DF$ и $(s_1 + z_1\gamma_в) = GL$ принято называть приведенными разрежениями и соответственно обозначать s_{1-0} и s_{2-0}, где первая цифра индекса указывает уровень, на котором замерено разрежение, а вторая — уровень, к барометрическому давлению которого разрежение приводится.

В качестве произвольного уровня, который мы принимаем за нулевой, примем уровень *I—I*; тогда будем иметь:

$$p_1 - p_2 + [s_2 + \gamma_в (z_2 - z_1)] - s_1 =$$
$$= [s_2 + \gamma_в (z_1 - z_2)] - s_1 = s_{2-1} - s_{1-1}.$$

Таким образом, разность абсолютных давлений газа в начале и конце газохода равна разности замеренных разрежений плюс вес столба воздуха в котельной с основанием в 1 $м^2$ и высотой, равной разности высот, на которых производится замер разрежений в газоходах.

Задача 6-2. При испытании котла было установлено непосредственным замером, что разрежение в топке составляет на уровне пола котельной, $s_1 = 6$ *мм* вод. ст., а в дымоходе на высоте 12 *м* над уровнем пола $s_2 = 4$ *мм* вод. ст.

Определить разность абсолютных давлений дымовых газов в указанных точках, если известно, что температура воздуха в котельной равна 20°С.

Решение. Удельный вес воздуха при $t_{вз} = 20°$ С:

$$\gamma_в = \frac{\gamma_0 273}{273 + t_в} = \frac{1{,}293 \cdot 273}{293} = 1{,}2 \text{ кг/м}^3.$$

По уравнению (6-3) имеем:

$$p_1 - p_2 = s_2 - s_1 + \gamma_в (z_2 - z_1) =$$
$$= (4 - 6) + 1{,}2 (12 - 0{,}0) = 12{,}4 \text{ мм вод. ст.}$$

Полученный результат показывает, что, несмотря на уменьшение разрежения в дымоходе и отрицательную величину разности разрежений в топке и дымоходе, равной 2 *мм* вод. ст., абсолютное давление в топке больше, чем в борове, и равно 12,4 *мм* вод. ст.

Задача 6-3. В топке, работающей на мазуте, разрежение перед первым рядом труб $s_2 = 2{,}4$ *мм* вод. ст.; барометрическое давление на уровне пода топки $b_1 = 745$ *мм* рт. ст.; разрежение $s_1 = 10$ *мм* вод. ст.

Определить абсолютное давление газа на уровне пода топки и перед первым рядом труб и их разность, если высота топки равна 8 *м* и $\gamma_в = 1{,}2$ *кг/м*^{3}.

Решение. За нулевой уровень примем уровень пода топки.

Абсолютное давление на уровне *I-I*

$$p_1 = b_1 - s = 745 \cdot 13{,}6 - 10 = 10\,122 \text{ мм вод. ст.}$$

Абсолютное давление на уровне *II-II*

$$p_2 = (b_1 - z_2\gamma_в) - s_2 = 10\,132 - 8 \cdot 1{,}2 - 2{,}4 =$$
$$= 10\,120 \text{ мм. вод. ст.}$$

Разность абсолютных давлений $p_1 - p_2 = 10\,122 - 10\,120 = 2$ *мм* вод. ст.

Задача 6-4. Определить полное гидравлическое сопротивление газохода, в котором замером установлено: $s_2 = 3$ *мм* вод. ст.; $s_1 = 5$ *мм* вод. ст.; $z_1 - z_2 = 10$ *м*; $\gamma_г = 0{,}43$ *кг/м*^{3} при температуре газа 550°С; $\gamma_в = 1{,}2$ *кг/м*^{3} при $t_в = 20°$С.

Решение

$$\Delta h_г = (s_2 - s_1) + (z_2 - z_1)(\gamma_в - \gamma_г) =$$
$$= (3 - 5) + 10 (1{,}2 - 0{,}43) = 5{,}7 \text{ мм вод. ст.}$$

Задача 6-5. Определить полное гидравлическое сопротивление газоходов котла Гарбе, в топке которого сжигается торф состава:

$C^р = 33{,}85\%$; $H^р = 3{,}35\%$; $W^р = 39{,}6\%$; $O^р = 19{,}8\%$; $N^р = 1{,}0\%$; $S^р_л = 0{,}0$; $A^р = 2{,}4\%$.

Поверхность нагрева котла $H_к = 1\,200$ *м*^{2}.

Разрежение в топке $s_1 = 7$ *мм* вод. ст.

Разрежение за котлом 60 *мм* вод. ст.

Состав газов (по анализу) $RO_2 = 13{,}5\%$; $RO + O_2 = 19{,}8\%$; $N_2 = 80{,}2\%$; $CO = 0{,}2\%$

Температура воздуха в котельной $t'_в = 30°C$

Температура газов в горловине топки $t_{г.т} = 1\,300°C$

Температура газов перед первым рядом труб котла $t_0 = 900°C$

Температура газов перед пароперегревателем $t_{пп} = 800°C$

Температура газов перед третьим ходом котла $t_{э.к} = 530°C$

Температура газов за третьим ходом котла $t_{э.3х} = 450°C$

Температура газов за котлом $t_{э.к} = 390°C$

Расположение ходов и соответствующие высоты приведены на фиг. 6-2.

Решение. Средние температуры газов по газоходам

$$t_I^{ср} = \frac{1\,300 + 900}{2} = 1\,100°C;$$

$$t_{II}^{ср} = \frac{800 + 530}{2} = 665°\,C;$$

$$t_{III}^{ср} = \frac{530 + 450}{2} = 490°\,C;$$

$$t_{IV}^{ср} = \frac{450 + 390}{2} = 420°\,C,$$

Удельный вес сухих газов

$$\gamma_{с.г} = \frac{\gamma_{CO_2}CO_2 + \gamma_{O_2}O_2 + \gamma_{N_2}N_2 + \gamma_{CO}CO}{100} =$$

$$= \frac{1{,}977 \cdot 13{,}5 + 1{,}429 \cdot 6{,}3 + 1{,}257 \cdot 80{,}2 + 1{,}251 \cdot 0{,}2}{100} =$$

$$= 1{,}36 \ кг/м^3$$

Объем и вес сухих газов при 0° С и 760 *мм* рт. ст.

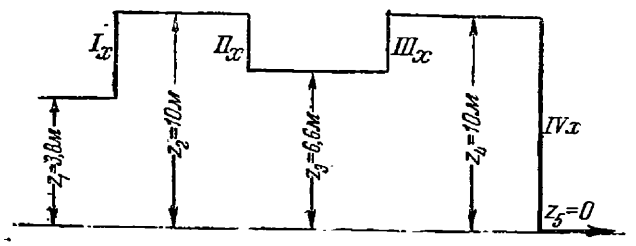
$$V_{с.г} = \frac{1{,}86K^p}{RO_2 + CO} = \frac{1{,}86 \cdot 33{,}85}{13{,}5 + 0{,}2} = 4{,}6 \ нм^3/кг;$$

$$g_{с.г} = 4{,}6 \cdot 1{,}36 = 6{,}25 \ кг/кг.$$

Объем и вес водяных паров

$$g_{в.п} = \frac{9H^p + W^p}{100} = \frac{9 \cdot 3{,}35 + 39{,}6}{100} = 0{,}698 \ кг/кг;$$

$$V_{в.п} = \frac{g_{в.п}}{\gamma_{в.п}} = \frac{0{,}698}{0{,}805} = 0{,}87 \ нм^3/кг.$$



Фиг. 6-2. Расположение газоходов (к задаче 6-5).

Полный вес и объем газов на 1 *кг* топлива

$$g = g_{с.г} + g_{в.п} = 6{,}25 + 0{,}698 = 6{,}95 \ кг/кг;$$

$$V_г = V_{с.г} + V_{в.п} = 4{,}6 + 0{,}87 = 5{,}47 \ нм^3/кг.$$

Удельный вес дымовых газов при 0° С и 760 *мм* рт. ст.

$$\gamma_0 = \frac{g_г}{V_г} = \frac{6{,}95}{5{,}47} = 1{,}27 \ кг/м^3.$$

Удельный вес воздуха при температуре котельной 30° С

$$\gamma_в = \frac{1{,}293}{1 + 0{,}00367 \cdot 30} = \frac{1{,}293}{1{,}1} = 1{,}18 \ кг/м^3.$$

Удельные веса газов при соответствующих средних температурах газоходов

$$\gamma_1 = \frac{1{,}27}{1 + 0{,}00367 \cdot 1\,100} = \frac{1{,}27}{5{,}03} = 0{,}253 \ кг/м^3;$$

$$\gamma_2 = \frac{1{,}27}{1 + 0{,}00367 \cdot 655} = \frac{1{,}27}{3{,}44} = 0{,}37 \ кг/м^3;$$

$$\gamma_3 = \frac{1{,}27}{1 + 0{,}00367 \cdot 400} = \frac{1{,}27}{2{,}8} = 0{,}454 \ кг/м^3;$$

$$\gamma_4 = \frac{1{,}27}{1 + 0{,}00367 \cdot 420} = \frac{1{,}27}{2{,}54} = 0{,}5 \ кг/м^3.$$

Полное гидравлическое сопротивление системы:

$$\Delta h_2 = s_4 - s_1 + (z_2 - z_1)(\gamma_в - \gamma_1) + (z_3 - z_2)(\gamma_в - \gamma_2) +$$
$$+ (z_4 - z_3)(\gamma_в - \gamma_3) + (z_5 - z_4)(\gamma_в - \gamma_4) = 60{,}0 - 7{,}0 +$$
$$+ (10 - 3{,}8)(1{,}18 - 0{,}253) + (6{,}6 - 10)(1{,}18 - 0{,}37) +$$
$$+ (10 - 6{,}6)(1{,}18 - 0{,}454) + (0{,}0 - 10)(1{,}18 - 0{,}5) =$$
$$= 60{,}0 - 7{,}0 + 5{,}75 - 2{,}75 + 2{,}46 - 6{,}8 =$$
$$= 51{,}66 \ мм \text{ вод. ст.}$$

Задача 6-6. Температура воздуха в котельной $t'_в = 20°C$: удельный вес воздуха при $\gamma_в = 20°C$ $\gamma_в = 1{,}2 \ кг/м^2$; удельный вес дымовых газов при нормальных условиях $\gamma^0_г = 1{,}28 \ кг/м^3$: средняя температура в топке $t_т = 1\,400°C$.

Определить величину самотяги на уровне 6 *м* от пола.

Решение. Удельный вес газов при $t_т = 1\,400°$ С

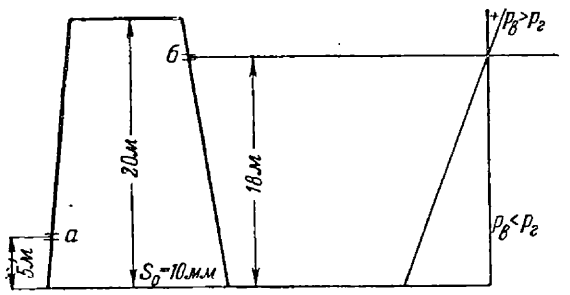
$$\gamma_г = \gamma^0_г \frac{273}{273 + 1\,400} = 0{,}212 \ кг/м^3.$$

Самотяга при наличии одного хода

$$\Delta h_с = (z_1 - z_2)(\gamma_в - \gamma_г) =$$
$$= (6{,}0 - 0)(1{,}2 - 0{,}212) = 5{,}93 \ мм \text{ вод. ст.}$$

Отсюда можно вывести ценное практическое заключение, что в топке на 1 *м* высоты получается самотяга, равная приблизительно 1 *мм* вод. ст.

Задача 6-7. Определить, будет ли засасываться воздух или выбиваться газ из дымо-



Фиг. 6-3. Схема к условию задачи 6-7.

вой трубы (фиг. 6-3) высотой 20 *м*, если в ней пробить отверстия *а* и *б* на высоте 5 и 18 *м*. Средняя температура газов в трубе равна 350°С; разрежение у подножия трубы $S_0 = 10$ *мм* вод. ст.; температура наружного воздуха $t'_в = 20$°С; удельный вес воздуха при этой температуре $\gamma_в = 1{,}2$ *кг/м*^{3}; удельный вес газов при нормальных условиях $\gamma^0_г = 1{,}3$ *кг/м*^{3}.

Решение. Подсос воздуха через отверстие в дымовую трубу будет, очевидно, происходить при

$$p_г < p_в .$$

Наоборот, условием выхода газов через отверстие из дымовой трубы будет:

$$p_г > p_в .$$

Абсолютное давление на нулевой отметке

$$(p_г)_0 = b_0 - s_0 = b_0 - 10 \text{ мм вод. ст.}$$

Удельный вес дымовых газов при $t_г = 350$°С

$$\gamma_г = \frac{\gamma^0_г}{1 + 0{,}00367 \cdot 350} = \frac{1{,}3}{1 + 0{,}00367 \cdot 350} = 0{,}57 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда на уровне 5 *м*

$$p_1 = (p_г)_0 - h\gamma_г = b_0 - 10 - 5{,}0 \cdot 0{,}57 = b_0 - 12{,}85 \text{ мм вод. ст.}$$

и

$$p_в = b_0 - 5 \cdot 1{,}2 = b_0 - 6 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом, $p_г < p_в$, и воздух будет засасываться в трубу.

На уровне 18 *м*

$$p_г = (p_г)_0 - h\gamma_г = b_0 - 10 - 18 \cdot 0{,}57 = b_0 - 20{,}3 \text{ мм вод. ст.;}$$

$$p_в = b_0 - h\gamma_г = b_0 - 18 \cdot 1{,}2 = b_0 - 21{,}6 \text{ мм вод. ст.}$$

Таким образом, $p_г > p_в$, и газы будут выбиваться из трубы.

Задача 6-8. Разрежение в топке на уровне пола котельной $s_т = 5$ *мм* вод. ст.; в дымоходе на высоте 14 *м* над уровнем пола $s_д = 3$ *мм* вод. ст.

Определить разность абсолютных давлений в указанных точках, если известно, что температура воздуха в котельной равна $t'_в = 20$°С.

Ответ. $p_1 - p_2 = 14{,}8$ *мм* вод. ст.

Задача 6-9. Непосредственным замером установлено, что разрежение перед первым рядом труб котла $s_2 = 4$ *мм* вод. ст., а над подом топки $s_1 = 8$ *мм* вод. ст. Барометрическое давление на уровне пода топки $b_0 = 750$ *мм* рт. ст.; высота топки равна 10 *м*; температура воздуха в котельной $t'_в = 20$°С.

Определить разность абсолютных давлений газа на уровне пода топки и перед первым рядом труб.

Ответ. $p_1 - p_2 = 8$ *мм* вод. ст.

Задача 6-10. При испытании топки, работающей на мазуте, получены следующие данные: $s_1 = 8{,}5$ *мм* вод. ст.; $s_2 = 2{,}5$ *мм* вод. ст.; $z_1 = 0$; $z_2 = 7{,}0$ *м*; температура воздуха в котельной $t_в = 30$°С; средняя температура газов $t^{ср}_г = 1\,500$° С; состав газов: $CO_2 = 14{,}1\%$; $CO_2 + O_2 = 16{,}2\%$; $K^p = C^p = 82{,}7\%$; $H^p = 11{,}8\%$; $W^p = 5{,}1\%$.

Определить полное гидравлическое сопротивление топки.

Ответ. $\Delta h_г = 0{,}6$ *мм* вод. ст.

Задача 6-11. Известны следующие данные испытания котла поверхностью нагрева 1 600 *м*^{2}:

Разрежение в топке $s_1 = 7{,}5$ *мм* вод. ст.; разрежение за котлом $s_4 = 13{,}5$ *мм* вод. ст.; удельный вес газов при 0°С и 760 *мм* рт. ст.; $\gamma^0_г = 1{,}29$ *кг/м*^{3}; $t_в = 35$°С; средние температуры газов по ходам $t^{ср}_{I} = 1\,150$°С; $t^{ср}_{II} = 530$°С; $t^{ср}_{III} = 450$°С; $z_1 = 0$; $z_2 = 12$ *м*; $z_3 = 8{,}5$ *м*; $z_4 = 13{,}5$ *м*; высоты газоходов $h_1 = 12$ *м*; $h_2 = 3{,}5$ *м*; $h_3 = 5{,}0$ *м*; $h_4 = 13{,}5$ *м*.

Определить полное гидравлическое сопротивление котла.

Ответ. $\Delta h_г = 17{,}6$ *мм* вод. ст.

Задача 6-12. Разрежение над уровнем пода топки котла $s'_т = 5{,}8$ *мм* вод. ст.; перед первым рядом труб котла $s''_т = 1{,}8$ *мм* вод. ст.; нивелирные высоты: $z_1 = 0$; $z_2 = 6$ *м*; $t_в = 35$° С; $t^{ср}_г = 1\,200$° С; $\gamma_г = 1{,}3$ *кг/м*^{3}.

Определить полное гидравлическое сопротивление топки.

Ответ. $\Delta h_г = 9{,}46$ *мм* вод. ст.

Задача 6-13. Определить полное гидравлическое сопротивление газоходов котла, работающего на торфе, если известны следующие данные: разрежение в топке $s_т = 8$ *мм* вод. ст.; разрежение за котлом $s_к = 50{,}8$ *мм* вод. ст.; состав газов за котлом: $RO_2 = 12{,}5\%$; $RO_2 + O_2 = 19{,}5\%$; температура воздуха в котельной $t_в = 20°$ С; температура в горловине топки $t_{гт} = 1\,200°$ С; температура перед первым рядом труб котла $t_0 = 1\,000°$ С; температура перед пароперегревателем $t_{пп} = 800°$ С; температура перед третьим ходом $t_{п.3х} = 600°$ С; температура за третьим ходом $t_{з.3х} = 400°$ С; температура за котлом $t_{з.к} = 340°$ С.

Сжигаемый торф содержит: $C^р = 35{,}7\%$; $H^р = 3{,}7$; $W^р = 35\%$; $S^р_л = 0{,}0$. Нивелирные высоты газоходов следующие: $z_1 = 3$ *м*; $z_2 = 10$ *м*; $z_3 = 6$ *м*; $z_4 = 8$ *м*.

Ответ. $\Delta h_г = 47{,}25$ *мм* вод. ст.

Задача 6-14. Определить полное гидравлическое сопротивление котла по следующим данным: $s_1 = 9{,}5$ *мм* вод. ст.; $s_4 = 14{,}5$ *мм* вод ст.; удельный вес дымовых газов при 0° С и 760 *мм* рт. ст. $\gamma^0_г = 1{,}28$ *кг/м*^{3}; температура воздуха в котельной $t_в = 35°$С; средние температуры газов по ходам $t^{ср}_1 = 1\,100°$ С; $t^{ср}_2 = 665°$ С; $t^{ср}_3 = 450°$ С; $t^{ср}_4 = 420°$ С. Нивелирные высоты по ходам равны: $z_1 = 4$ *м*; $z_2 = 11{,}5$ *м*; $z_3 = 8$ *м*; $z_4 = 14$ *м*; $z_5 = 0$.

Ответ. $\Delta h_г = 5{,}32$ *мм* вод. ст.

Задача 6-15. Определить величину самотяги на уровне 10 *м* от пода топки, если известно, что в топке сжигается торф с содержанием $C^р = 35{,}7\%$; $H^р = 3{,}7\%$; $S^р_л = 0{,}0$; $W^р = 35\%$. Температура воздуха в котельной $t_в = 35°$ С; температура в топке 1 100° С; $RO_2 = 12{,}5\%$; $RO_2 + O_2 = 19{,}5\%$.

Ответ. $\Delta h_с = 8{,}97$ *мм* вод. ст.

Задача 6-16. Определить, будет ли засасываться воздух или выбиваться из трубы газ, если в дымовой трубе высотой 40 *м* при средней температуре газов в трубе 250° С пробить отверстия на высоте 10 и 35 *м*. Разрежение у подножия трубы 15 *мм* вод. ст.; удельный вес газов при 0° С и 760 *мм* рт. ст. $\gamma^0_г = 1{,}3$ *кг/м*^{3}; $t_в = 20°$ С.

Ответ. 1) для уровня 10 *м* $p_в > p_г$;
2) для уровня 35 *м* $p_г > p_в$.

Задача 6-17. Определить полное гидравлическое сопротивление котла, если известны следующие результаты испытаний:

$s_1 = 8{,}5$ *мм* вод. ст; $s_4 = 14{,}4$ *мм* вод. ст;

нивелирные высоты: $z_1 = 0$;

$z_2 = 11{,}5$ *м*; $z_3 = 8{,}25$ *м*; $z_4 = 13{,}25$ *м*; $t_в = 35°$ С; $\gamma_в = 1{,}14$;

$t^{ср}_{1х} = 1\,140°$ С, $t^{ср}_{2х} = 520°$ С;

$t^{ср}_{3х} = 435°$ С; $\gamma^г_0 = 1{,}29$ *кг/м*^{3}.

Ответ. $\Delta h_г = 17{,}09$ *мм* вод. ст.

6-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЙ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПОТОКА В ГАЗО-ВОЗДУХОПРОЗОДАХ И ПОВЕРХНОСТЯХ НАГРЕВА

В случае изотермического потока при постоянной плотности и вязкости текущей среды сопротивление трения определяют по формуле

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} \gamma_{пот} \text{ мм вод. ст.}, \qquad (6\text{-}4)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения — зависит от числа Re и относительной шероховатости стенок канала.

Безразмерный критерий Re определяется из выражения

$$Re = \frac{wd}{\nu},$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости текущей среды, равный в свою очередь $\nu = \frac{\mu g}{\gamma}$ *м*^{3}/*сек*;

μ — коэффициент обсолютной или динамической вязкости среды, *кг·сек/м*^{2}.

Местные сопротивления рассчитываются по формуле

$$\Delta h_м = \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ мм вод. ст.}, \qquad (6\text{-}5)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, зависящий от геометрической формы рассматриваемого участка, а иногда и от Re.

Для определения сопротивлений трения при движении потока в газопроводах и про-

дольно обтекаемых трубчатых поверхностях нагрева при наличии теплообмена принята формула

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_э} \frac{w^2}{2g} \gamma_{пот} \left(\frac{t_{пот} + 273}{t_{ст} + 273} \right)^{0,383} \text{мм вод. ст.} \quad (6\text{-}6)$$

Здесь $d_э$ — эквивалентный (гидравлический) диаметр, *м*.

Для круглого сечения (при течении внутри трубы) $d_э$ равен внутреннему диаметру трубы.

Для некруглого сечения его определяют из уравнения

$$d_э = \frac{4\Omega}{U}, \quad (6\text{-}7)$$

где Ω — живое сечение канала, *м*;
U — полный периметр сечения, омываемого текущей средой, *м*.

Для каналов с прямоугольным сечением

$$d_э = \frac{2ab}{a+b} \text{ м}, \quad (6\text{-}8)$$

где a и b — размеры сторон прямоугольного сечения, *м*.

Коэффициент трения зависит от числа Re и от степени шероховатости стенок.

Для гладких стен при $Re = 4\,000 \div 5\,000$ коэффициент $\lambda_{гл}$ определяют из уравнения

$$\lambda_{гл} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re_{ст}}}. \quad (6\text{-}9)$$

При более высоких значениях Re (до 10^5) пользуются формулой

$$\lambda_{гл} = \frac{0,857}{(\lg Re)^{2,4}}. \quad (6\text{-}10)$$

Коэффициент сопротивления шахматного пучка по данным ЦКТИ [Л. 7] можно определить по формуле

$$\zeta = C_1 C_2 (n+1) Re_{ст}^{-0,27}, \quad (6\text{-}11)$$

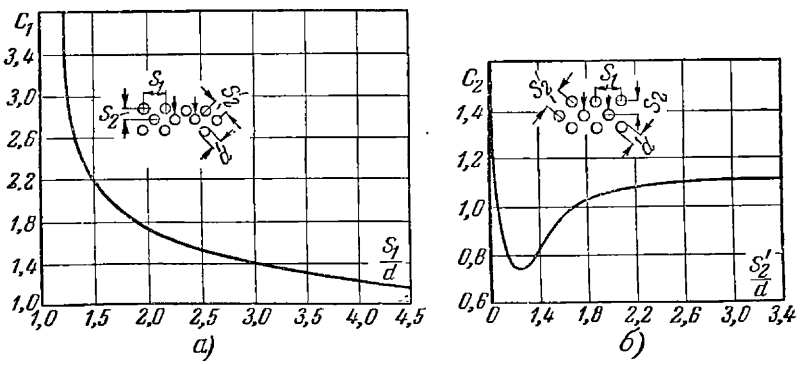
где C_1 и C_2 — коэффициенты, зависящие от отношения шага труб к их наружному диаметру $\frac{s_1}{d}$ и $\frac{s_2'}{d}$; эта зависимость графически показана на фиг. 6-4, *а* и *б*;
n — число рядов труб по глубине пучка.

Формула (6-11) номографирована на фиг 6-5.

Коэффициент сопротивления коридорного пучка по исследованиям ЦКТИ определяется из выражения

$$\zeta = \zeta_0 n, \quad (6\text{-}12)$$

где ζ_0 — коэффициент сопротивления на один ряд пучка, зависящий от отношения $\frac{s_2}{s_1 - d}$ и от $Re_{ст}$;
s_1 — шаг по ширине пучка;
s_2 — шаг по глубине пучка;
d — наружный диаметр труб.



Фиг. 6-4. Зависимость коэффициентов C_1 и C_2 от отношения шагов к наружному диаметру трубы: *а* — для $\frac{s_1}{d}$; *б* — для $\frac{s_2'}{d}$.

На фиг. 6-6 приведена номограмма для определения сопротивлений коридорных пучков труб.

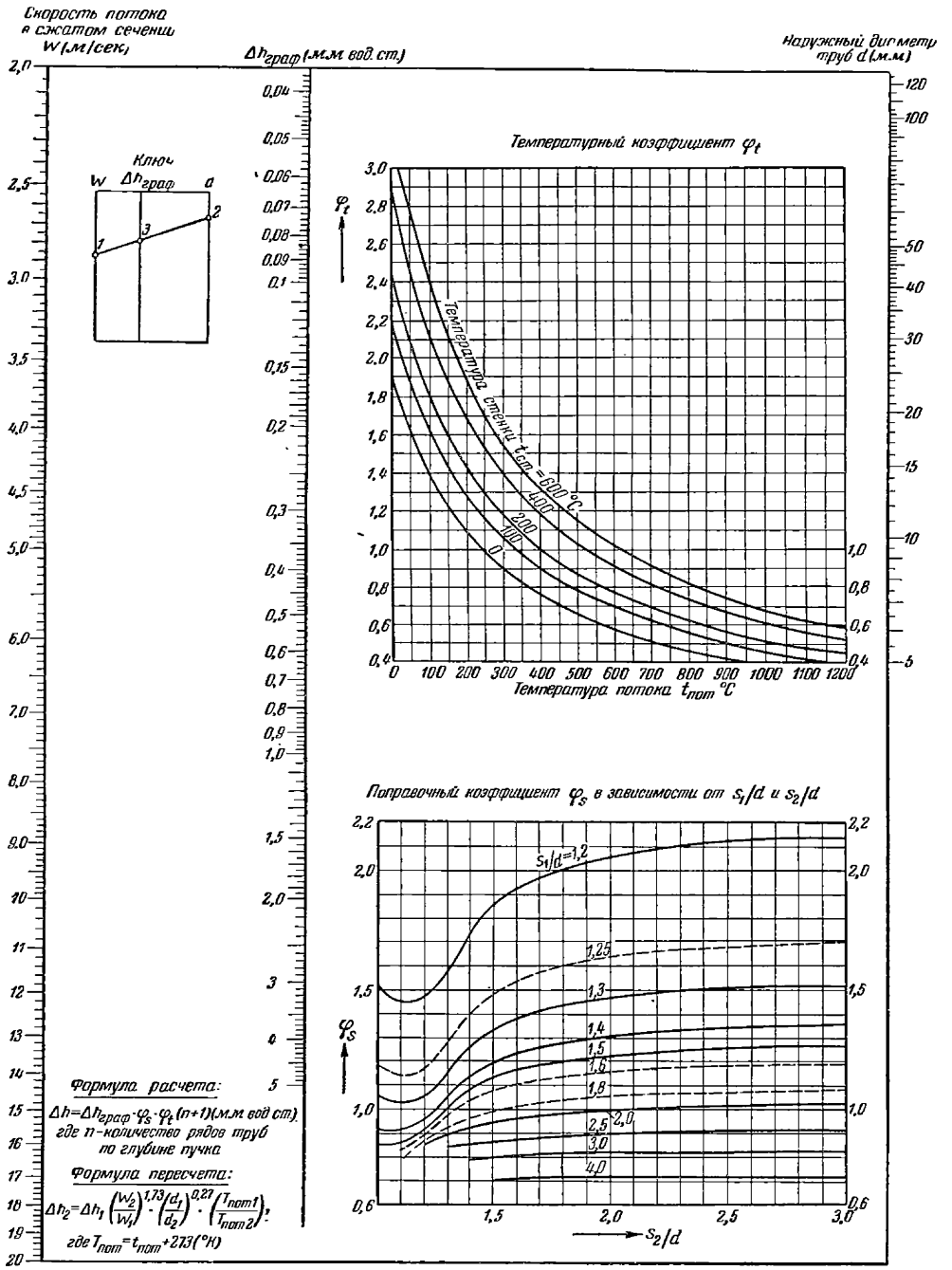
Повороты (отводы)

Плавным поворотом (отводом) называется поворот с обеими закругленными кромками — наружной и внутренней: $r_н > r_0$ и $r_{вн} > 0$, где $r_н$ и $r_{вн}$ — радиусы закругления наружной и внутренней кромок. Поворот называется резким, когда на обеих кромках нет никаких закруглений: $r_{вн} = r_н = 0$ или когда закруглена только внутренняя кромка ($r_н = 0$ при $r_{вн} > 0$).

Коэффициент местного сопротивления для плавного поворота ($r_н = r_{вн} + b$) подсчитывается по формуле

$$\zeta = \zeta_0 B \cdot C, \quad (6\text{-}13)$$

где ζ_0 — исходный коэффициент, определяемый по графику фиг. 6-7 в зависимости от относительной кривизны поворота R/b;
B — поправочный коэффициент, зависящий от угла поворота и определяемый по графику фиг. 6-8 (при $\alpha = 90°$ $B = 1,0$);



Фиг. 6-5. Номограмма для определения сопротивления шахматного пучка труб.

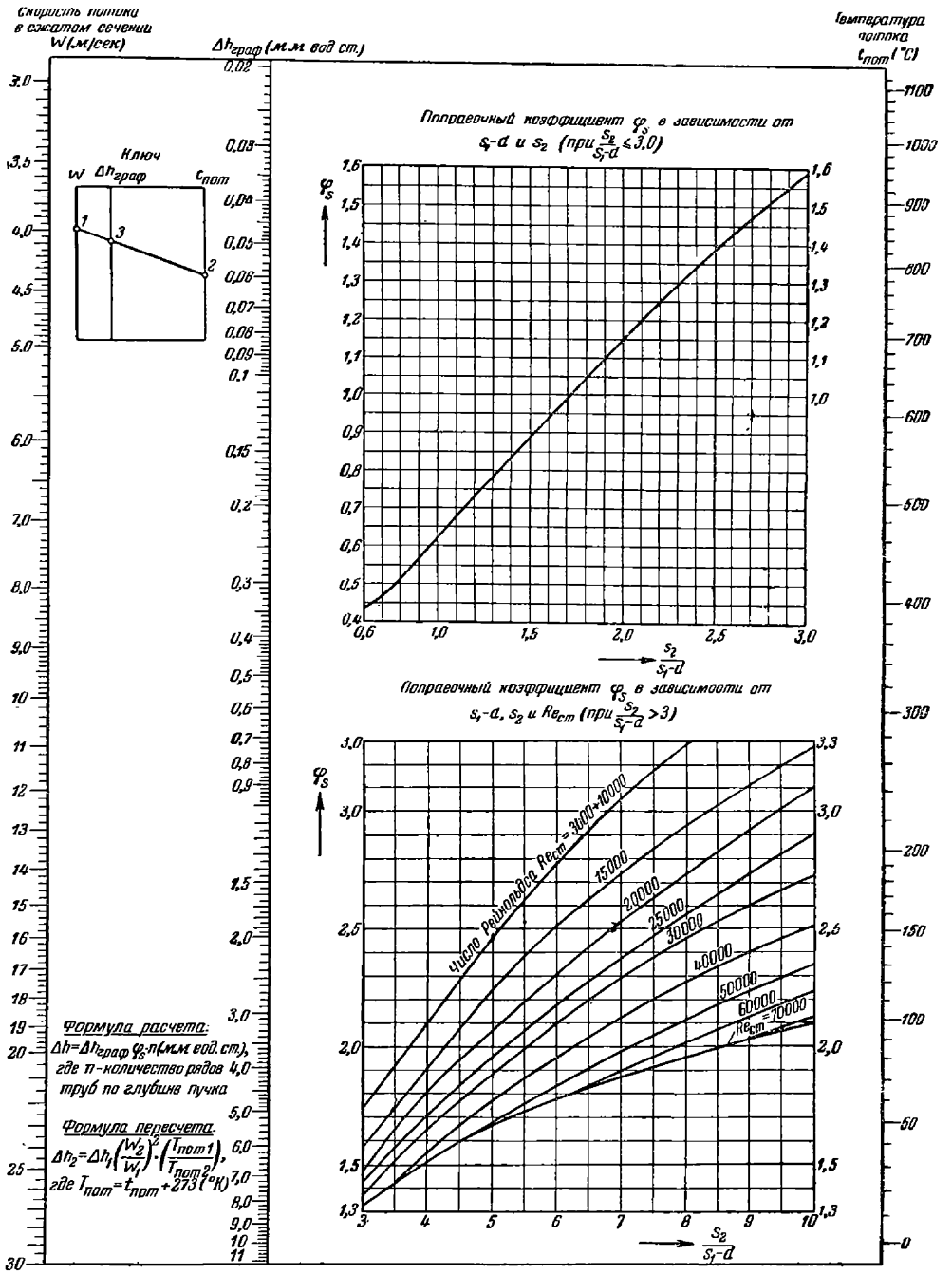
C — поправочный коэффициент, зависящий от отношения размеров поперечного сечения a/b и определяемый по графику фиг. (6-9).

При круглом или квадратном поперечном сечении $C = 1{,}0$.

При малых размерах сечения канала и малой скорости потока (при небольших значениях числа Re) уточнение сопротивления плавного поворота производится с помощью графика фиг. 6-10.

Резкие „нормальные" повороты

Коэффициент местного сопротивления резкого поворота без закруглений ($r_н = r_{вн} = 0$) относится к скорости в прямоугольном канале



Фиг. 6-6. Номограмма для определения сопротивления коридорного пучка труб.

(до и за поворотом) и определяется по формуле

$$\zeta = 1{,}2B, \qquad (6\text{-}14)$$

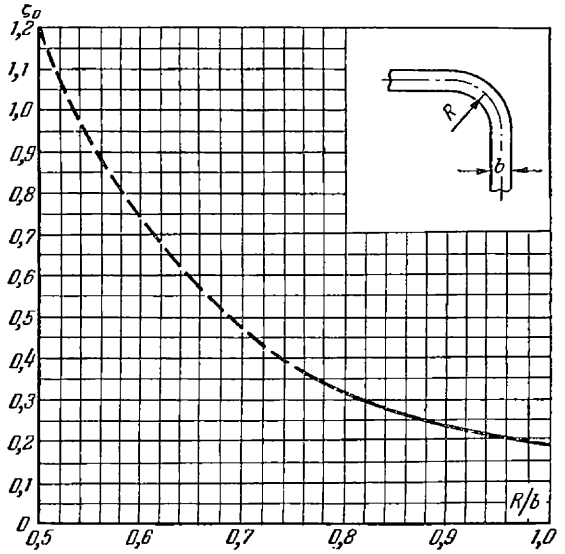
где B — коэффициент, зависящий от угла поворота (фиг. 6-8).

Коэффициент местного сопротивления резкого поворота с закругленной внутренней кромкой ($r_н = 0$; $r_{вн} > 0$) также относится к скорости в прямом канале и подсчитывается по формуле

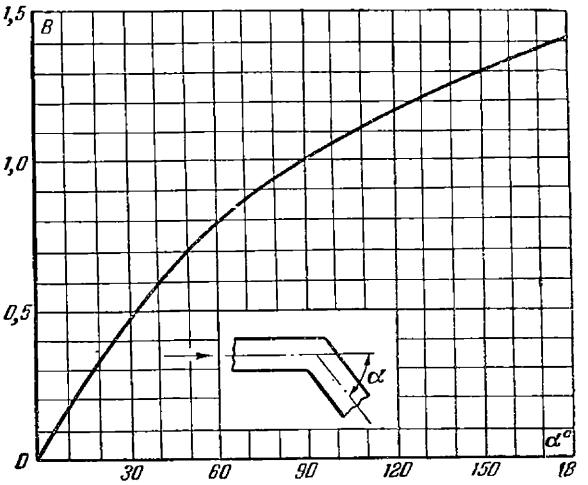
$$\zeta = \zeta_{вн} B, \qquad (6\text{-}15)$$

где $\zeta_{вн}$ — исходный коэффициент, определяемый по графику фиг. 6-11 в зависимости от отношения $r_{вн}/b$;

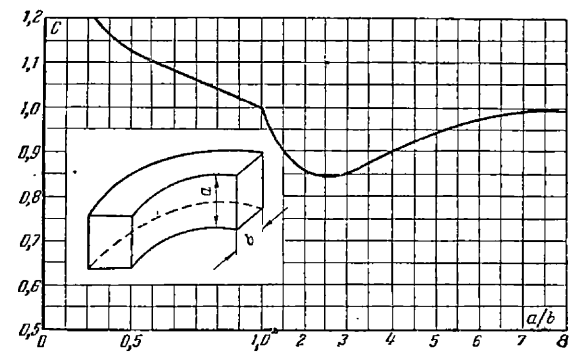
B — коэффициент, зависящий от угла поворота α (фиг. 6-8).



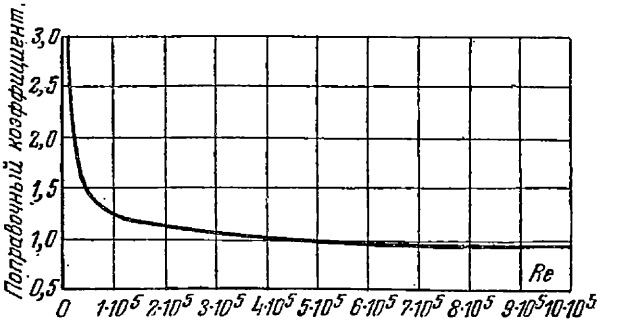
Фиг. 6-7. График для определения исходного коэффициента сопротивления плавных поворотов в зависимости от их относительной кривизны.



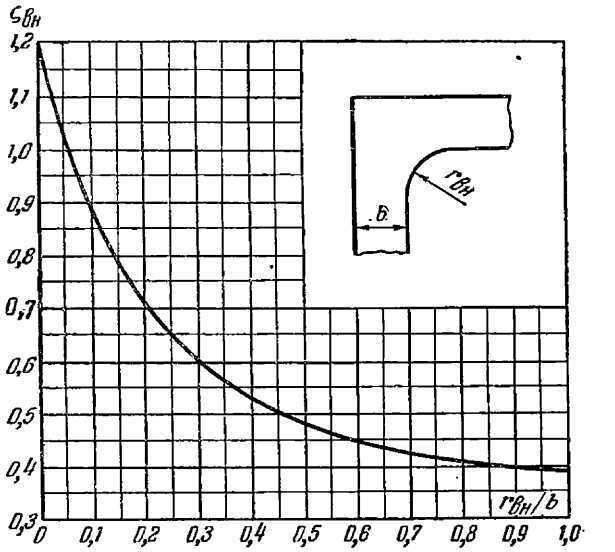
Фиг. 6-8. График для определения поправочного коэффициента, зависящего от угла поворота.



Фиг. 6-9. График для определения поправочного коэффициента сопротивления плавных поворотов в зависимости от формы сечения (при круглом сечении $c = 1$).



Фиг. 6-10. График для определения поправочного коэффициента сопротивления для плавных поворотов в зависимости от числа *Re*.



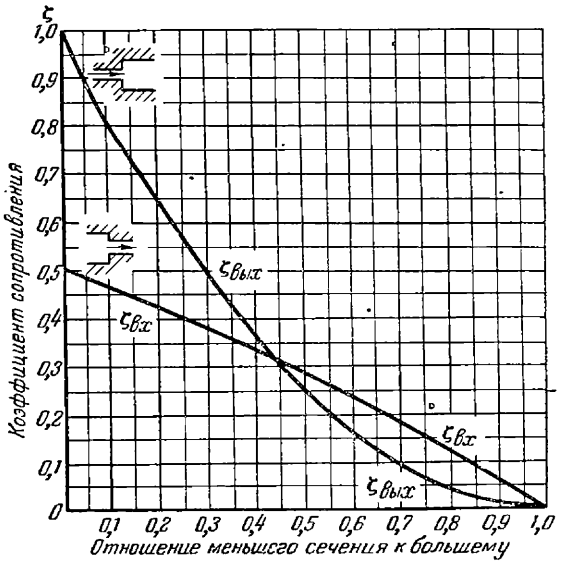
Фиг. 6-11. График для определения исходного коэффициента сопротивления для резких поворотов с закругленной внутренней кромкой (при $\frac{r_{вн}}{b} > 1$ принимать $\xi_{вн} = 0{,}39$).

Повороты с изменением сечений

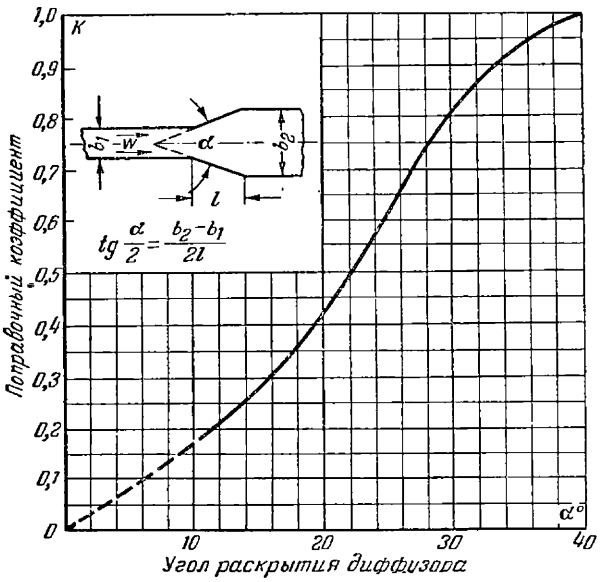
При неравенстве сечений на входе в поворот и выходе из него сопротивление зависит от того, имеется ли сужение сечения (поворот-конфузор) или расширение (поворот-диффузор).

Для поворотов-конфузоров принимаются те же значения коэффициентов местного сопротивления, как и для соответствующих поворотов с равными сечениями, но относятся они к средней скорости, равной полусумме входной и выходной скоростей.

Расчет поворотов-диффузоров производится по входной скорости, а коэффициенты местного сопротивления предварительно подсчитываются так же, как и для поворотов с равными сечениями (фиг. 6-12 и 6-13),



Фиг. 6-12. График для определения коэффициента сопротивления при внезапном изменении сечения (относится к скорости в меньшем сечении). $\xi_{вых}$ — коэффициент сопротивления выхода (расширение струи); $\xi_{вх}$ — коэффициент сопротивления входа (сжатие струи).



Фиг. 6-13. График для определения поправочного коэффициента сопротивлений диффузора в прямом канале к коэффициентам фиг. 6-12. При $\alpha > 40°$ считать как внезапное расширение сечения. При прямоугольном сечении и двухстороннем раскрытии диффузора размер b принимают по диагонали сечения (максимальный угол раскрытия.)

При расчете сопротивлений учитывают влияние загрязнений.

Поправочные коэффициенты с учетом загрязнения принимаются:

для секционных котельных пучков, расположенных до и после перегревателя, при работе на газе, мазуте и древесном топливе $K = 1{,}05$; при работе на угле и торфе (слоевое и камерное сжигание) $K = 1{,}15$;

для котельных пучков, расположенных в многобарабанных вертикально-водотрубных котлах, до и после пароперегревателя, при работе на древесном угле, газе и мазуте $K = 0{,}9$; при работе на угле и торфе (слоевое и камерное сжигание) $K = 1{,}0$.

Для змеевиковых пучков (перегреватели и гладкотрубные экономайзеры) $K = 1{,}3$ независимо от рода топлива и способа его сжигания.

Ребристые водяные экономайзеры

Сопротивление пучка, состоящего из труб с круглыми поперечными ребрами при поперечном обтекании, определяется по формуле

$$\Delta h = \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma_{пот} \; мм \text{ вод. ст.} \qquad (6\text{-}16)$$

Коэффициент сопротивления ζ определяется по формулам:

для тесного коридорного расположения при $s_1 = s_2 = d + 2h$ (d — наружный диаметр трубы; h — высота ребра в метрах)

$$\zeta = 0{,}165\, n \left(\frac{h}{d}\right)^{0{,}3} \left(\frac{t}{d}\right)^{-0{,}58}, \qquad (6\text{-}17)$$

где n — число рядов труб по глубине пучка;
t — шаг ребер вдоль трубы;

для свободного коридорного расположения при $s_1 = s_2 = 2d$

$$\zeta = 0{,}19 n \left(\frac{h}{d}\right)^{0{,}5} \left(\frac{t}{d}\right)^{-0{,}58}; \qquad (6\text{-}18)$$

для тесного шахматного расположения

$$\zeta = 2{,}0 \cdot n \left(\frac{t}{d}\right)^{-0{,}72} Re_{ст}^{-0{,}24}; \qquad (6\text{-}19)$$

для свободного шахматного расположения

$$\zeta = 2{,}7 \cdot n \left(\frac{h}{d}\right)^{0{,}45} \left(\frac{t}{d}\right)^{-0{,}72} Re_{ст}^{-0{,}24}; \qquad (6\text{-}20)$$

Для ребристых водяных экономайзеров при нормальном эксплоатационном загрязнении их (независимо от рода топки и топлива) рекомендуется принимать поправочный коэффициент $K = 2{,}0$.

Трубчатые воздухоподогреватели

Газовое сопротивление воздухоподогревателя состоит из сопротивления трения в трубах и сопротивлений входа в трубы и выхода

из них. Последние сопротивления подсчитывают по формуле

$$\Delta h_{изм} = (\zeta_{вх} + \zeta_{вых}) \frac{w^2 \gamma_{пот}}{2g} \text{ мм, вод. ст.,} \quad (6\text{-}21)$$

где $\zeta_{вх}$ и $\zeta_{вых}$ — коэффициенты, определяемые по графику фиг. 6-12.

Отношение живых сечений подсчитывают по приближенной формуле

$$\frac{\Omega_м}{\Omega_б} = \frac{0{,}785 d_{вн}^2}{s_1 \cdot s_2}. \quad (6\text{-}22)$$

где s_1 и s_2 — шаги в пучке по ширине и глубине его.

Поправочный коэффициент к суммарному газовому сопротивлению трубчатых воздухоподогревателей независимо от топлива и способа сжигания его принимается равным $K = 1{,}25$.

Пластинчатые подогреватели

Сопротивление трения при движении между пластинами определяют по формуле (6-6).

Эквивалентный диаметр канала принимается равным удвоенному размеру газовой щели: $d_э = 2s_г$; суммарная длина канала принимается равной высоте куба (обычно в отечественных конструкциях равной 2,5 *м*), умноженной на количество кубов по ходу газов.

Сопротивления вследствие изменения сечений при входе и выходе газов из кубов рассчитываются по формуле обычного типа

$$\Delta h_{изм} = m (\zeta_{вх} + \zeta_{вых}) \frac{w^2 \gamma_{пот}}{2g}, \quad (6\text{-}23)$$

где m — число кубов, последовательно расположенных по ходу газов.

Отношение живых сечений может быть определено по приближенной формуле

$$\frac{\Omega_м}{\Omega_б} = \frac{s_г}{s_г + s_в + 2\delta}, \quad (6\text{-}24)$$

где $s_г$ и $s_в$ — размеры газовой и воздушной щелей;

δ — толщина листа.

Поправочный коэффициент к газовому сопротивлению пластинчатых воздухоподогревателей для всех топлив и способов сжигания при нормальной степени загрязнения принимается равным $K = 1{,}5$.

Ребристые воздухоподогреватели

Для воздухоподогревателя отечественного производства (для скоростей $6 \div 15$ *м/сек* и стандартных размеров плит) сопротивление трения может быть определено по формуле

$$\Delta h = 1{,}5\, m \frac{w^2 \gamma_{пот}}{2g} \text{ мм вод. ст.,} \quad (6\text{-}25)$$

где m — число кубов, последовательно расположенных по ходу газов.

Сопротивление вследствие изменения сечений

$$\Delta h_{изм} = 0{,}64\, m \frac{w^2 \gamma_{пот}}{2g} \text{ мм вод. ст.} \quad (6\text{-}26)$$

Поправочный коэффициент к газовому сопротивлению чугунных воздухоподогревателей следует принимать равным $K = 1{,}25$.

6-3. РАСЧЕТ ДУТЬЕВОЙ И ТЯГОВОЙ УСТАНОВКИ

Дымовая труба

Диаметр дымовой трубы у устья в свету

$$d = 2 \sqrt{\frac{V_{тр}}{\pi w''_{тр} 3\,600}} \text{ м}, \quad (6\text{-}27)$$

где $V_{тр}$ — часовой объем газов у устья трубы, $м^3/час$;

$w''_{тр}$ — скорость газов на выходе из трубы, *м/сек*.

При естественной тяге $w''_{тр}$ не должна быть менее 4 *м/сек* при наименьшей возможной нагрузке котельного агрегата. При работе с дымососом $w''_{тр}$ может повышаться до $10 \div 20$ *м/сек*.

Высоту дымовой трубы L при работе без дымососа выбирают из условий получения заданной тяги. Последнюю можно определить из уравнения

$$s_{тр} = H_{пол} + \Sigma \Delta h_{пот} = L\, 273 \times$$

$$\times \left[\frac{\gamma^0_в}{273 + t^н_в} - \frac{\gamma^0_г}{273 + t^{ср}_{тр}} \right] \frac{b_0}{760} \text{ мм вод. ст.,} \quad (6\text{-}28)$$

где $H_{пол}$ — необходимая величина разрежения в месте присоединения борова к трубе, *мм* вод. ст.;

$\Sigma \Delta h_{пот}$ — потери на трение газов о стенки и потери при выходе газов из верхнего отверстия трубы (устья) в атмосферу, *мм* вод. ст.;

γ^0_t $\gamma^0_г$ — удельные веса воздуха и дымовых газов при нормальных условиях, $кг/нм^3$;

b_0 — барометрическое давление, *мм* рт. ст.;

$t_в^н$ — внешняя температура воздуха, °С;

$t_{тр}^{ср}$ — средняя температура газов в трубе, °С.

Дымососная установка

Часовая производительность дымососа

$$V_г' = A_v B a_д' V_0^д \frac{273 + t_д'}{273} \cdot \frac{760}{b_0} = м^3/час, \quad (6\text{-}29)$$

где A_v — коэффициент запаса, который при максимально длительной нагрузке по производительности обычно должен составлять 1,05 — 1,15;

B — часовой расход сожженного топлива при максимально длительной нагрузке дымососа, *кг/час*;

$a_д'$ — коэффициент избытка воздуха перед дымососом;

$V_0^д$ — объем газов, проходящих через дымосос, $м^3/кг$ сожженного топлива;

b_0 — барометрическое давление, *мм* рт. ст.;

$t_д'$ — температура газов у входа в дымосос, °С.

Абсолютное давление газов у дымососа

$$p_д = b_0 - \frac{(\Sigma\Delta h_п)_{вс}}{13{,}6} \; мм \text{ вод. ст.} \quad (6\text{-}30)$$

Полный напор, создаваемый дымососом:

$$H = (\Sigma\Delta h_п)_{вс} + (\Sigma\Delta h_п)_п + s_т'' - s_д'', \quad (6\text{-}31)$$

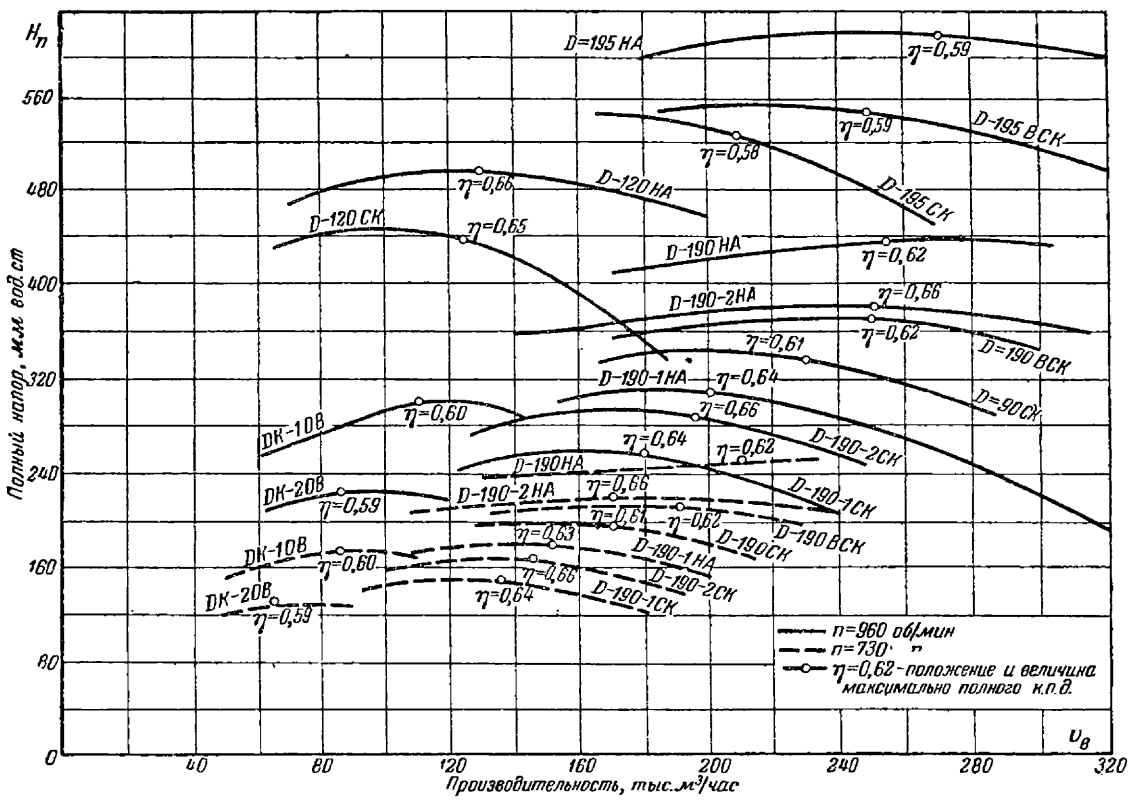
где $(\Sigma\Delta h_п)_{вс}$ — сумма сопротивлений с учетом самотяги на пути от топки до дымососа, *мм* вод. ст.;

$(\Sigma\Delta h_п)_п$ — то же от выхода из дымососа до выходного отверстия дымовой трубы, *мм* вод. ст.;

$s_т''$ — разрежение у входа газов из топки, *мм* вод. ст.;

$h_д''$ — динамический напор при выходе из дымовой трубы, *мм* вод. ст.

По полученным величинам производительности и полного напора дымососа при максимально длительной нагрузке с указанным выше запасом можно выбрать размер дымососа по табл. 6-1 и фиг. 6-14—6-17.



Фиг. 6-14. Сводные сокращенные характеристики типовых дымососов НЗЛ по полному напору при $n = 360$ и 750 об/мин и $t = 200°$ С.

Д—дымососы двойного всасывания; *ДК* — дымососы консольные; *НА* — неповоротные направляющие лопатки во всасывающих спиральных коробках; *СК*—спиральные всасывающие короба; *ВСК*— выпрямители в спиральных коробах; *ОВ*— осевое всасывание без направляющих (всасывающих) коробов.

ТАБЛИЦА 6-1

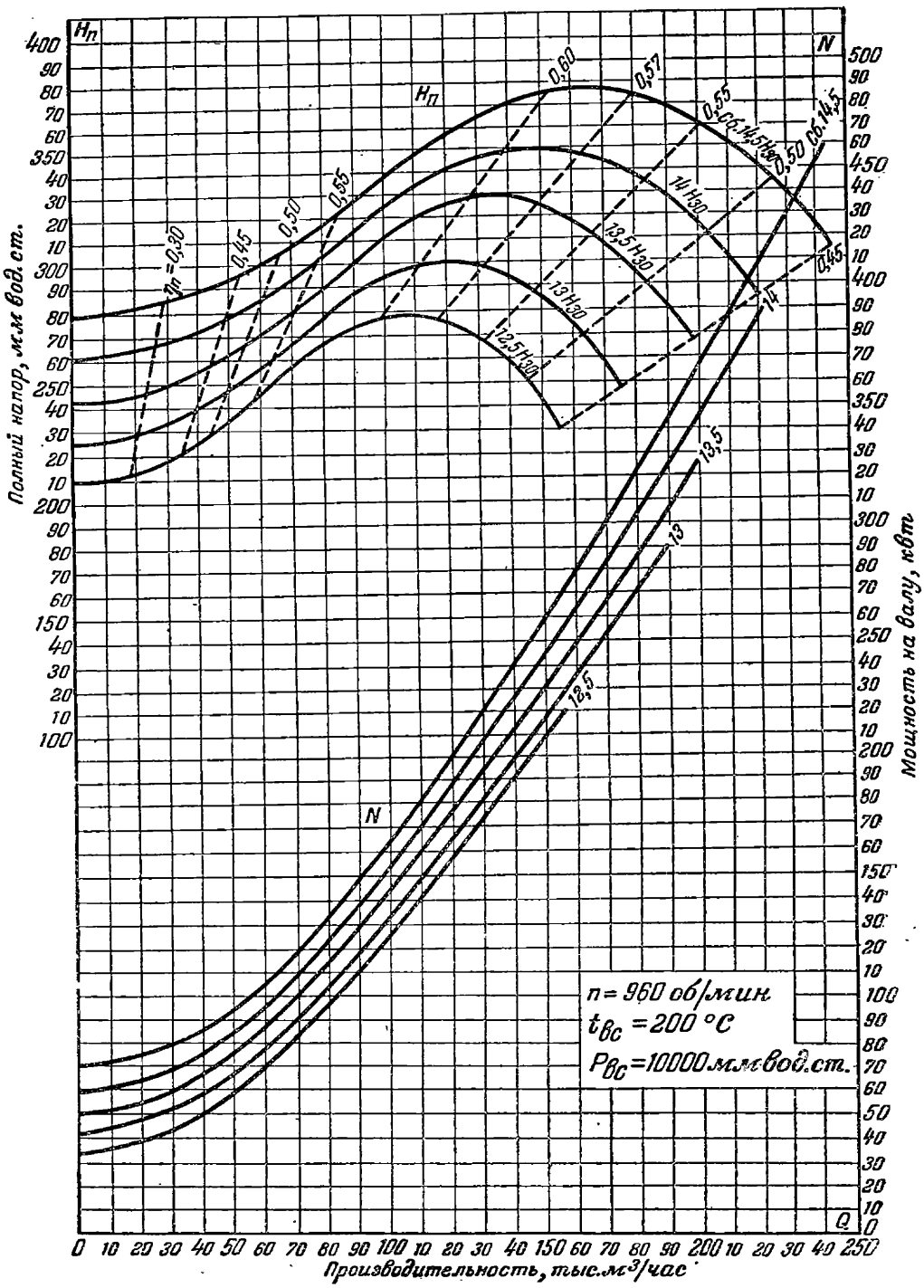
Основные характеристики дымососов завода им. Ленина (1939 г.) и завода „Красный котельщик" (1944 г.)

Тип дымососа / Диаметр колеса, *мм*	Форма всасывающих карманов	Производительность, тыс. $м^3/час$	Полный напор, *мм* вод. ст. при $t = 200°C$	Число об/мин	Потребляемая мощность, *квт*	Всасывающие патрубки ширина / длина, *мм*	Нагнетательный патрубок (сечение) ширина / длина, *мм*	Габариты, *мм*
D-190 / 1 550 — —типы A, B, C Тип D — 1 650	A	270	420	960	520	(Форма кожуха у D-190, D-190-1 и D-190-2 одинакова)		а) Длина от конца вала до муфты включительно — 4 910
	B	250	370		405			
	C	225	338		340			
	D	240	425		450			б) Высота от пола до конца нагнетательного патрубка — 3 200—4 200 в зависимости от компоновки
	A	200	255	730	229			
	B	190	215		179			
	C	170	195		150	Два патрубка (двустороннее всасывание)		
	D	200	250		220			
D-190-1 / 1 400	A	210	295	960	282			в) Ширина 3 000 — 5 050 в зависимости от компоновки (угол подвода и отвода газов)
	C	170	260		188			
	D	200	310		270			
	A	160	170	730	124	У типов B, C и D 1 100 / 1 655	1 200 / 1 570	
	C	130	150		83			
	D	160	175		125			
D-190-2 / 1 450	A	225	335	960	320	У типа A 1 100 / 1 900		
	C	190	299		230			
	D	240	375		380			
	A	170	193	730	140			
	C	160	165		104			
	D	200	220		185			
D-195 / 2 000	A	275	612	960	715	Два патрубка 1 100 / 1 580—B и C 1 900—A	1 300 / 1 500	а) 5 110 б) 3 000—4 300 в) 3 600—5 600
	B	250	555		650			
	C	225	518		550			
D-120 / 1 700	A	145	500	960	305	Два патрубка 1 100 / 1 500 B и C 1 600—A	1 000 / 1 200	а) 4 700 б) 2 200—3 800 в) 3 200—4 600
	B	133	455		255			
	C	120	425		220			
D-40/200 / 1 350	E	40	230	960	46	D-1 250	500 / 792	а) 1 325 б) 2 400—2 650 в) до 2 270
		30	133	730	20			
D-100/220 / 1 240	E	109	275	960	122	D-1 250	830 / 1 188	а) 1 525 б) 2 300—2 770 в) до 2 280
		75	160	730	54			

Примечание. Типы 1939 г.: Завода им. Ленина A — прямые карманы; B — выпрямители в спиральных карманах; C — спиральные карманы.
Тип 1944 г. (производство завода „Красный котельщик"; D — радиальные направляющие лопатки в спиральных карманах. E — консольные одностороннего всасывания с осевыми направляющими лопатками.

В 1944 г. заводы Главкотлотурбопрома начали выпускать также вентиляторы и дымососы типа „пылевые ЦАГИ" с диаметром колеса до 1 400 *мм*.

В 1945 г. ПКЗ начал также выпускать дымососы D300/400; $Y_в = 300$ *т* $м^3/час$; $H_п = 465$ *мм* вод. ст.; $t = 200°$ C; число оборотов в минуту 730; $\eta = 62\%$; $N = 1\,250$ *квт*.



Фиг. 6-15. Характеристика дымососа Д-10-H_{90}.

Необходимая для привода мощность на валу при прямой тяге составляет:

$$N_д = \frac{A_N V_г H_п}{3\,600 \cdot 102 \eta_д} \text{ квт}, \qquad (6\text{-}32)$$

где A_N — коэффициент запаса мощности электродвигателя, равный (по нормам) 1,1;

$\eta_д$ — к. п. д. дымососа по полному развиваемому им напору, колеблющийся в пределах 0,35—0,65.

Дутьевые вентиляторы

Расход воздуха через вентилятор

$$V_в^{сум} = BV \frac{273 + t_в}{273} \frac{760}{b_0} \text{ м}^3/\text{час}, \qquad (6\text{-}33)$$

где

$$V = V_0 (\alpha_т - \Delta'\alpha + \Delta\alpha_{вп}),$$

где $\Delta'\alpha$ — коэффициент присоса в топку помимо воздухоподогревателя, величина которого колеблется в пределах 0,1 ÷ 0,25.

Полный напор вентилятора

$$H_п = (\Sigma\Delta h_п) + (\Sigma\Delta h_п)_н - h_т' \text{ мм вод. ст.}, \qquad (6\text{-}34)$$

где $\Sigma\Delta h_п$ — сумма сопротивлений (за вычетом самотяги) всасывающего трубопровода при его наличии, *мм* вод. ст.;

$(\Sigma\Delta h_п)_н$ — то же на напорной стороне, включая требуемое (располагаемое) давление перед горелкой или под решеткой, *мм* вод. ст.;

$h_т'$ — разрежение в топке, *мм* вод. ст.

Вентилятор необходимого типа подбирают по полному напору и часовой производительности (фиг. 6-18 и 6-19).

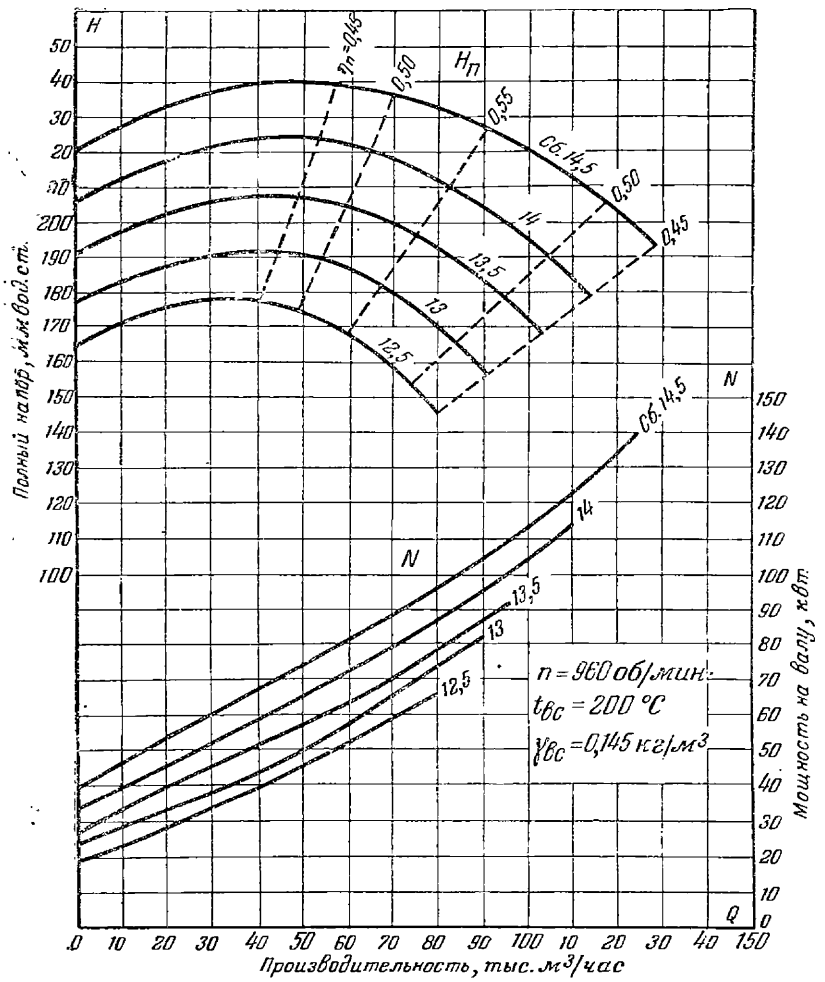
При окончательном выборе дутьевого вентилятора принимают запас только по напору в 5%.

Мощность двигателя можно определить по формуле

$$N_в = A_N \frac{V_в^{сум} \cdot H_п}{3\,600 \cdot 102 \eta_в} \text{ квт}, \qquad (6\text{-}35)$$

где A_N — коэффициент запаса мощности, равный 1,05;

$\eta_в$ — к. п. д. вентилятора по полному напору, колеблющийся в пределах 0,35 — 0,65.



Фиг. 6-16. Характеристика дымососа Д-10$_э$.

Задача 6-18. Произвести расчет тяговой установки котельного агрегата, конструкция которого показана на фиг. 4-7.

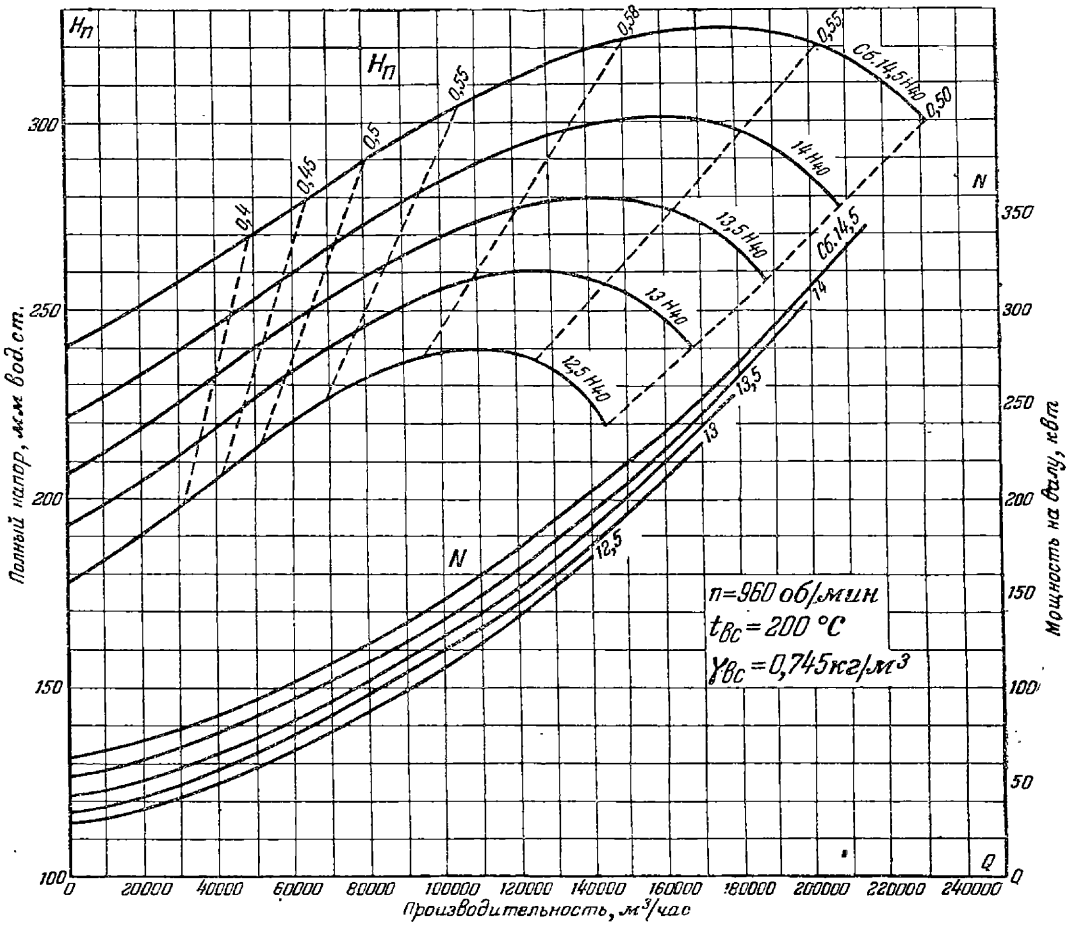
Конструктивные и тепловые характеристики агрегата, необходимые для расчета газовых сопротивлений, сведены в табл. 6-2.

Решение

Котельный пучок

Трубы котельного пучка расположены коридорно; направление потока газов перпендикулярное; шаг труб вдоль потока газов $s_2 = 250$ *мм* и поперек потока $s_1 = 180$ *мм* (*см.* табл. 6-2). Отношение шага к диаметру

$$\frac{s_2}{d_н} = \frac{250}{83} = 3{,}0, \quad \frac{s_1}{d_н} = \frac{180}{83} = 2{,}17.$$



Фиг. 6-17. Характеристика дымососа Д-$Н_{40}$.

Средняя температура газов в котельном пучке

$$t_г^{ср} = \frac{t_0 + t_{пп}}{2} = \frac{1\,099 + 950}{2} = 1\,024°\text{C}.$$

Средний секундный объем газов в пучке

$$V_{сек} = \frac{BV_{ср}(273 + t_г^{ср})}{3\,600 \cdot 273} = \frac{18\,900 \cdot 4{,}93\,(273 + 1\,024)}{3\,600 \cdot 273} =$$

$$= 123\ м^3/сек.$$

Площадь поперечного сечения для прохода газов

$$\Omega_г = l_к (b_к - n d_н) = 6{,}5\,(5{,}2 - 26{,}0 \cdot 0{,}083) = 19{,}6\ м^2.$$

Скорость газов в пучке

$$w = \frac{V_{сек}}{\Omega_г} = \frac{123}{19{,}6} = 6{,}3\ м/сек.$$

Температуру стенки кипятильной трубы принимаем по данным теплового расчета $t_{ст} = 242°\text{C}$.

Сопротивление котельного пучка труб по графику фиг. 6-6

$$\Delta h = \Delta h_{гр}\, \varphi_s n = 0{,}1 \cdot 0{,}87 \cdot 4 = 0{,}35\ мм \text{ вод. ст.},$$

где $\Delta h_{гр} = 0{,}1$ при $w = 6{,}3\ м/сек$ и $t_{пот} = 1\,024°\text{C}$;

$\varphi_s = 0{,}87$ — поправочный коэффициент при

$$\frac{s_2}{s_1 - d} = \frac{250}{250 - 83} = 1{,}44 < 3.$$

Число рядов труб в глубину пучка $n = 4$.

С учетом поправки получаем:

$$\Delta h \cdot K = 0{,}35 \cdot 1{,}15 = 0{,}4\ мм \text{ вод. ст.}$$

Пароперегреватель

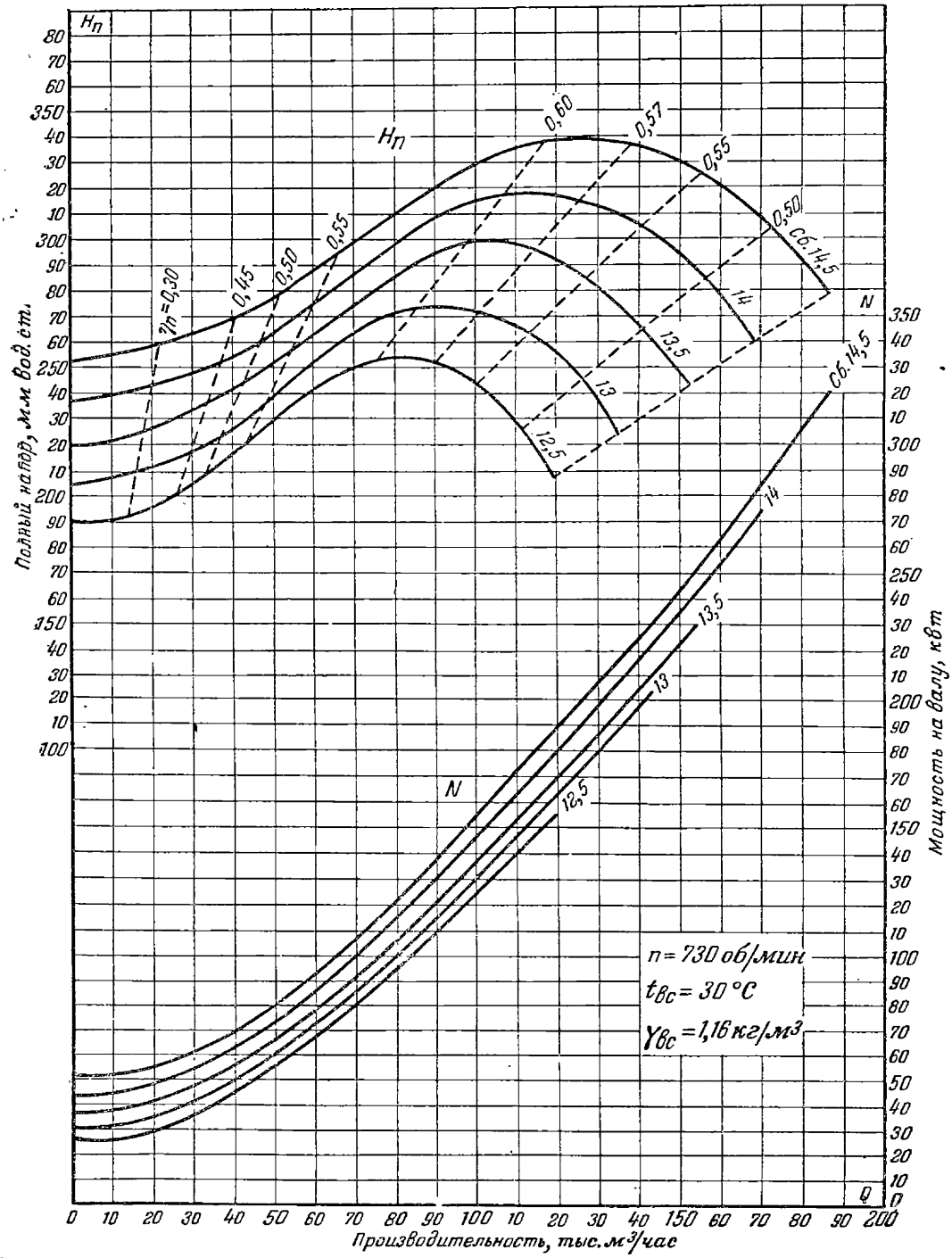
Сопротивление пароперегревателя определяем по графику фиг. 6-6.

Средняя температура газов по газоходу пароперегревателя

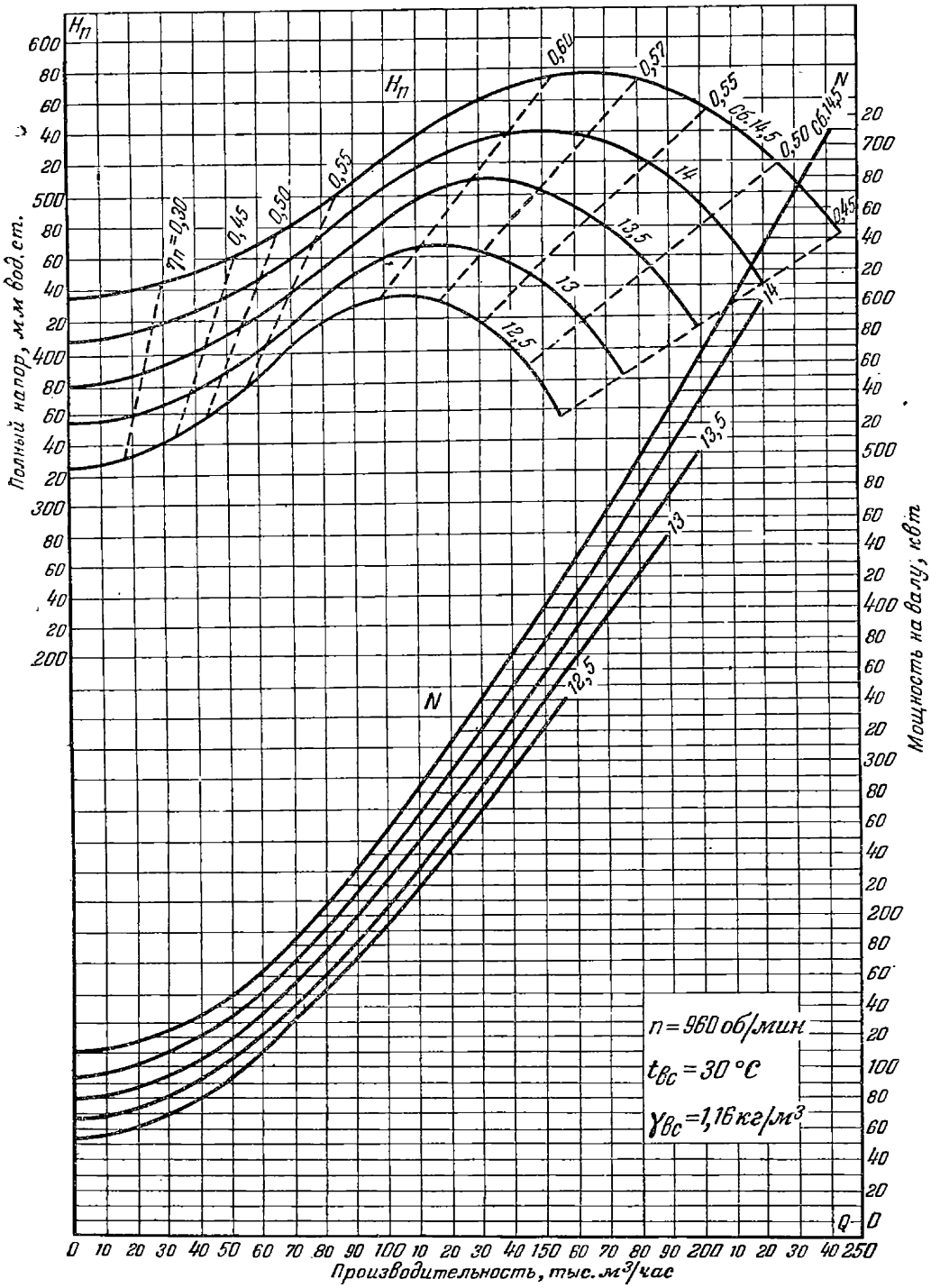
$$t_г^{ср} = \frac{950 + 630}{2} = 790°\text{C}.$$

Шаг по длине газохода $\frac{s_2}{d_н} = \frac{100}{38} = 2{,}63$.

Шаг по ширине газохода $\frac{s_1}{d_н} = \frac{90}{38} = 2{,}37$.



Фиг. 6-18. Характеристика дутьевого вентилятора ВД-10-$Н_{30}$ 730 об/мин.



Фиг. 6-19. Характеристика дутьевого вентилятора ВД-10-$Н_{30}$ 960 об/мин.

ТАБЛИЦА 6-2

Основные исходные данные для расчета тягового устройства котельного агрегата

Исходные данные	Обозначения	Топка	Котельный пучок	Пароперегреватель	Промежуточный газоход	Водяной экономайзер	Промежуточный газоход	Воздухоподогреватель	Последний газоход агрегата
Разность высот между концом и началом газохода, *м*		+8,2	—	—	+2,1	—4,5	—	—	—10,8
Длина газохода, *м*	$l_г$	—	—	—	—	—	—	8,0	—
Среднее живое поперечное сечение газохода, *м²*	$\Omega_п$	5,2×6,5	19,6	12,3	13,0	5,45	—	4,06	—
Расположение труб поверхности нагрева в газоходе (способ обмывания)		—	Коридорное	Коридорное	—	Шахматное	—	Вдоль труб	—
Угол атаки труб газами, град.		—	90	90	—	90	—	—	—
Число рядов труб по ходу газов	n	—	4	24	—	30	—	—	—
Наружный диаметр труб, *мм*	$d_н$	—	83,0	38,0	—	38,0	—	46,0	—
Шаг труб, *мм*:									
вдоль потока газов	s_2	—	250	100	—	80	—	—	—
поперек потока газов	s_1	—	180	90	—	85			
Отношение $\frac{s_2}{d_н}$		—	3,0	2,64	—	2,1	—	—	—
Отношение $\frac{s_1}{d_н}$		—	2,17	2,37	—	2,24	—	—	—
Живое сечение, *м²*:									
в начале газохода	Ω_1	—	19,6	18,7					
в конце газохода	Ω_2	—	19,6	6,2	13,0	5,45	9,5	4,06	9,5

Отношение $\frac{s_2/d}{s_1/d-1}=\frac{2,63}{2,37-1}=1,92$.

24 ряда труб перегревателя расположены в коридорном порядке; омывание газами — поперечное.

Секундный объем газов в пучке

$$V_{сек}=\frac{BV_{ср}(273+t_г^{ср})}{3\,600\cdot 273}=\frac{18\,900\cdot 4,93(273+790)}{3\,600\cdot 273}=$$

$$=101\ м^3/сек.$$

Живое сечение пароперегревателя

$$\Omega_п=(b-nd_н)h_{ср}=(5,2-56\cdot 0,038)4=12,3\ м^2.$$

Средняя скорость газов по пароперегревателю

$$w^{ср}=\frac{V_{сек}}{\Omega_п}=\frac{101}{12,3}=8,22\ м/сек.$$

Средняя температура стенки труб пароперегревателя

$$t_{ст}=\vartheta_{ср}+25=\frac{241,5+420}{2}+25=356°C.$$

По графику фиг. 6-6 находим $\Delta h_{гр}=0,21$ и коэффициент $\varphi_s=1,12$. Тогда газовое сопротивление перегревателя составит:

$$\Delta h=\Delta h_{гр}\,\varphi_s n=0,21\cdot 1,12\cdot 24=5,05\ мм\ вод.\ ст.$$

С поправкой

$$\Delta hK=5,05\cdot 1,3=6,6\ мм\ вод.\ ст.$$

Газоход между перегревателем и водяным экономайзером

Сопротивление газов на повороте 90° перед водяным экономайзером

$$\Delta h=\zeta\frac{w^2\gamma}{2g}.$$

Коэффициент сопротивления ζ для резкого „нормального" поворота

$$\zeta=1,2\cdot B=1,2.$$

При угле поворота $\alpha=90°$ (фиг. 6-8) $B=1,0$.

Сечение газохода за пароперегревателем

$$\Omega_1=5,2\cdot 2,5=13\ м^2.$$

Скорость газов за пароперегревателем

$$w=7\ м/сек.$$

Сечение газохода перед водяным экономайзером

$$\Omega'_э=5,2\cdot 1,8=9,36\ м^2.$$

Скорость газов в этом сечении 9,75 *м/сек*.

Средняя скорость в прямом канале

$$w^{ср}=\frac{7+9,75}{2}=8,37\ м/сек.$$

При $t_{пот} = 509°C$

$$h_{дин} = \frac{w^2\gamma}{2g} = 1{,}7.$$

Подсчет скоростного напора $hд$ удобно производить, пользуясь графиком фиг. 6-20.

Сопротивление газов на повороте перед водяным экономайзером будет:

$$\Delta h_{пов} = 1{,}2 \cdot 1{,}7 = 2{,}0 \text{ мм вод. ст.}$$

Водяной экономайзер

Расположение труб водяного экономайзера — шахматное. Средняя скорость газов $w_{ср} = 14{,}8$ м/сек.

Температура потока газов $t_{пот} = 509°$ С и $t_{ст} = 195°$ С.

Число рядов 28. Диаметр труб $d_н = 38$ мм.

Шаг труб по длине и ширине газохода $\frac{s_1}{d_н} = \frac{80}{38} = 2{,}1$;

$$\frac{s_1'}{d_н} = \frac{85}{38} = 2{,}21; \quad s_2' = \frac{92}{38} = 2{,}36.$$

По графику фиг. 6-5 $\varphi_s = 0{,}95$; $\varphi_t = 1{,}1$.

Газовое сопротивление водяного экономайзера

$$\Delta h = \Delta h_{гр} \varphi_s \cdot \varphi_t (n+1) =$$

$$= 1{,}6 \cdot 0{,}95 \cdot 1{,}1 \cdot (28+1) = 48{,}0 \text{ мм вод. ст.}$$

Вводя поправочный коэффициент $K = 1{,}3$, получаем:

$$\Delta h_э = 48{,}0 \cdot 1{,}3 = 62{,}5 \text{ мм вод. ст.}$$

Потеря при входе в экономайзер

$$\Delta h_{вх} = \zeta \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 0{,}25 \cdot 4{,}4 = 1{,}1 \text{ мм вод.ст.}$$

Коэффициент сопротивления $\zeta = 0{,}25$ определен по графику фиг. 6-12 при

$$\frac{\Omega_м}{\Omega_б} = \frac{5{,}45}{9{,}36} = 0{,}582.$$

$h_{дин} = 4{,}4$ мм вод. ст. при $t_{з.пп} = 630°$ С и $w = 14{,}8$ м/сек.

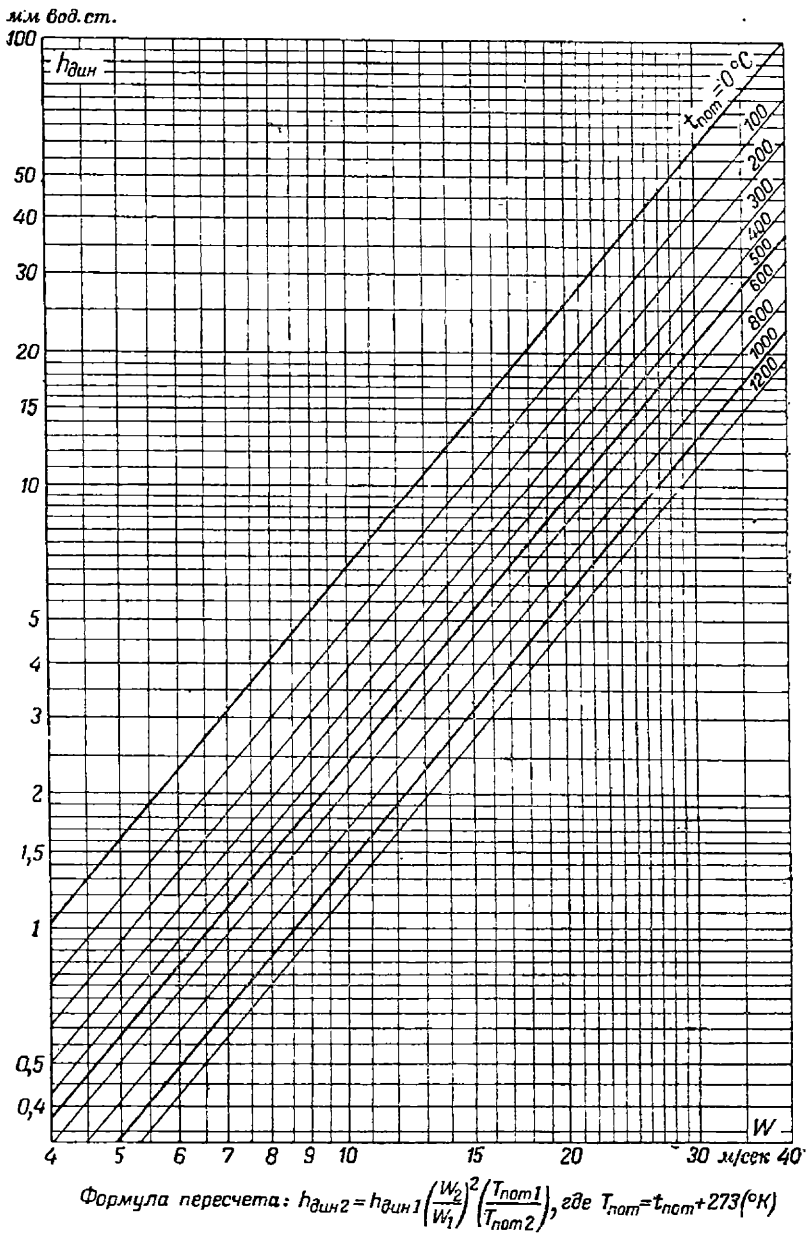
Потеря при выходе из экономайзера

$$\Delta h_{вых} = \zeta \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 0{,}184 \cdot 3{,}75 = 0{,}69 \text{ мм вод. ст.}$$

Здесь $\zeta = 0{,}184$ определено по графику фиг. 6-12 при

$$\frac{\Omega_м}{\Omega_б} = \frac{5{,}45}{9{,}9} = 0{,}574.$$

Динамический напор $h_{дин} = 3{,}75$ мм вод. ст. Определен по графику фиг. 6-20 при $w = 12$ м/сек и $t_{пот} = 403°$ С.



Фиг. 6-20. График для определения динамического напора ($h_{дин}$) для потока воздуха под давлением 760 мм вод. ст.

Таким образом, суммарная потеря сопротивления в водяном экономайзере будет:

$$\Sigma\Delta h_э = \Delta h_{вх} + \Delta h_{пов} + \Delta h_э + \Delta h_{вых} = 1{,}1 + 2{,}0 + 62{,}5 + 0{,}69 = 66{,}3 \text{ мм вод. ст.}$$

Воздушный подогреватель

Скорость газов при входе в воздухоподогреватель

$$w'_{вп} = \frac{5{,}45 \cdot 18\,900\,(273+403)}{3\,600 \cdot 4{,}06 \cdot 273} = 17{,}4 \text{ м/сек.}$$

Потеря тяги при входе в воздухоподогреватель

$$\Delta h_{вх} = \zeta \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 0{,}317 \cdot 8{,}0 = 2{,}54 \text{ мм вод. ст.}$$

$\zeta = 0{,}317$ определено по графику фиг. 6-12 при

$$\frac{\Omega_м}{\Omega_б} = \frac{4{,}06}{9{,}5} = 0{,}427.$$

Потери на трение в трубах воздушного подогревателя

$$\Delta h_{тр} = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{Re}} \cdot \frac{l}{d} \frac{w^2\gamma_г}{2g} \left(\frac{T_{пот}}{T_{ст}}\right)^{0{,}583} \text{ мм вод. ст.}$$

Здесь все физические константы отнесены к температуре стенки $t_{ст} = 229°$ С.

Средняя скорость газов в трубах воздухоподогревателя

$$w^{ср} = \frac{5{,}45 \cdot 18\,900\,(273 + 294)}{3\,600 \cdot 4{,}06 \cdot 273} = 15{,}8 \text{ м/сек},$$

где 294° С — средняя температура газов в воздухоподогревателе

$$\left(\frac{403 + 185}{2} = 294° \text{ С}\right).$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w^{ср} d}{\nu} = \frac{15{,}8 \cdot 0{,}046 \cdot 10^6}{36{,}3} = 20\,000.$$

Здесь $\nu = 36{,}3 \cdot 10^{-6}$ $м^2/сек$ — коэффициент кинематической вязкости газов.

Коэффициент трения

$$\lambda = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{Re}} = \frac{0{,}316}{\sqrt[4]{20\,000}} = \frac{0{,}316}{12{,}0} = 0{,}0264;$$

$$\left(\frac{t_{пот}}{t_{ст}}\right)^{0{,}583} = \left(\frac{567}{502}\right)^{0{,}583} = 1{,}08;$$

$$h_{дин} = \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 8{,}0 \text{ мм вод. ст.}$$

Подставляя все найденные величины в выражение для определения $\Delta h_{тр}$, получим:

$$\Delta h_{тр} = 0{,}0264 \frac{8{,}0}{0{,}046} 8{,}0 \cdot 1{,}08 = 39{,}6 \text{ мм вод. ст}$$

Скорость газов на выходе из воздухоподогревателя

$$w''_{вп} = \frac{5{,}4525 \cdot 18\,900\,(273 + 185)}{3\,600 \cdot 4{,}06 \cdot 273} = 11{,}9 \text{ м/сек}.$$

Потеря с выходной скоростью из воздухоподогревателя

$$\Delta h_{вых} = \zeta \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 0{,}335 \cdot 5{,}05 = 1{,}69 \text{ мм вод. ст.};$$

$h_д = 5{,}05$ мм вод. ст.;

$\zeta = 0{,}335$ при $\frac{\Omega_м}{\Omega_б} = 0{,}427$ (по графику фиг. 6-12).

Полное газовое сопротивление воздухоподогревателя

$$\Delta h_{вп} = \Delta h_{вх} + \Delta h_{тр} + \Delta h_{вых} = 2{,}54 + 39{,}6 + 1{,}69 =$$
$$= 43{,}83 \text{ мм вод. ст.}$$

Учитывая практические данные, расчетную величину увеличиваем в 1,25 раза. Тогда

$$\Delta h_{вп} = 42{,}14 \cdot 1{,}25 = 54{,}8 \text{ мм вод. ст.}$$

Самотяга в котельном агрегате

Нивелирные высоты газоходов приведены в табл. 6-2. Расчетная формула для самотяги газоходов

$$\Delta h_г = h_1(\gamma_в - \gamma_1) + h_2(\gamma_в - \gamma_2) + h_3(\gamma_в - \gamma_3) + h_4(\gamma_в - \gamma_4).$$

Средняя температура в топке:

$$t_m^{ср} = \sqrt[3]{0{,}85 T_г T_m} - 273 =$$
$$= 0{,}85 \sqrt[3]{(1\,099 + 273)(1\,705 + 273)} - 273 = 1\,247° \text{С}.$$

Удельный вес газов

$$\gamma_г = 1{,}34 \frac{273}{273 + 1\,247} = 0{,}241 \text{ кг/м}^3.$$

Самотяга в топке при $h_1 = 8{,}2$ м, считая от центра горелок:

$$h_c^m = 8{,}2\,(1{,}2 - 0{,}241) = 7{,}85 \text{ мм вод. ст.}$$

$$t_г^{ср} = \frac{1\,099 + 630}{2} = 864° \text{ С}.$$

$$\gamma_г = 1{,}34 \frac{273}{273 + 864} = 0{,}326 \text{ кг/м}^3.$$

Самотяга на втором подъемном участке при $h_2 = +2{,}1$ м

$$h_c'' = 2{,}1\,(1{,}2 - 0{,}326) = 1{,}84 \text{ мм вод. ст.};$$

$$t_г^{ср} = \frac{630 + 398}{2} = 514° \text{ С};$$

$$\gamma_г = 1{,}34 \frac{273}{273 + 514} = 0{,}465 \text{ кг/м}^3.$$

Самотяга на третьем (опускном) участке

$$h_{c3} = -4{,}5\,(1{,}2 - 0{,}465) = -3{,}3 \text{ мм вод. ст.}$$

Самотяга на четвертом (опускном) участке

$$h_{c4} = -10{,}8\,(1{,}2 - 0{,}644) = -6{,}0 \text{ мм вод. ст.}$$
$$\gamma_4 = 0{,}644 \text{ кг/м}^3.$$

Подставляя эти величины в формулу для самотяги газоходов, будем иметь:

$$\Delta h_г = 7{,}85 + 1{,}84 - 3{,}3 - 6{,}0 = 0{,}4 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление газоходов между котельным агрегатом и дымовой трубой

Для предохранения дымососов от износа за котельным агрегатом установлен на высоте 7 м электрофильтр. Расстояние от вертикальной оси воздухоподогревателя до оси электрофильтра составляет 10 м.

На пути движения газов из воздухоподогревателя к электрофильтру имеется поворот на 90° в три параллельных канала с $d_{тр} = 1{,}3$ м.

Газоход между воздухоподогревателем и электрофильтром

Площадь живого сечения газохода до разветвления

$$\Omega_1 = 1{,}828 \cdot 5{,}2 = 9{,}5\ м^2.$$

Скорость газов в этом сечении

$$w_1 = \frac{18\,900 \cdot 5{,}80\,(273+185)}{3\,600 \cdot 9{,}5 \cdot 273} = 5{,}38\ м/сек.$$

Коэффициент сопротивления при резком повороте на 90° (см. фиг. 6-8)

$$\zeta = 1{,}2 \cdot B = 1{,}2 \cdot 1{,}0 = 1{,}2.$$

Потеря напора при повороте перед разветвлением

$$\Delta h_1 = 1{,}2 \cdot 0{,}77 \frac{5{,}38^2}{19{,}6} = 1{,}3\ мм \text{ вод. ст.}$$

Площадь живого сечения газохода после разветвления на три рукава:

$$\Omega_2 = \frac{3 \cdot \pi d^2}{4} = \frac{3 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}3^2}{4} = 4{,}0\ м^2.$$

Отношение сечений

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \frac{4{,}0}{9{,}5} = 0{,}42.$$

Коэффициент сопротивления по графику (фиг. 6-12)

$$\zeta = 0{,}33.$$

Суммарный коэффициент сопротивления

$$\zeta = 0{,}33 + 1{,}2 = 1{,}53.$$

Скорость газов в меньшем сечении (круглые каналы)

$$w = \frac{18\,900 \cdot 5{,}80\,(273+185)}{3\,600 \cdot 4{,}0 \cdot 273} = 12{,}8\ м/сек.$$

Потеря напора в газоходах перед электрофильтрами

$$\Delta h'_{эл} = 1{,}53 \cdot 0{,}77 \cdot \frac{12{,}8^2}{19{,}6} = 9{,}8\ мм \text{ вод. ст.}$$

Так как относительная длина этого газохода невелика, то потерей на трение можно пренебречь.

Подсчитываем сопротивление при выходе из газохода и при повороте на 90° в электрофильтре.

Живое сечение электрофильтра

$$\Omega_б = 3 \cdot 5{,}2 = 15{,}6\ м^2.$$

Коэффициент сопротивления при резком изменении сечения с 4 до 15,6 $м^2$ у выхода (по графику фиг. 6-12)

при отношении $\frac{\Omega_м}{\Omega_б} = \frac{4}{15{,}6} = 0{,}25$

$$\zeta_{вых} = 0{,}56.$$

Сопротивление при расширении сечения

$$\Delta h = 0{,}56 \cdot 0{,}77 \frac{12{,}8^2}{19{,}6} = 3{,}5\ мм \text{ вод. ст.}$$

Живое сечение электрофильтра для подсчета поворота на угол 90°

$$\Omega_{эл} = 3{,}3 \cdot 5{,}2 = 17{,}2\ м^2.$$

Скорость газов в сечении 17,2 $м^2$

$$w = 2{,}96\ м/сек.$$

По формуле (6-14) и графику фиг. 6-8 коэффициент сопротивления резкого поворота на 90° (в сечении 17,2 $м^2$) $\zeta = 1{,}2$.

Величина сопротивления при резком повороте будет:

$$\Delta h_{р.п} = \zeta \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 1{,}2 \cdot 0{,}77 \frac{2{,}56^2}{19{,}6} = 0{,}4\ мм \text{ вод. ст.}$$

Таким образом, сопротивление газов между воздухоподогревателем и электрофильтром будет:

$$\sum \Delta h = 1{,}3 + 9{,}8 + 3{,}5 + 0{,}4 = 15{,}0\ мм \text{ вод. ст.}$$

Сопротивление электрофильтра

По данным треста „Газоочистка" сопротивление электрофильтра $h_{эл} = 10\ мм$ вод. ст.

Сопротивление двух плавных поворотов в 6 рукавах за электрофильтром

Живое сечение

$$\Omega = \frac{6\pi d^2}{4} = \frac{6 \cdot 3{,}14 \cdot 1{,}0}{4} = 4{,}7\ м^2.$$

Скорость газов в этом сечении

$$w = \frac{18\,900 \cdot 5{,}804\,(273+185)}{3\,600 \cdot 4{,}7 \cdot 273} = 10{,}85\ м/сек.$$

Коэффициент сопротивления при плавном повороте определяем по формуле (6-13)

$$\zeta = \zeta_0 BC.$$

В нашем случае при $\frac{R}{b} = 1$

$\zeta = 0{,}19$ (см. фиг. 6-7); $B = 1{,}0$ (см. фиг. 6-8);

$C = 1$ (для круглого сечения).

Таким образом,

$$\zeta = 0{,}19 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 0{,}19.$$

Величина сопротивления двух плавных поворотов за электрофильтрами

$$\Delta h_{п.п} = 2\zeta \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 2 \cdot 0{,}19 \cdot 4{,}5 = 1{,}7\ мм \text{ вод. ст.}$$

Здесь $h_{дин} = \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 4{,}5\ мм$ вод. ст. по графику фиг. 6-20 при $w = 10{,}85\ м/сек$ и $t_г^{ср} = 185°$ С.

Потери на трение на участке от электрофильтра до кожуха дымососа

$$\Delta h_{тр} = \lambda_{гл} \frac{l w^2 \gamma_г}{2g} = 0{,}0145 \frac{14{,}0}{1{,}0} \cdot \frac{0{,}77 \cdot 10{,}85^2}{19{,}6} = 1{,}0\ мм,$$

где $\lambda_{гл}$ коэффициент трения:

$$\lambda_{гл} = \frac{0{,}857}{(\lg Re)^{2{,}4}} = \frac{0{,}857}{(\lg 350\,000)^{2{,}4}} = \frac{0{,}857}{58{,}9} = 0{,}0145.$$

Сопротивление поворота на 90° перед дымососом

$$\Delta h_{пов} = \zeta \frac{w^2\gamma_г}{2g} = \zeta h_{дин} = 1{,}2 \cdot 4{,}5 = 5{,}4\ мм \text{ вод. ст.}$$

Здесь $h_{дин} = 4{,}5\ мм$ вод. ст.

Вычисляем сопротивление двух плавных поворотов перед дымососом на угол $\alpha = 45°$ (конфузор).

Повороты происходят в постепенно расширяющемся газоходе. Площадь живого сечения до поворотов

$$\Omega_1 = 2 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}5 = 4{,}2\ м^2.$$

Площадь живого сечения после поворотов

$$\Omega_2 = 2 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}655 = 3{,}64\ м^2.$$

Среднее сечение

$$\Omega_{ср} = \frac{4{,}2 + 3{,}64}{2} = 3{,}92\ м^2.$$

Скорость в среднем сечении

$$w_{ср} = 13{,}05\ м/сек.$$

Сопротивление двух плавных поворотов

$$\Delta h_{пов} = 2\zeta h_{дин} = 2{,}0 \cdot 0{,}13 \cdot 6{,}6 = 1{,}7\ мм \text{ вод. ст.}$$

Здесь

$\zeta = 0{,}2$ при $\frac{R}{b} = 1$ по графику фиг. 6-7;

$B = 0{,}65$ для $\alpha = 45°$ по графику фиг. 6-8;

$C = 1{,}0$ при $\frac{a}{b} = \frac{1{,}5}{1{,}4} = 1{,}07$ по графику фиг. 6-9;

$$\zeta = \zeta_0 BC = 0{,}2 \cdot 0{,}65 \cdot 1{,}0 = 0{,}13;$$

$h_{дин} = \frac{w^2\gamma_г}{2g} = 6{,}6\ мм$ вод. ст. по графику фиг. 6-20;

$$\Delta h = 2\zeta h_{дин} = 2 \cdot 0{,}13 \cdot 6{,}6 = 1{,}7\ мм \text{ вод. ст.}$$

Таким образом, общее сопротивление газоходов между электрофильтром и дымососом составит:

$$\Sigma \Delta h = 1{,}7 + 1{,}0 + 5{,}4 + 1{,}7 = 9{,}8\ мм \text{ вод. ст.}$$

Самотяга в электрофильтре и вертикальных газоходах перед дымососом

$$h_c = (h_{под} - h_{оп})(\gamma_в - \gamma_г) = (9{,}7 - 9{,}31)(1{,}2 - 0{,}797) =$$

$$= 1{,}6\ мм \text{ вод. ст.}$$

Дымовая труба

Часовой объем газов, проходящий через устье трубы при $D = 75\ т/час$, составит:

$$V_г = \frac{BV_{ср}(273 + t_г^{ср})}{273} =$$

$$= \frac{18\,900 \cdot 5{,}893\,(273 + 180)}{273} = 185\,000\ м^3/час.$$

Среднюю температуру газов в дымовой трубе принимаем в 180° С.

Высота трубы $L = 33\ м$.

Самотяга трубы

$$s_{тр} = L \cdot \left(\gamma_в - \gamma_г \frac{273}{273 + 180}\right) \cdot \frac{730}{760} =$$

$$= 33{,}0\left(1{,}2 - 1{,}34 \frac{273}{273 + 180}\right) \cdot \frac{730}{760} = 14{,}5\ мм \text{ вод. ст.}$$

Скорость газов на выходе из трубы

$$w = \frac{V_г}{3\,600 \cdot \Omega} = \frac{185\,000}{3\,600 \cdot 3{,}77} = 13{,}7\ м/сек.$$

Потеря в выходном сечении трубы

$$h''_{тр} = \frac{w^2\gamma_г}{2g} = \frac{13{,}7^2}{2 \cdot 9{,}81} 0{,}807 = 8{,}0\ мм \text{ вод. ст.}$$

Средний диаметр трубы равен $2\ м$.

Скорость в среднем сечении дымовой трубы

$$w^{ср} = \frac{185\,000}{3\,600 \cdot 3{,}14} = 16{,}4\ м/сек.$$

Коэффициент трения в трубе определяем по формуле

$$\lambda = \frac{0{,}047}{\sqrt[3]{2{,}0}} = 0{,}037.$$

Потеря на трение в трубе

$$h_{тр} = \lambda \frac{Lw^2\gamma_г}{d2g} = 0{,}037 \frac{33{,}0}{2{,}0} \cdot \frac{16{,}4^2}{19{,}62} 0{,}807 = 6{,}7\ мм \text{ вод. ст.}$$

Общие потери в дымовой трубе

$$8{,}0 + 6{,}7 = 14{,}7\ мм \text{ вод. ст.}$$

Таким образом, общее сопротивление всех газоходов котельного агрегата при $D = 75\ т/час$ без учета запыленности газов составляет:

Разрежение вверху топочной камеры принимаем	3,0	мм	вод.	ст.
Сопротивление труб кипятильного пучка	0,4	»	»	»
Сопротивление пароперегревателя	6,6	»	»	»
Сопротивление газохода между пароперегревателем и водяным экономайзером	2,0	»	»	»
Сопротивление водяного экономайзера	66,0	»	»	»
Сопротивление воздухоподогревателя	54,8	»	»	»
Самотяга газоходов	0,4	»	»	»
Сопротивление между воздухоподогревателем и электрофильтром	15,0	»	»	»
Сопротивление электрофильтра	10,0	»	»	»
Сопротивление газоходов между электрофильтром и кожухом дымососа	9,8	»	»	»
Сопротивление заслонок, прямых участков и прочие неучтенные сопротивления принимаем равными	10,0	»	»	»
Самотяга в электрофильтре и в вертикальных газоходах между дымососом и электрофильтром	1,6	»	»	»
Самотяга дымовой трубы	14,5	»	»	»
Потеря в выходном сечении трубы	8,0	»	»	»
Потеря на трение в дымовой трубе	6,7	»	»	»
Всего	209,1	мм	вод.	ст.*

* Поправку на загрязнение дымовых газов золой не учитываем, так как $A^P = 27{,}3\% < \frac{3\,153}{100}$.

Суммарное сопротивление с поправкой на удельный вес газов и барометрическое давление

$$\Delta H = \Sigma\Delta h \frac{\gamma_г^0}{1{,}293}\frac{760}{b_0} = 209\,\frac{1{,}34}{1{,}293}\,\frac{760}{730} = 226\ мм \text{ вод. ст.}$$

Выбор дымососа

При максимальной нагрузке котла расход газов при $t_y = 185°$ С; $b_0 = 730$ *мм* рт. ст., $\gamma_г^0 = 1{,}34$ *кг/нм*^{3} будет:

$$Q = 187\,000 \cdot \frac{760}{730} = 195\,000\ м^3/час,$$

$$\Delta h = 226\ мм \text{ вод. ст.}$$

Определяем расчетный режим дымососа с учетом запасов.

$$Q^{расч} = 1{,}1\,195\,000 = 214\,000\ м^3/час;$$

$$H_г^{расч} = 1{,}2 \cdot 226 = 272\ мм \text{ вод. ст.}$$

Эти данные следует привести к номинальному удельному весу, для которого даются характеристики дымососов заводами-изготовителями (воздух $\gamma_в^0 = 1{,}293$ *кг/нм*^{3}; $b_0 = 760$ *мм* рт. ст.; $t_в = 200°$ С).

Переходный коэффициент

$$K_\gamma = \frac{185 + 273}{200 + 273}\,\frac{760}{730}\,\frac{1{,}293}{1{,}34} = 0{,}975.$$

Приведенные параметры расчетного режима

$$Q^{расч} = 214\,000 \cdot 0{,}975 = 208\,000\ м^3/час;$$

$$H^{прив} = 272 \cdot 0{,}975 = 265\ мм \text{ вод ст.}$$

Требующиеся производительность и напор могут быть обеспечены дымососом *Д*-190-2НА при к. п. д $\eta = 0{,}66$; $n = 730$ об/мин (см. фиг. 6-14).

Мощность двигателя для привода дымососа при $n = 730$ об/мин на валу дымососа

$$N_д = \frac{1{,}1 \cdot 208\,000 \cdot 220}{3\,600 \cdot 102 \cdot 0{,}66} = 208\ квт.$$

Задача 6-19. Произвести расчет дутьевой установки котельного агрегата, приведенного на фиг. 4-7, исходя из его максимальной производительности, т. е. $D = 75$ *т/час*.

Схема расположения всасывающих и напорных воздуховодов приведена на фиг. 6-21.

Решение.

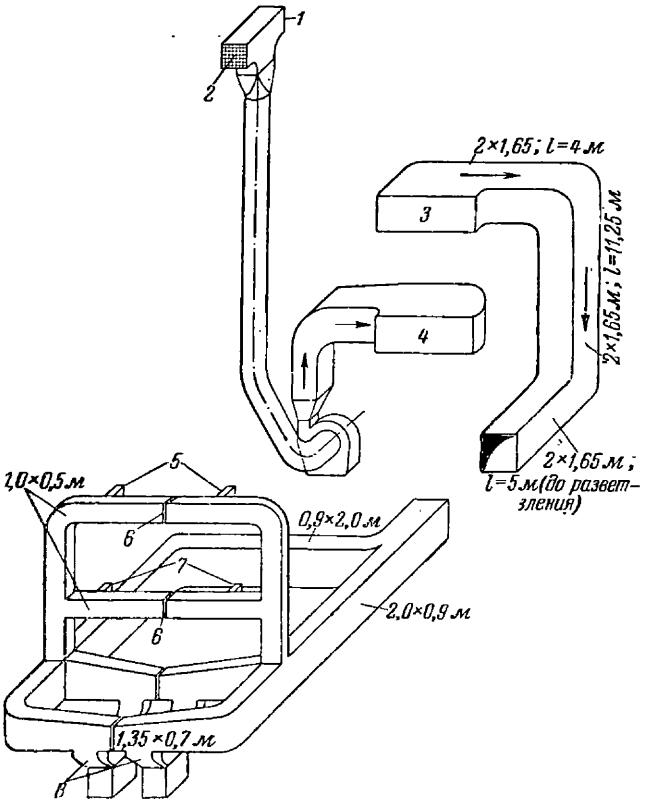
Воздухоподогреватель

Железный трубчатый воздухоподогреватель состоит из четырех секций, каждая из которых имеет 613 вертикально расположенных труб диаметром 51/46 *мм*.

Воздух обтекает трубы снаружи и проходит через воздухоподогреватель в 4 хода. Длина труб $l = 8$ *м*. Площадь живого сечения для прохода воздуха

$$\Omega_в = 4\left[1{,}3\,\frac{13+12}{2} \cdot 0{,}051\right]2 = 5{,}28\ м^2.$$

Шаг труб поперек воздушного потока $s_1 = 100$ *мм*, вдоль воздушного потока $s_2 = 35$ *мм*.



Фиг. 6-21. Схема всасывающих и напорных воздуховодов.

1—всас воздуха снаружи; *2*—всас воздуха из котельной; *3*—выход из воздухоподогревателя; *4*—вход воздуха в воздухоподогреватель; *5*—отводы к верхнему ряду шлиц; *6*—плотный шибер; *7*—отводы к нижнему ряду шлиц; *8*—подвод воздуха к шахтным мельницам.

Средняя температура воздушного потока

$$t_в^{ср} = \frac{305 + 25}{2} = 165°\text{ С}.$$

Средний секундный расход воздуха через воздухоподогреватель

$$V_{сек}^в = \frac{V_0\left(\alpha_т - \Delta'\alpha + \frac{\Delta\alpha_{вп}}{2}\right)B(273 + t_г^{ср})}{3\,600 \cdot 273} = \frac{3{,}467\left(1{,}25 - 0{,}1 - \frac{0{,}15}{2}\right)18\,900\,(273 + 165)}{3\,600 \cdot 273} = 36\ м/сек.$$

Средняя скорость воздуха

$$w^{ср} = \frac{V_{сек}^в}{\Omega_в} = \frac{36}{5{,}28} = 6{,}82\ м/сек.$$

По графику фиг. 6-5 при скорости $w = 6{,}82$ *м/сек* и $d_н = 51$ *мм*

$$\Delta h_{гр} = 0{,}37\ мм \text{ вод. ст.}$$

По вспомогательным графикам этой же фигуры

$$\varphi_t = 1{,}6 \quad \text{и} \quad \varphi_s = 0{,}6.$$

Таким образом,

$$\Delta h = \Delta h_{гр} \varphi_s \cdot \varphi_t (n+1)\, m = 0{,}37 \cdot 1{,}6 \cdot 0{,}6 \cdot (49+1)\, 4 =$$

$$= 71 \text{ мм вод. ст.}$$

Здесь $n = 49$ — количество рядов труб в глубину в каждом ходе; $m = 4$ — количество ходов по воздуху.

Сопротивление поворотов в соединительном коробе

Площадь поперечного сечения до поворота в соединительном коробе $\Omega_1 = 5{,}2 \cdot 1{,}9 = 9{,}9$ м².

Площадь поперечного сечения после поворота

$$\Omega_2 = 20{,}3 \text{ м}^2.$$

Площадь поперечного сечения в середине поворота

$$\Omega_{ср} = 5{,}2 \cdot 0{,}7 = 3{,}64 \text{ м}^2.$$

Расчетное сечение поворота для определения скорости подсчитываем по формуле как среднее из трех сечений: на входе, в середине поворота (поперечное сечение короба) и на входе:

$$\Omega_{ср} = \frac{3}{\frac{1}{\Omega_1} + \frac{1}{\Omega_2} + \frac{1}{\Omega_3}} = \frac{3}{\frac{1}{9{,}9} + \frac{1}{3{,}64} + \frac{1}{20{,}3}} = 7{,}04 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в этом сечении

$$w = \frac{36{,}0}{7{,}04} = 5{,}12 \text{ м/сек}.$$

Сопротивление трех поворотов в середине воздухоподогревателя

$$\Delta h_{пов} = 3\zeta \frac{w^2 \gamma_в}{2g} = 3 \cdot 2{,}5 \cdot 1{,}01 = 7{,}6 \text{ мм вод. ст.}$$

$h_{дин} = 1{,}01$.

Коэффициент ζ по данным ЦКТИ равен 2,5.

Следовательно, суммарное сопротивление воздухоподогревателя будет:

$$\Delta h_{вп} = 71 + 7{,}6 = 78{,}6 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление воздухопроводов (см. фиг. 6-21)

Сопротивление двух плавных поворотов на угол 90° перед дутьевым вентилятором

Действительный часовой расход холодного воздуха ($t_{х.\,в} = 25°$ С), подаваемого дутьевым вентилятором:

$$V = \frac{3{,}467\,(1{,}25 - 0{,}1 + 0{,}075)\,18\,900\,(273+25)}{273} =$$

$$= 87\,900 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Секундный расход воздуха

$$V^{сек} = \frac{87\,900}{3\,600} = 24{,}2 \text{ м}^3/\text{сек},$$

Площадь живого сечения до и после места сопротивления

$$\Omega_{1,2} = \frac{3{,}14 \cdot 1{,}26^2}{4} = 1{,}257 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения в месте сопротивления

$$\Omega_2 = 1{,}257 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в этом сечении

$$w_1 = w_2 = w_3 = \frac{24{,}2}{1{,}257} = 21{,}1 \text{ м/сек}.$$

Удельный вес воздуха при $t_{х.\,в} = 25°$ С

$$\gamma_в = 1{,}293 \frac{273}{273+25} = 1{,}18 \text{ кг/м}^3.$$

Тогда сопротивление двух плавных поворотов под углом 90° будет:

$$\Delta h = 2\zeta \frac{w^2 \gamma_в}{2g} = 2{,}0 \cdot 0{,}19 \cdot h_{дин} = 2 \cdot 0{,}19 \cdot 26 =$$

$$= 9{,}9 \text{ мм вод. ст.},$$

где $h_{дин} = 26$ мм вод. ст. по графику фиг. 6-20,

$\zeta_0 = 0{,}19$ — коэффициент сопротивления, учитывающий относительную кривизну отвода труб при $\frac{R}{b} = 1$ по графику фиг. (6-7),

$B = 1{,}0$ по графику фиг. 6-8 для $\alpha = 90°$.

$C = 1{,}0$ — поправочный коэффициент для плавных поворотов при круглом сечении $\frac{a}{b} = 1$; $C = 1{,}0$;

$$\zeta = \zeta BC = 0{,}19 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 0{,}19.$$

Сопротивление плавного поворота на угол 45° перед дутьевым вентилятором

Площадь живого сечения до места сопротивления, в месте сопротивления и после места сопротивления одинакова и равна

$$\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega_3 = 1{,}257 \text{ м}^2.$$

Скорость газов — та же, что и в предыдущем подсчете сопротивлений: $w = 21{,}1$ м/сек.

$$\Delta h = \zeta \frac{w \gamma_в}{2g} = 0{,}412 \cdot h_{дин} = 0{,}412 \cdot 26{,}0 = 10{,}7 \text{ мм вод. ст.};$$

$$\zeta = 0{,}80 \text{ при } \frac{R}{b} = 0{,}58;$$

$B = 0{,}515$ по графику фиг. 6-8 при $\alpha = 45°$;

$C = 1{,}0$;

$\zeta = \zeta_0 BC = 0{,}80 \cdot 0{,}515 \cdot 1{,}0 = 0{,}412$;

$h_{дин} = 26$ мм вод. ст. (фиг. 6-20).

Сопротивление сетки на всасывающем воздуховоде.

Площадь живого сечения до места сопротивления

$$\Omega = 0{,}8 \cdot 1{,}75 = 1{,}4 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения после места сопротивления

$$\Omega_2 = 1{,}2 \cdot 1{,}5 = 1{,}8 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения в месте сопротивления

$$\Omega_3 = 1{,}257 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость в месте сопротивления

$$w^{ср} = \frac{24{,}2}{1{,}257} = 21{,}1 \text{ м/сек};$$

тогда сопротивление сетки на всасывающем воздуховоде будет:

$$\Delta h = 0{,}2\sqrt{\frac{21{,}1^2 \cdot 1{,}18}{2 \cdot 9{,}81}} = 5{,}22 \text{ мм вод. ст.}$$

Здесь коэффициент сопротивления при входе в прямую трубу с закругленными краями при наличии сетки с живым сечением 80% выбран по данным ЦКТИ: $\zeta = 0{,}2$.

Потери на трение во всасывающем воздуховоде

Длина воздуховода $L = 34$ м, его диаметр $d = 1{,}26$ м.

Учитывая, что $Re > 10^6$, коэффициент трения в воздуховоде определяем по формуле

$$\lambda_{гл} = \frac{0{,}857}{(\lg Re)^{2,4}} = \frac{0{,}857}{(\lg 1\,690\,000)^{2,4}} = \frac{0{,}857}{79{,}5} = 0{,}0108;$$

$$\Delta h_{тр} = \lambda_{гл} \frac{L w^2 \gamma_в}{d 2g} = 0{,}0108 \frac{34}{1{,}26} h_{дин} = 0{,}0108 \frac{34}{1{,}26} \times$$

$$\times 26 = 7{,}6 \text{ мм вод. ст.};$$

$h_{дин} = 26$ мм вод. ст. по фиг. 6-20.

Сопротивление диффузора за дутьевым вентилятором

Площадь живого сечения до места сопротивления

$$\Omega_1 = 0{,}8 \cdot 1{,}3 = 1{,}04 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения после места сопротивления

$$\Omega_2 = 1{,}2 \cdot 1{,}5 = 1{,}8 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в узком сечении

$$w_1 = \frac{24{,}2}{1{,}04} = 23{,}2 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент сопротивления диффузора в прямом канале

$$\zeta_{диф} = K\zeta_{вых} = 0{,}8 \cdot 0{,}25 = 0{,}2.$$

Здесь $\zeta_{вых} = 0{,}25$ по графику фиг. 6-12 при отношении

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \frac{1{,}04}{1{,}8} = 0{,}58.$$

$K = 0{,}8$ по графику фиг. 6-13 для угла раскрытия диффузора 30°.

Сопротивление диффузора

$$\Delta h_{диф} = \zeta h_{дин} = 0{,}2 \cdot 33{,}0 = 6{,}6 \text{ мм вод. ст.};$$

$h_{дин} = 33$ мм вод. ст. по графику фиг. 6-20.

Сопротивление плавного поворота на угол 90° за дутьевым вентилятором

Площадь живого сечения до места сопротивления

$$\Omega_1 = 1{,}2 \cdot 1{,}5 = 1{,}8 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения после места сопротивления

$$\Omega_2 = 1{,}75 \cdot 1{,}9 = 3{,}32 \text{ м}^2$$

Скорость воздуха до и после места сопротивления

$$w_1 = \frac{24{,}8}{1{,}8} = 13{,}4 \text{ м/сек} \text{ и } w_2 = \frac{24{,}8}{3{,}32} = 7{,}29 \text{ м/сек}.$$

Средняя квадратичная скорость в месте сопротивления

$$w^{ср} = \frac{13{,}4^2 + 7{,}29^2}{2} = 10{,}8 \text{ м/сек}.$$

Сопротивление плавного поворота на 90°

$$\Delta h_{пов} = \zeta \frac{w^2 \gamma_в}{2g} = 0{,}19 h_{дин} = 0{,}19 \cdot 7{,}0 = 1{,}3 \text{ мм вод. ст.}$$

Здесь $\zeta = \zeta_0 BC = 0{,}19 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 0{,}19$;

$\zeta = 0{,}19$ при $\frac{R}{b} = 1$;

$B = 1{,}0$;

$C = 1{,}0$ при $\frac{a}{b} = \frac{1{,}7}{1{,}5} = 1{,}13$ по графику фиг. 6-9.

Кроме потери на повороте здесь имеет место потеря при расширении (диффузор).

При $\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \frac{1{,}8}{3{,}32} = 0{,}54$ по графику фиг. 6-12 $\zeta = 0{,}4$.

При $\alpha = 40°$ по графику фиг. 6-13 $K = 1{,}0$, тогда

$$\zeta_{диф} = K\zeta = 1{,}0 \cdot 0{,}2 = 0{,}2;$$

$$\Delta h_{диф} = 0{,}2 \frac{1{,}2 \cdot 3{,}32^2}{19{,}6} = 1{,}4 \text{ мм вод. ст.}$$

Полное сопротивленне этого участка

$$\Delta h = 1{,}3 + 1{,}4 = 2{,}7 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление плавного поворота на угол 90° при входе в воздухоподогреватель

Площадь живого сечения до места сопротивления

$$\Omega_1 = 1{,}75 \cdot 1{,}9 = 3{,}22 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения после места сопротивления

$$\Omega_2 = 5{,}2 \cdot 1{,}9 = 9{,}9 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха до места сопротивления по предыдущему

$$w_1 = 7{,}29 \text{ м/сек}.$$

Скорость воздуха после места сопротивления

$$w_2 = \frac{24{,}2}{9{,}9} = 2{,}45 \text{ м/сек}.$$

Средняя квадратичная скорость в месте сопротивления

$$w^{ср} = \sqrt{\frac{7{,}29^2 + 2{,}45^2}{2}} = 5{,}35 \text{ м/сек};$$

$\zeta = 0{,}19$ при $\frac{R}{b} = 1$;

$B = 1$ угле при α, равном 90°;

$C = 0{,}87$ при $\frac{a}{b} = \frac{3{,}5}{1{,}9} = 1{,}84$;

$\zeta = \zeta_0 BC = 0{,}19 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}87 = 0{,}165$.

Сопротиления поворота на 90°

$$\Delta h_{пов} = \zeta \frac{w^2 \gamma_в}{2g} = 0,165 \cdot 1,7 = 0,19 \text{ мм вод. ст.};$$

$$h_{дин} = 1,7 \text{ мм вод. ст.}$$

Потеря при расширении (диффузор)

При

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = \frac{3,22}{9,9} = 0,325 \quad \zeta = 0,47.$$

При

$$\alpha = 30° \quad K = 0,8;$$

$$\zeta_{диф} = K\zeta_0 = 0,8 \cdot 0,47 = 0,375;$$

$$\Delta h_{диф} = 0,375 \cdot \frac{1,2 \cdot 7,69^2}{19,6} = 1,35 \text{ мм вод. ст.}$$

Полное сопротивление участка

$$\Delta h = 0,19 + 1,35 = 1,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление первого плавного поворота на 90° за воздухоподогревателем

В этом случае $t''_в = 305°$ С.

Действительный среднечасовой расход воздуха, проходящего через воздухоподогреватель:

$$V = \frac{3,467(1,25 - 0,1 + 0,075)18\,900(273 + 305)}{273} =$$

$$= 169\,000 \text{ м}^3/\text{час},$$

или в секунду $V^{сек} = \frac{169\,000}{3600} = 46,9 \text{ м}^3/\text{сек}.$

Площадь живого сечения до места сопротивления

$$\Omega_1 = 5,2 \cdot 1,9 = 9,9 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения после места сопротивления

$$\Omega_2 = 2 \cdot 1,65 = 3,3 \text{ м}^2.$$

Скорость газов до места сопротивления

$$w_1 = \frac{46,9}{9,9} = 4,74 \text{ м/сек}.$$

Скорость газов после места сопротивления

$$w_2 = \frac{46,9}{3,3} = 14,2 \text{ м/сек};$$

$$\zeta = \zeta_0 BC = 0,19 \cdot 1,0 \cdot 0,86 = 0,164;$$

$$\zeta_0 = 19 \text{ при } \frac{R}{b} = 1;$$

$$C = 0,86 \text{ при отношении } \frac{a}{b} = \frac{3,6}{1,87} = 1,92;$$

$$B = 1 \text{ при } \alpha \text{ отвода } 90°;$$

$$\Delta h_{пов} = \zeta \frac{w^2 \gamma_в}{2} = 164 \cdot h_{дин} =$$

$$= 0,164 \cdot 2,8 = \sim 0,5 \text{ мм вод. ст.};$$

$$h_{дин} = 2,8 \text{ мм вод. ст.}$$

Сужение сечения происходит не резко (конфузор), поэтому сопротивлением за счет сужения в данном случае можно пренебречь.

Сопротивление второго плавного поворота 90° за воздухоподогревателем

Площадь живого сечения до и после места сопротивления

$$\Omega_1 = 2 \cdot 1,65 = 3,3 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха до и после места сопротивления

$$w = \frac{46,9}{3,3} = 14,2 \text{ м/сек};$$

$$\zeta = \zeta_0 BC = 0,19 \cdot 1,0 \cdot 0,98 = 0,169;$$

$$\zeta_0 = 0,19 \text{ при } \frac{R}{b} = 1;$$

$$B = 1 \text{ при } \alpha = 90°;$$

$$C = 1 \text{ при } \frac{a}{b} = \frac{2}{1,75} = 1,14.$$

Сопротивление поворота будет:

$$\Delta h_{пов} = \zeta \frac{w^2 \gamma_в}{2g} = \zeta h_{дин} = 0,169 \cdot 6,5 = 1,1 \text{ мм вод. ст.};$$

$$h_{дин} = 6,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление плавного поворота на 90° при переходе вертикального направления на горизонтальное

Площади живого сечения

$$\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega_3 = 2 \cdot 1,65 = 3,3 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в месте сопротивления

$$w^{ср} = \frac{46,9}{3,3} = 14,2 \text{ м/сек};$$

$$\zeta_0 = 0,19 \text{ при } \frac{R}{b} = 1.$$

$$B = 1 \text{ при угле отвода } \alpha = 90°;$$

$$C = 0,95 \text{ при } \frac{a}{b} = \frac{1}{1,65} = 1,21;$$

$$\zeta = \zeta_0 BC = 0,19 \cdot 1,0 \cdot 0,95 = 0,181.$$

Тогда сопротивление поворота будет:

$$\Delta h_{пов} = \zeta \frac{w^2 \gamma_в}{2g} = 0,181 \cdot h_{дин} = 0,181 \cdot 6,0 =$$

$$= 1,1 \text{ мм вод. ст.}; \; h_{дин} = 6,5 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление двух плавных поворотов на 90° в воздуховоде к левой стороне котла

$$V^{сек} = \frac{46,9}{2} = 23,45 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Площадь живого сечения до и после места сопротивления

$$\Omega_1 = \Omega_2 = \Omega_3 = 0,9 \cdot 2 = 1,8 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость воздуха в месте сопротивления

$$w^{ср} = \frac{23{,}24}{1{,}8} = 13{,}0 \text{ м/сек};$$

$$\zeta_0 = 0{,}19 \text{ при } \frac{R}{b} = 1;$$

$$B = 1 \text{ при } \alpha = 90°;$$

$$C = 0{,}85 \text{ при } \frac{a}{b} = \frac{2}{0{,}9} = 2{,}21;$$

$$\zeta = \zeta_0 BC = 0{,}19 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}85 = 0{,}16.$$

Тогда сопротивление двух плавных поворотов будет:

$$\Delta h_{пов} = 2\zeta \frac{w^2_{ср} \cdot \gamma_в}{2g} = 2 \cdot 0{,}16 h_{дин} = 2{,}0 \cdot 0{,}16 \cdot 5{,}1 =$$

$$= 1{,}63 \text{ мм вод. ст.}; \; h_{дин} = 5{,}1 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление тройника в вертикальном ответвлении воздуха (вторичный воздух)

Площадь живого сечения основного канала

$$\Omega_d = 0{,}9 \cdot 2 = 1{,}8 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения ответвления

$$\Omega_a = 0{,}085 \cdot 1{,}0 = 0{,}85 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха до ответвления

$$w_d = \frac{23{,}45}{1{,}8} = 13{,}0 \text{ м/сек}.$$

Скорость воздуха в ответвлении

$$w_a = \frac{12{,}1}{0{,}85} = 14{,}2 \text{ м/сек}.$$

Здесь $V_{сек} = 12{,}1$ м³/сек — количество воздуха, принятое по расчету сушки равным 51,6% от количества горячего воздуха (см. далее расчет сушки).

Эквивалентный диаметр в ответвлении

$$(d_a)_{экв} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 0{,}85 \cdot 1{,}0}{0{,}85 + 1} = 0{,}92 \text{ м}.$$

Эквивалентный диаметр до ответвления

$$(d_d)_{экв} = \frac{2 \cdot 0{,}9 \cdot 2{,}0}{0{,}9 + 2} = 1{,}24 \text{ м};$$

$$\left(\frac{d_a}{d_d}\right)_{экв} = \frac{0{,}94}{1{,}24} = 0{,}74.$$

Отношение скоростей в ответвлении и до него

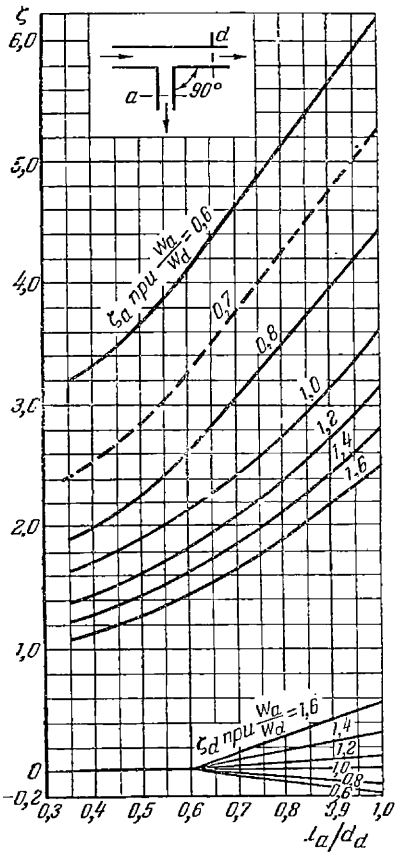
$$\left(\frac{w_a}{w_d}\right) = \frac{14{,}2}{13{,}0} = 1{,}09.$$

По отношениям диаметров и скоростей определяем по графику фиг. 6-22 коэффициент сопротивления $\zeta = 2{,}6$.

Тогда сопротивление тройника при вертикальном ответвлении вторичного воздуха составит:

$$\Delta h_{отв} = \zeta \frac{w^2 \gamma_в}{2g} = 2{,}6 h_{дин} = 2{,}6 \cdot 6{,}15 = 16{,}0 \text{ мм вод. ст.};$$

$h_{дин} = 6{,}15$ мм вод. ст. по графику фиг. 6-20.



Фиг. 6-22. График для определения коэффициента сопротивления раздающего тройника.
ζ относится к скорости в сечении a;
ζ_d относится к скорости в сечении d.

Сопротивление ответвления к нижнему ряду шлиц

Площадь живого сечения основного канала

$$\Omega_d = 0{,}85 \cdot 1{,}0 = 0{,}85 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения ответвления

$$\Omega_a = 0{,}5 \cdot 1 = 0{,}5 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в канале до ответвления

$$w_d = \frac{12{,}1}{0{,}85} = 14{,}2 \text{ м/сек}.$$

Скорость воздуха в ответвлении

$$w_a = \frac{6{,}05}{0{,}5} = 12{,}0 \text{ м/сек}.$$

Здесь $V_{сек} = \frac{12{,}1}{2} = 6{,}05$ м³/сек — количество воздуха, идущего к нижнему ряду шлиц.

$$(d_a)_{экв} = \frac{2 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}0}{1 + 0{,}5} = 0{,}66 \text{ м};$$

$(d_d)_{экв} = 0{,}92$ (по предыдущему);

$$\left(\frac{d_a}{d_d}\right)_{экв} = \frac{0{,}66}{0{,}92} = 0{,}72 \text{ и } \frac{w_a}{w_d} = \frac{12{,}0}{14{,}2} = 0{,}845.$$

Тогда по графику фиг. 6-16 коэффициент сопротивления $\zeta = 3{,}4$.

Сопротивление ответвления

$$\Delta h_{отв} = \zeta \frac{w^2\gamma_в}{2g} = 3{,}4\, h_{дин} =$$

$$= 3{,}4 \cdot 4{,}4 = 14{,}9 \text{ мм вод. ст.};$$

$h_{дин} = 4{,}4$ мм вод. ст. по графику фиг. 6-20.

Сопротивление ответвления к шлицам

Площадь живого сечения основного канала

$$\Omega_d = 1 \cdot 0{,}5 = 0{,}5 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения ответвления

$$\Omega_a = 11 \cdot 0{,}25 \cdot 0{,}2 = 0{,}55 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха до места сопротивления (по предыдущему)

$$w_d = 14{,}2 \text{ м/сек}.$$

Скорость воздуха в ответвлении

$$w_a = \frac{6{,}0}{0{,}55} = 10{,}9 \text{ м/сек};$$

$$(d_d)_{экв} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 0{,}25 \cdot 0{,}2}{0{,}25 + 0{,}2} = \frac{0{,}1}{0{,}24} = 0{,}22 \text{ м};$$

$(d_a)_{экв} = 0{,}66$ м (по предыдущему);

$$\left(\frac{d_a}{d_d}\right)_{экв} = \frac{0{,}22}{0{,}66} = 0{,}33$$

$$\frac{w_a}{w_d} = \frac{10{,}9}{14{,}1} = 0{,}77.$$

Тогда $\zeta = 2{,}0$.

Сопротивление ответвления

$$\Delta h = 2{,}0 h_{дин} = 2{,}0 \cdot 3{,}75 = 7{,}5 \text{ мм вод. ст.};$$

$$h_{дин} = 3{,}75 \text{ мм вод. ст.}$$

Потери на трение в напорном воздуховоде от воздухоподогревателя до топки

Определение сопротивлений производим по двум раздельным участкам в отдельности:

Первый участок длиной $l_1 = 15$ м; живое сечение воздуховода $\Omega_1 = 2 \cdot 1{,}65 = 3{,}3$ м²; скорость $w_1 = 14{,}2$ м/сек;

Второй участок длиной $l_2 = 21$ м; живое сечение $\Omega_2 = 0{,}9 \cdot 2 = 1{,}8$ м²; скорость $w_2 = 13{,}0$ м/сек.

Потеря на трение в первом участке

$$d_{экв} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 1{,}65}{2 + 1{,}65} = 1{,}81 \text{ м};$$

$$Re \frac{wd_{экв}}{\nu} = \frac{15{,}1 \cdot 1{,}81 \cdot 10^6}{47{,}6} = 572\,000;$$

$$\lambda_{зл.} = \frac{0{,}857}{(\lg Re)^{2{,}4}} = \frac{0{,}857}{(572\,000)^{2{,}4}} = \frac{0{,}857}{63{,}1} = 0{,}0136;$$

$$\Delta h_{тр\,I} = \lambda \frac{l_1 w^2 \gamma_в}{d_{эк} 2g} = 0{,}0136 \frac{15}{1{,}81} \cdot \frac{14{,}2^2}{19{,}62} 0{,}61 =$$

$$= 0{,}71 \text{ мм вод. ст.}$$

Потеря на трение во втором участке

$$d_{экв} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 0{,}9 \cdot 2{,}0}{0{,}9 + 2{,}0} = 1{,}24 \text{ м};$$

$$Re = \frac{wd_{экв}}{\nu} = \frac{13{,}0 \cdot 1{,}24 \cdot 10^6}{47{,}6} = 337\,000;$$

$$\lambda_{зл} = \frac{0{,}857}{(\lg Re)^{2{,}4}} = \frac{0{,}857}{(\lg 337\,000)^{2{,}4}} =$$

$$= \frac{0{,}857}{60{,}85} = 0{,}0142;$$

$$\Delta h_{тр\,II} = \lambda \frac{l_2 w^2 \gamma_в}{d_{экв} 2g} = 0{,}0142 \frac{21}{1{,}24} \times$$

$$\times \frac{13{,}0^2}{19{,}62} 0{,}61 = 1{,}26 \text{ мм вод. ст.}$$

Полная потеря на трение в напорном воздуховоде от воздухоподогревателя до топки

$$\Delta h_{тр\,I} + \Delta h_{тр\,II} = 0{,}71 + 1{,}26 \approx 2{,}0 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление мельниц, шахты и амбразуры

По данным ЦКТИ принимаем $\Delta h = 25$ мм вод. ст.

Сопротивление шлиц

При полном открытии всех шлиц скорость воздуха при выходе из них равна:

$$w = \frac{V_{сек}}{\Omega_{шл}} = \frac{6{,}0}{11 \cdot 0{,}25 \cdot 0{,}08} = 27{,}2 \text{ м/сек},$$

где $\Omega_{шл} = 0{,}22$ м² — суммарное живое сечение нижнего ряда шлиц (11 шт.);

0,25 м и 0,08 м — соответственно ширина и высота выходного отверстия шлиц.

По условиям эксплоатации 40% общего числа шлиц может быть закрыто, и возможное значение скорости выхода воздуха из шлиц возрастает примерно до $\frac{27{,}2}{0{,}6} = 45{,}3$ м/сек.

В этом случае сопротивление шлиц или потеря с выходной скоростью из шлиц составит:

$$\Delta h_{шл} = \frac{45{,}3^2 \cdot 0{,}61}{2 \cdot 9{,}81} = 64{,}1 \text{ мм вод. ст.},$$

где удельный вес воздуха $\gamma_в = 0{,}61$ при $t_в = 300°$ С.

Так как сопротивление шлиц, равное 64,1 мм вод. ст., значительно превышает сопротивление мельницы, то определение суммарного сопротивления воздушного тракта должно быть выполнено по трассе вторичного воздуха.

Суммирование найденных величин сопротивлений по воздушному тракту даст:

Сопротивление трубчатого воздухоподогревателя	78,5 *мм* вод. ст
Сопротивление воздуховодов:	
Сопротивление двух плавных поворотов на 90° перед дутьевым вентилятором	9,9 *мм* вод. ст.
Сопротивление плавного поворота на угол 45° перед дутьевым вентилятором	10,7 „ „ „
Сопротивление сетки на всасывающем воздуховоде	5,2 „ „ „
Потери на трение на всасывающем воздуховоде	7,6 „ „ „
Сопротивление диффузора за дутьевым вентилятором	6,6 „ „ „
Сопротивление плавного поворота на 90° за дутьевым вентилятором	2,7 „ „ „
Сопротивление плавного поворота на 90° при входе в воздухоподогреватель	1,5 „ „ „
Сопротивление двух плавных поворотов на 90° за воздухоподогревателем	1,6 „ „ „
Сопротивление второго плавного поворота на 90° при переходе с вертикального направления на горизонтальное	1,1 „ „ „
Сопротивление двух плавных поворотов на 90° в воздуховоде к левой стороне котла	1,63 „ „ „
Сопротивление тройника при вертикальном ответвлении вторичного воздуха	16,0 „ „ „
Сопротивление ответвления к нижнему ряду шлиц	14,9 „ „ „
Сопротивление ответвления к шлицам	7,5 „ „ „
Потери на трение в напорном воздуховоде от воздухоподогревателя до топки (на двух участках)	2,0 „ „ „
Сопротивление шлиц	64,1 „ „ „
Сопротивление шиберов и задвижек и неучтенные потери в коротких участках воздуховода	4,307 „ „ „
Общее сопротивление воздушного тракта	235,8 мм вод. ст

Выбор дутьевого вентилятора

Суммарное сопротивление воздушного тракта $H = 236$ *мм* вод. ст. Пересчитываем на стандартный воздух:

$$H^s = H\frac{1{,}2}{1{,}165} = 236\,\frac{1{,}2}{1{,}165} = 242 \text{ мм вод. ст.}$$

Учитывая 5%-ный запас по напору, получим:

$$H_п = 242 \cdot 1{,}05 = 255 \text{ мм вод. ст.}$$

На основании данных по полному напору и производительности вентилятора $V = 87\,900$ *м³/час* по диаграмме фиг. 6-15—6-17 принимаем к установке дутьевой вентилятор типа ВД-10Н$_{30}$ сборка 12,5 Барнаульского завода, производительностью $V = 90\,000$ *м³/час* и полном напоре $H_п = 250$ *мм* вод. ст. Потребная мощность на валу мотора $N = 110$ *квт* с числом оборотов в минуту $n = 730$ и к. п. д. $\eta = 0{,}60$.

Задача 6-20. Произвести расчет сушильной мельничной системы на максимально длительную паропроизводительность котельного агрегата $B_{макс} = 18\,900$ *кг/час*.

Решение

Выбор мельниц и проверка их производительности

К установке принимаются две мельницы типа ШМА $\frac{1\,300}{944}$. Диаметр ротора 1 300 *мм*; длина $l = 944$ *мм*; активное сечение ротора $Q = 1{,}28$ *м²*; скорость вращения $n = 730$ об/мин.

Производительность мельницы определяется по формуле

$$B_м = 45QKR_{70}^{1,2}.$$

Коэффициент размолоспособности для воркутского угля $K = 1{,}75$.

Тонину помола, характеризуемую полным остатком на сите № 70 и процентом выхода летучих на горючую массу $Л^г = 41{,}3\%$, рекомендуется принять равной $R_{70} = 60\%$.

Отсюда

$$B_м = 45 \cdot 1{,}23 \cdot 1{,}75 \cdot 60^{1,2} = 13\,200 \text{ кг/час.}$$

Суммарная производительность двух мельниц

$$2B_м = 2 \cdot 13\,200 = 26\,400 \text{ кг/час,}$$

что дает запас

$$\frac{2B_м - B_{макс}}{B_{макс}}\,100 = \frac{26\,400 - 18\,900}{18\,900}\,100 = 39{,}7\%.$$

Расчетная производительность мельницы при максимальной нагрузке котельного агрегата

$$B_м = \frac{B_{макс}}{2} = \frac{18\,900}{2} = 94\,500 \text{ кг/час.}$$

Расчет сушки

Сушильный агент — воздух.

Исходные данные:

Начальная влажность сырого топлива $W_1^р = 22\%$.

Конечная влажность подсушенного топлива $W_2^р = 7{,}0\%$.

Начальная температура сушильного агента $t_в' = 300°$ С.

Конечные параметры воздуха после сушки $t_2 = 100°$ С.

$$\varphi_2 = 10{,}9\%,\ d_2 = 75 \text{ г/кг.}$$

Влагосодержание воздуха $d_1 = 10$ *г/кг*. Теоретическое теплосодержание воздуха перед сушкой $J_1 = 85$ *ккал/кг*.

Количество влаги, испаряемой 1 *кг* сырого угля:

$$\Delta W = \frac{W_1^р - W_2^р}{100 - W_2^р} = \frac{22 - 7{,}0}{100 - 7{,}0} = 0{,}161 \text{ кг/кг.}$$

Часовое количество испаряемой влаги

$$\Delta W = \Delta WB = 0{,}161 \cdot 18\,900 = 3\,040 \text{ кг/час.}$$

Расход тепла на нагрев топлива и на охлаждение мельницы принимаем равным 10% от начального теплосодержания. Отсюда расчетное начальное теплосодержание воздуха

$$J_1' = 0{,}9J_1 = 0{,}9 \cdot 80 = 72 \text{ ккал/кг}.$$

Количество влаги, поглощаемой 1 кг воздуха:

$$\Delta d = d_2 - d_1 = 75 - 10 = 65 \text{ г/кг}.$$

Потребное весовое количество воздуха на 1 кг испаренной влаги

$$L = \frac{1\,000}{65} = 15{,}4 \text{ кг возд'кг влаги}.$$

Часовое количество первичного воздуха по весу, необходимое для сушки:

$$G' = WL = 3\,040 \cdot 15{,}4 = 47\,500 \text{ кг/час}.$$

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива при нормальных условиях:

$$G_0 = L\gamma_в = 3{,}467 \cdot 1{,}293 = 4{,}50 \text{ кг/кг}.$$

Действительное количество всего воздуха, поступающего в топку в час:

$$G = \alpha_m G_0 B = 1{,}25 \cdot 4{,}5 \cdot 18\,900 = 106\,500 \text{ кг'час}.$$

Действительное количество горячего воздуха, поступающего в топку в час:

$$G^{г.в} = (\alpha_m - \Delta'\alpha) G_0 B = (1{,}25 - 0{,}1)\, 4{,}5 \cdot 18\,900 = 98\,000 \text{ кг/час}.$$

Часовое количество горячего воздуха, подаваемого в топку непосредственно через шлицы:

$$G'' = G^{г.в} - G' = 98\,000 - 47\,500 = 50\,500 \text{ кг/час}.$$

Количество первичного воздуха в процентах от количества горячего воздуха

$$q' = \frac{G'100}{G^{г.в}} = \frac{47\,000}{98\,000} 100 = 48{,}4\%.$$

Количество вторичного воздуха в процентах от количества горячего воздуха

$$g'' = \frac{G''100}{G^{г.в}} = \frac{50\,500}{98\,000} 100 = 51{,}6\%.$$

Парциальное давление воздуха за мельницей после сушки при $b_0 = 745$ мм рт. ст.

$$p_в = \frac{b_0}{735{,}6} \cdot \frac{623}{623 + d_2} = \frac{745}{735{,}6} \cdot \frac{623}{623 + 75} = 0{,}904 \text{ кг/м}^2.$$

Парциальное давление водяных паров за мельницей после сушки при $b_0 = 745$ мм рт. ст.

$$p_{H_2O} = \frac{b_0}{735{,}6} \cdot \frac{d_2}{623 + d_2} = \frac{745}{735{,}6} \cdot \frac{75}{623 + 75} = 0{,}10 \text{ кг/м}^2.$$

Часовой объем воздуха после сушки

$$V_в' = \frac{G'R_в(273 + t_г)}{p_в} = \frac{47\,500 \cdot 29{,}27\,(273 + 100)}{0{,}904} = 57\,500 \text{ м}^3\text{/час}$$

Определение и проверка основных геометрических размеров мельнично-сушильной системы

Расчетные размеры принимаются следующими:
Ширина по фронту $b_ш = 1{,}36$ м.
Глубина (вдоль по агрегату) $l_ш$ —2 м.
Площадь живого сечения шахты $\Omega_ш = l_ш b_ш = 2 \cdot 1{,}36 = 2{,}72$ м².

Скорость воздуха в шахте равняется

$$w_ш = \frac{V_в'}{3\,600 \cdot 2f_ш} = \frac{57\,500}{3\,600 \cdot 2 \cdot 2{,}72} = 2{,}94 \text{ м/сек},$$

что следует признать величиной приемлемой.

Минимальная расчетная высота шахты

$$h_ш = \frac{16}{U_ш} = \frac{16 l_ш \cdot b_ш}{2(l_ш + b_ш)} = \frac{16 \cdot 2 \cdot 2{,}36}{2(2 + 1{,}36)} = 6{,}5 \text{ м}.$$

Действительную высоту шахты принимаем равной $h_ш = 7{,}5$ м.

Расчетные размеры амбразуры

Ширина $b_a = 1{,}36$ м.

Высота $l_a = 1{,}2$ м.

Площадь живого сечения амбразуры

$$\Omega_a = b_a l_a = 1{,}36 \cdot 1{,}2 = 1{,}63 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в амбразуре

$$w_a = \frac{V'}{3\,600 \cdot 2\Omega_a} = \frac{57\,500}{3\,600 \cdot 2 \cdot 1{,}63} = 4{,}9 \text{ м/сек},$$

что является величиной приемлемой.

Действительный объемный расход воздуха через шлицы (вторичный воздух)

$$V_в'' = \frac{G''\left(1 + \frac{t_в''}{273}\right)}{\gamma_0} = \frac{49\,500\left(1 + \frac{300}{273}\right)}{1{,}293} = 80\,500 \text{ м}^3\text{/час}.$$

По конструктивным соображениям принимаем 38 шлиц размером 80×250 мм.

Площадь живого сечения одной шлицы

$$\Omega_{шл}' = 0{,}08 \cdot 0{,}25 = 0{,}02 \text{ м}^2.$$

Площадь живого сечения всех шлиц

$$n\Omega = 0{,}02 \cdot 38 = 0{,}76 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в шлицах

$$w_{шл} = \frac{V_в''}{3\,600 \cdot n\Omega} = \frac{80\,500}{3\,600 \cdot 0{,}76} = 29{,}5 \text{ м/сек},$$

что следует признать для максимальной нагрузки величиной приемлемой.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

РАСЧЕТ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ В ВОДОТРУБНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛАХ

7-1. ОСНОВНЫЕ ФОРМУЛЫ ДЛЯ РАСЧЕТА

Весовой расход воды через любой контур циркуляции

$$G_в = w_в \cdot f_{тр} \cdot n\gamma_в \ кг/сек, \qquad (7\text{-}1)$$

где $w_в$ — скорость входа воды, *м/сек*;
$f_{тр}$ — сечение трубы, *м*²;
n — число труб;
$\gamma_в$ — удельный вес воды при температуре насыщения, *кг/м*³.

Расход воды через опускные трубы

$$G_в = CD \ кг/час, \qquad (7\text{-}2)$$

где C — величина кратности циркуляции;
D — паропроизводительность котла, *кг/час* или *кг/сек*.

Скорость воды в опускных трубах

$$w_{оп} = \frac{G_{оп}}{3\,600 \cdot f_{оп} \cdot n\gamma_в} \ м/сек, \qquad (7\text{-}3)$$

где $G_{оп}$ — весовой расход воды в опускных трубах, *кг/час*;
$f_{оп} = \frac{\pi d^2}{4}$ — сечение трубы, *м*²;
n — число опускных труб.

Высота точки закипания (точки, в которой начинает кипеть вода) на обогреваемом участке циркуляционного контура

$$h_{т.з} = \frac{i_к - \frac{i''_в + (C-1)\,i_к}{C} - i_{оп} + \delta i \left[h - \frac{(\Delta p_{оп} + \Delta p_{н.к} + \Delta p_{эк.уч})}{\gamma_в} \right] \gamma_в \, 10^{-4}}{\frac{Q}{l \cdot \sin\alpha \, G_в} + \delta i \cdot \gamma_в \cdot 10^{-4}} \ м, \qquad (7\text{-}4)$$

где $i_к$ — теплосодержание котловой воды при соответствующем давлении насыщенного пара в котле, *ккал/кг*;

$i''_в$ — теплосодержание питательной воды, поступающей в верхний барабан котла, *ккал/кг*;

$\frac{i''_в + (C-1)\,i_к}{C}$ — выражение, учитывающее недогрев воды в экономайзере до кипения, оно отбрасывается: а) при подаче значительной части пароводяной смеси в барабане под уровнем; б) при использовании питательной воды для размыва пены; в) при ступенчатом испарении в контурах, не относящихся к первому отсеку;

C — средняя кратность циркуляции для всей системы котла, *кг* воды/*кг* пара.

$i_{оп}$ — количество тепла, получаемое 1 *кг* воды циркуляцией в опускном пучке, *ккал/кг*;

δi — приращение теплосодержания воды с увеличением гидростатического давления в циркуляционном контуре на 1 *м* вод. ст., *ккал/кг*;

h — полная высота контура от уровня воды в барабане до нижней обогреваемой точки циркуляционного контура, *м*;

$\Delta p_{оп}$ — потеря давления в опускной части контура, *кг/м*²;

$\Delta p_{н.к}$ — потеря давления в нижнем коллекторе, *кг/м*²;

$\Delta p_{вк.уч}$ — потеря давления в подъемных трубах до точки закипания, *кг/м²*;

$\frac{Q}{l \cdot \sin \cdot \alpha}$ — количество тепла, передаваемое в рассчитываемом контуре на 1 *м* высоты труб экономайзерного участка, *ккал/кг* (α — угол наклона труб к горизонту).

Длина трубы, где происходит подогрев воды (экономайзерный участок)

$$l_{эк.уч} = \frac{h_{т.з}}{\sin \alpha} м. \qquad (7\text{-}5)$$

Длина испаряющего участка

$$l_{исп} = (l_{уч} - l_{эк.уч}) м, \qquad (7\text{-}6)$$

где $l_{уч}$ — длина участка контура, *м*.

Количество тепла, передаваемое на испаряющем участке контура при равномерном обогреве труб

$$Q = q_l \cdot l_{исп} \; ккал/сек, \qquad (7\text{-}7)$$

где q_l — удельная тепловая нагрузка, *ккал/пог. м сек* (на 1 *м* длины одной трубы).

Количество пара, образующегося в одной трубе,

$$D = \frac{Q}{r} \; кг/сек, \qquad (7\text{-}8)$$

где Q — количество тепла, передаваемого на испаряющем участке трубы, *ккал/сек*;
r — скрытая теплота парообразования при данном давлении, *ккал/кг*.

Потеря напора на местные сопротивления при движении однофазной жидкости

$$\Delta p_{м.с} = \xi \frac{w_в^2}{2g} \gamma_в \; кг/м^2, \qquad (7\text{-}9)$$

где ξ — коэффициент сопротивления;
$w_в$ — скорость воды в трубах (за местным сопротивлением), *м/сек*;
g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 *м/сек*.

Коэффициент сопротивления при входе воды в трубу принимают (по данным ВТИ и ЦКТИ) $\xi_{вх} = 0{,}5 \div 0{,}8$; при выходе из трубы (по данным ВТИ) $\xi_{вых} = 0{,}5$; на поворотах (по данным ВТИ) при угле изгиба труб $\alpha = 45°$ $\xi_{пов} = 0{,}8$, при угле $\alpha = 90°$ $\xi_{пов} = 0{,}16$. По данным ЦКТИ этот коэффициент принимается в пределах $\xi_{пов} = 0{,}1 \div 0{,}2$.

Коэффициент сопротивления коллекторов обычных конструкций (по данным ЦКТИ) принимают в пределах $\xi_{кол} = 3 \div 4$, а в отдельных случаях до 8.

По опытным данным ВТИ значение коэффициента сопротивления коллектора можно определить по формуле

$$\xi = c \cdot b \cdot \frac{f_{отв}}{f_{под}} (Re)_в^{-0{,}25}, \qquad (7\text{-}10)$$

где c — коэффициент, зависящий от угла α между осями подводящих и отводящих труб в коллекторе и состояния протекающей жидкости (значения его приведены в табл. 7-1);
b — внутренний диаметр коллектора, *мм*;
$f_{отв}$ — сечение отводящих труб, *м²*;
$f_{под}$ — сечение подводящих труб, *м²*;
$(Re)_в$ — число Рейнольдса, определяемое по формуле

$$(Re)_в = \frac{w_в - d_{вн}}{\nu}; \qquad (7\text{-}11)$$

$w_в$ — скорость воды в трубах, выходящих из коллектора, *м/сек*;
$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, *мм*;
ν — кинематическая вязкость, значения которой для воды и пара в области кривой насыщения приведены в табл. 7-2, *м²/сек*.

ТАБЛИЦА 7-1

Значения коэффициента c для коллекторов

Угол между осями подводящих и отводящих труб α, градусы	360	300	270	240	210	180
Коэффициент c	0,580	0,340	0,290	0,240	0,190	0,145

Коэффициент сопротивления секций горизонтально-водотрубных котлов при движении в них воды определяют по формуле (7-10), но при этом значения коэффициента c_1 принимают по данным табл. 7-3.

Потеря напора на трение при движении однофазной жидкости по трубам

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d_{вн}} \gamma_в \frac{w_в^2}{2g}, \qquad (7\text{-}12)$$

где l — длина трубы, *м*;
$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, м;
λ — коэффициент трения, зависящий от характера потока и шероховатости труб, определяемый по формулам:

при ламинарном потоке

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \qquad (7\text{-}13)$$

ТАБЛИЦА 7-2

Кинематическая вязкость воды и пара ν в области кривой насыщения, $м^2/сек$ (по данным ВТИ)

Температура t, °С	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
ν воды·10^{-6}	1,78	1,30	1,00	0,805	0,659	0,556	0,479	0,415	0,366	0,326
ν пара·10^{-6}										
Температура t, °С	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
$p_{ат}$ $кг/см^2$						4,8	6,3	8,1	10,2	12,8
ν воды·10^{-6}	1,293	0,265	0,244	0,227	0,211	0,202	0,191	0,181	0,173	0,166
ν пара·10^{-6}	20,8					5,80	4,67	3,80	3,12	2,59
Температура t, °С	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
$p_{ат}$, $кг/см^2$	15,9	19,5	23,7	28,5	34,1	40,6	47,9	56,1	65,5	75,9
ν воды·10^{-6}	0,160	0,154	0,149	0,145	0,141	0,137	0,135	0,133	0,131	0,129
ν пара·10^{-6}	2,16	1,82	1,54	1,32	1,13	0,974	0,843	0,732	0,637	0,557
Температура t, °С	300	310	320	330	340	350	360	370		
$p_{ат}$ $кг/см^2$	87,6	100,6	115,1	131,2	149,0	168,6	190,4	214,7		
ν воды·10^{-6}	0,128	0,128	0,128	0,127	0,127	0,127	0,127	0,127		
ν пара·10^{-6}	0,487	0,426	0,372	0,325	0,282	0,243	0,207	0,169		

ТАБЛИЦА 7-3

Значения коэффициента c_1 для секций горизонтально-водотрубных котлов

Угол между осями подводящих и отводящих труб α, градусы	360	270	180
Коэффициент, c_1	4,1	2,05	1,03

в переходной области движения при $Re = 2\,300 \div 100\,000$

$$\lambda = \frac{0{,}3164}{(Re)^{0{,}25}} \qquad (7\text{-}14)$$

в области с устойчивым турбулентным потоком ($Re \geqslant 100\,000$) при движении однофазной жидкости в обычных цельнотянутых трубах,

$$\lambda = \frac{1}{\left(1{,}74 - 2\lg\frac{r}{k}\right)^2}, \qquad (7\text{-}15)$$

где r — внутренний радиус трубы, *мм*,

k — условная высота шероховатости, *мм*.

По данным ВТИ эта величина для цельнотянутых труб составляет в среднем $k = 0{,}4$.

Потери напора, возникающие от местных сопротивлений при движении двухфазной жидкости в циркуляционном контуре,

$$\Delta p_{мс} = \xi \gamma_x \frac{w^2}{2g} \; кг/м^2, \qquad (7\text{-}16)$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления на рассчитываемом участке контура;

w — скорость пароводяной смеси за сопротивлением, *м/сек*;

γ_x — расходный удельный вес смеси, $кг/м^3$

$$\gamma_x = \frac{\gamma_в \cdot w_в}{w_к} = \frac{\gamma_в w_в}{w_в + w_t\left(1 - \frac{\gamma_н}{\gamma_в}\right)} \; кг/м^3, \qquad (7\text{-}17)$$

где $\gamma_в$ — удельный вес воды при температуре кипения, $кг/м^3$;

$w_в$ — скорость входа воды в обогреваемые трубы, *м/сек*;

w_t — приведенная скорость пара, проходящего через сечение рассчитываемого участка, *м/сек*;

$\gamma_н$ — удельный вес пара при соответствующем давлении в котле, *кг/м*^{3}.

$$w_t = \frac{D}{3\,600 \frac{\pi d_{вн}^2}{4} n \gamma_н} \text{ м/сек}, \qquad (7\text{-}18)$$

где D — количество пара, проходящего через сечение рассчитываемого участка, *кг/час*;

$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, *м*;

n — число обогреваемых труб.

При равномерном тепловосприятии по всей длине трубы и входа в нее воды средняя приведенная скорость пара

$$w_t^{ср} = 0{,}5\, w_t^{кон}, \qquad (7\text{-}19)$$

где $w_t^{кон}$ — приведенная скорость пара на выходе из рассчитываемого участка, *м/сек*.

Для случая входа в трубу пароводяной смеси и дополнительного парообразования в ней средняя приведенная скорость пара может быть определена по формуле

$$w_t^{ср} = 0{,}5 \left(w_t^{нач} + w_t^{кон}\right) м/сек. \qquad (7\text{-}20)$$

В необогреваемой отводящей трубе

$$w_t^{ср} \approx w_t^{нач} \; м/сек. \qquad (7\text{-}21)$$

Пользуясь формулой (7-16), коэффициент местного сопротивления при входе смеси в барабан принимают $\xi_{вх} = 0{,}3$.

Для коллекторов и секций коэффициент сопротивления определяют по формуле (7-10), при этом значения c и c_1 принимают по данным табл. 7-4, а число Рейнольдса подсчитывают, условно принимая, что через коллектор или секцию протекает вода, а не пароводяная смесь.

ТАБЛИЦА 7-4

Значения коэффициентов c для коллекторов и c_1 для секций для пароводяной смеси

Угол между осями труб $\alpha°$	360°	300°	270°	240°	210°	180°
Для коллектора c	0,265	0,155	0,132	0,110	0,080	0,066
Для секции c_1 . .	1,850	—	0,930	—	—	0,470

Потери напора на трение при движении двухфазной жидкости в обогреваемых и отводящих трубах

$$\Delta p_{тр} = \lambda \frac{l}{d_{вн}} \gamma_x \frac{w_к^2}{2g} кг/м^2, \qquad (7\text{-}22)$$

где $w_к$ — скорость пароводяной смеси в конце трубы, *м/сек*;

γ_x — расходный удельный вес смеси, определяемый по формуле (7-17), *кг/м*^{3};

λ — коэффициент трения при движении пароводяной смеси в горизонтальных и вертикальных необогреваемых трубах (см. табл. 7-5).

ТАБЛИЦА 7-5

Приближенные значения коэффициента трения при движении пароводяной смеси в горизонтальных и вертикальных необогреваемых трубах

(по данным ВТИ)

Диаметр трубы $d_{вн}$, *мм*	30	40	50	60	70	80	90	100
Коэффициент трения λ	0,02	0,025	0,042	0,058	0,076	0,096	0,120	0,144

При движении пароводяной смеси в обогреваемых трубах коэффициент λ определяют по следующим формулам:

для вертикальных труб при расчете без учета относительной скорости

$$\lambda = \frac{0{,}0607 d_{вн} + 0{,}715 \cdot 10^{-4} d_{вн} \varphi_{кон}}{(Re)^{0{,}45}} \qquad (7\text{-}23)$$

и для горизонтальных при расчете по обоим способам

$$\lambda = \frac{2{,}23 + 0{,}025 d_{вн} + 1{,}3\, \varphi_{кон}}{(Re)^{0{,}45}}, \qquad (7\text{-}24)$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, *мм*;

$\varphi_{кон}$ — паросодержание в конце трубы (для вертикальных труб напорное), которое определяется по формуле

$$\varphi_{кон} = \frac{\gamma_в - \gamma_{см}}{\gamma_в - \gamma_н}, \qquad (7\text{-}25)$$

и объемное паросодержание по расходу

$$\varphi_{кон} = \frac{1}{\frac{w_в}{w_t} + \left(1 - \frac{\gamma_н}{\gamma_в}\right)}. \qquad (7\text{-}26)$$

Полезный движущий напор $N_{уд}$ является тем напором, который может быть затрачен на преодоление всех сопротивлений, имеющих место, на участках циркуляционного контура и на преодоление трения на горизонтальных участках, на которых собственный движущий напор не образуется, т. е.

$$\Sigma N_{уд} \cdot h = \Sigma \Delta p_{тр}^{оп} + \Sigma \Delta p_{м.с}^{оп} + \Sigma \Delta p_{м.с}^{под} + \Sigma \Delta p_{тр.гор}^{под}, \; кг/м^2 \qquad (7\text{-}27)$$

где $\Sigma \Delta p_{тр}^{оп}$ — сумма гидравлических сопротивлений, возникающих от трения при движении воды на опускном участке контура, $кг/м^2$;

$\Sigma \Delta p_{м.с}^{оп}$ — сумма гидравлических потерь, возникающих от местных сопротивлений на опускном участке контуров, $кг/м^2$;

$\Sigma \Delta p_{м.с}^{под}$ — суммы гидравлических потерь, возникающих от местных сопротивлений на подъемном участке циркуляционного контура, $кг/м^2$;

$\Sigma \Delta p_{тр.гор}^{под}$ — сумма гидравлических сопротивлений, возникающих от трения на горизонтальном участке контура, $кг/м^2$.

Величину удельного полезного движущего напора $N'_{уд}$ в зависимости от угла наклона труб α, скорости входа воды в подъемную трубу $w_в$, средней приведенной скорости пара $w_t^{ср}$ определяют по графикам фиг. 7-1 — 7-8.

Удельный движущий напор $N_{уд}$ с учетом поправочных коэффициентов на давление β_p и на диаметр трубы β_d

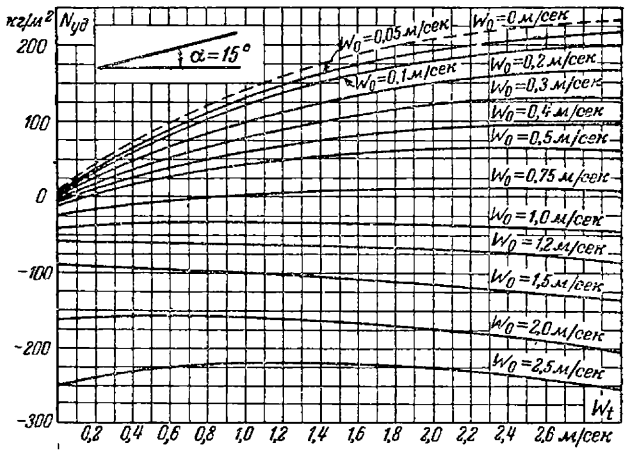
$$N_{уд} = N'_{уд} \beta_p \beta_d \; кг/м^2 \; пог.\; м. \qquad (7\text{-}28)$$

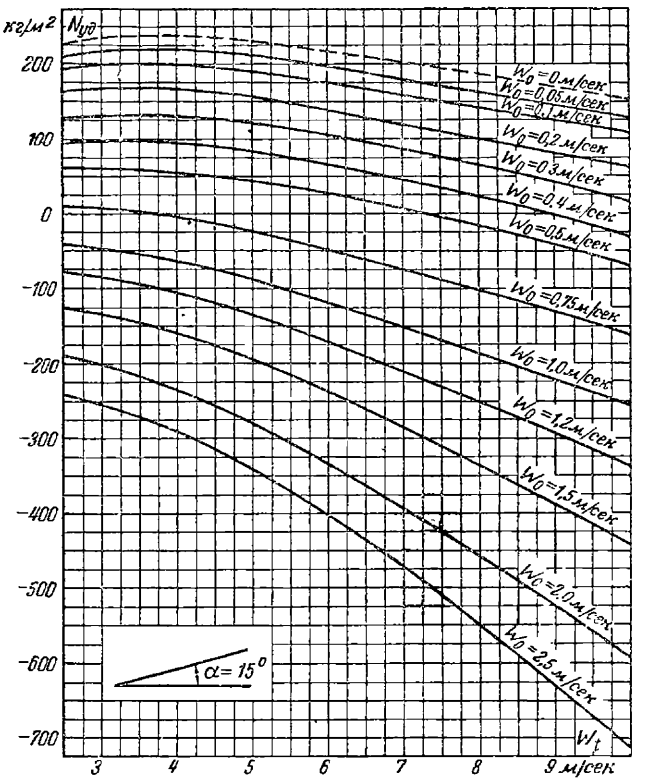
Полезный движущий напор на обогреваемом участке

$$N = N_{уд} (h_{уч} - h_{тз}) \; кг/м^2. \qquad (7\text{-}29)$$

Суммарный полезный движущий напор подъемной части циркуляционного контура

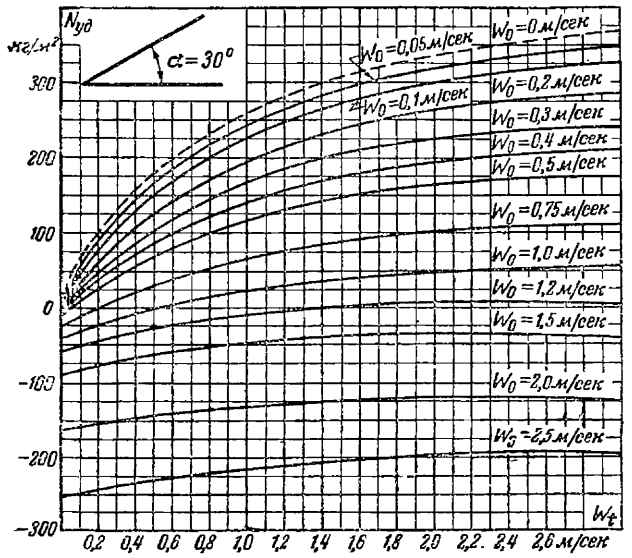
$$\Sigma (N_{уд} \cdot h) = N_{уд}^{I\,уч} (h_{уч} - h_{тз}) + N_{уд}^{II\,уч} h_{II\,уч} + \ldots + N_{уд}^{n\,уч} h_{n\,уч} - \Delta h (\gamma_в - \gamma_н) \; кг/м^2. \qquad (7\text{-}30)$$

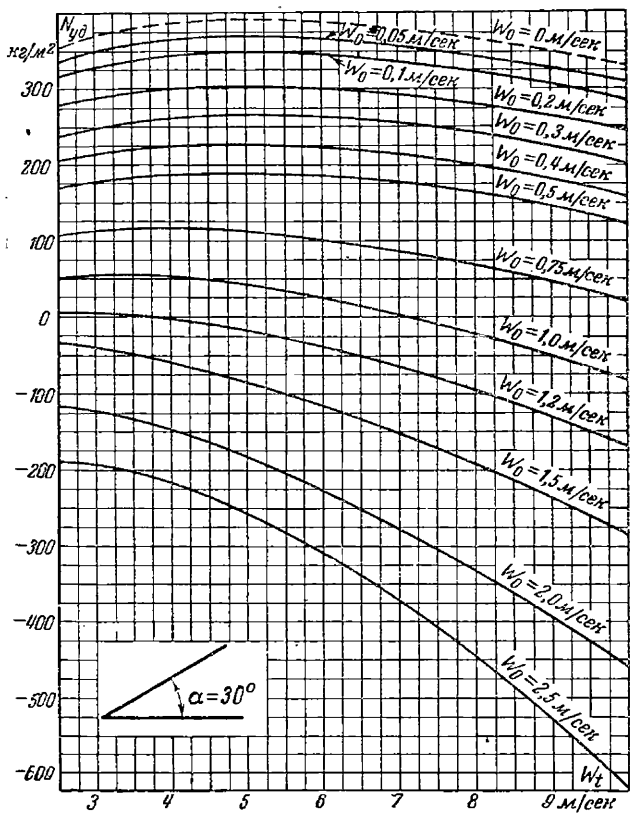




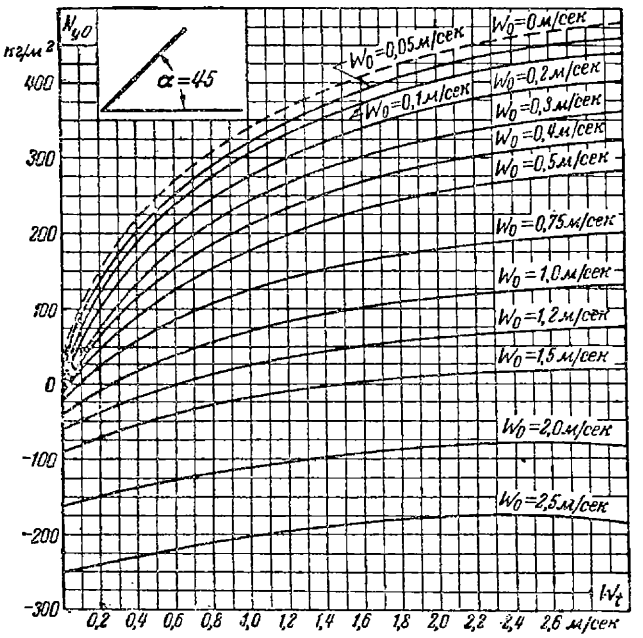
Фиг. 7-1. Полезные движущие напоры в наклонных подъемных трубах при $p = 10$ *ата* и $d_{вн} = 32$ *мм* в зависимости от $w_в$ (w_0) и w_t при $\alpha = 15°$ (на 1 *м* длины трубы).

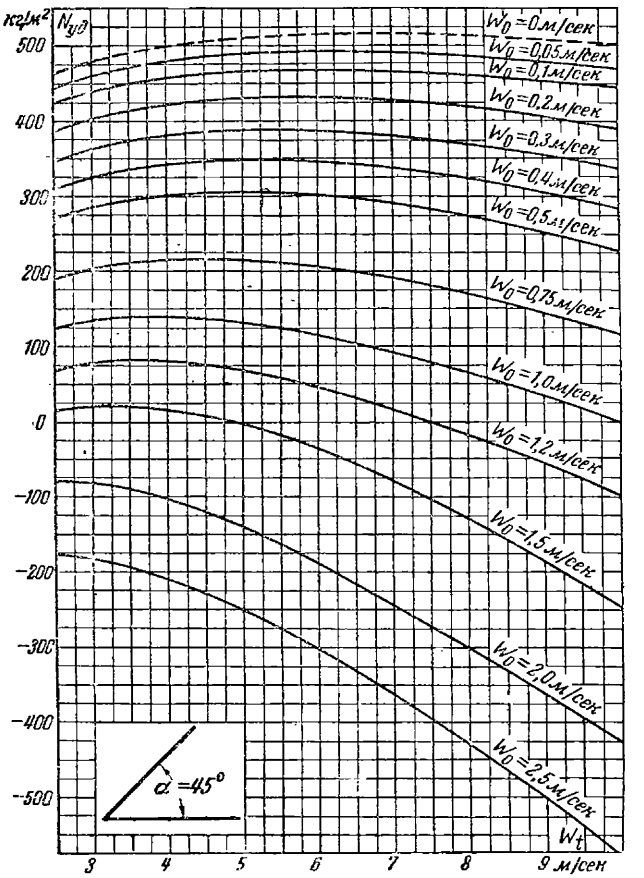
Последний член, входящий в формулу (7-30), учитывает добавочное сопротивление, которое имеет место при движении пароводяной смеси на участках труб Δh, расположенных выше уровня воды в верхнем барабане котла.



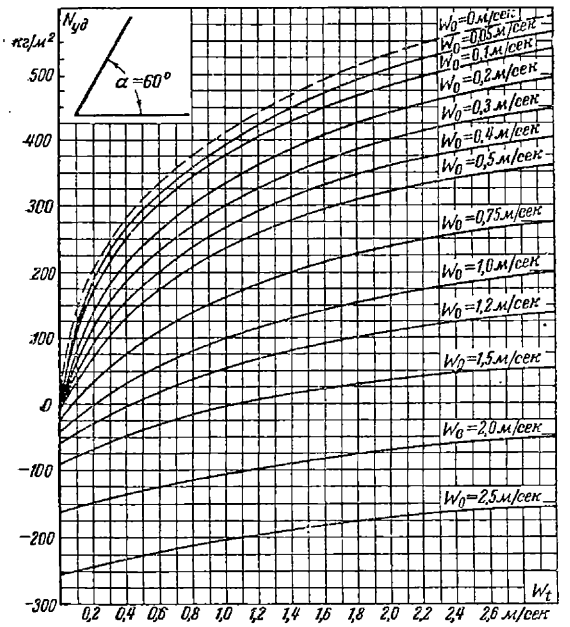


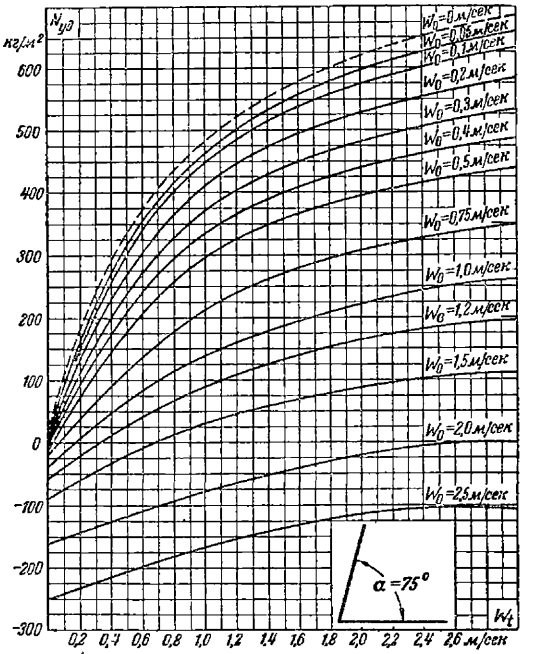
Фиг. 7-2. Полезные движущие напоры в наклонных подъемных трубах при $p=10$ *ата* и $d_{вн}=32$ *мм* в зависимости от $w_0(w_0)$ и w_t при $\alpha=30°$ (на 1 *м* длины трубы).

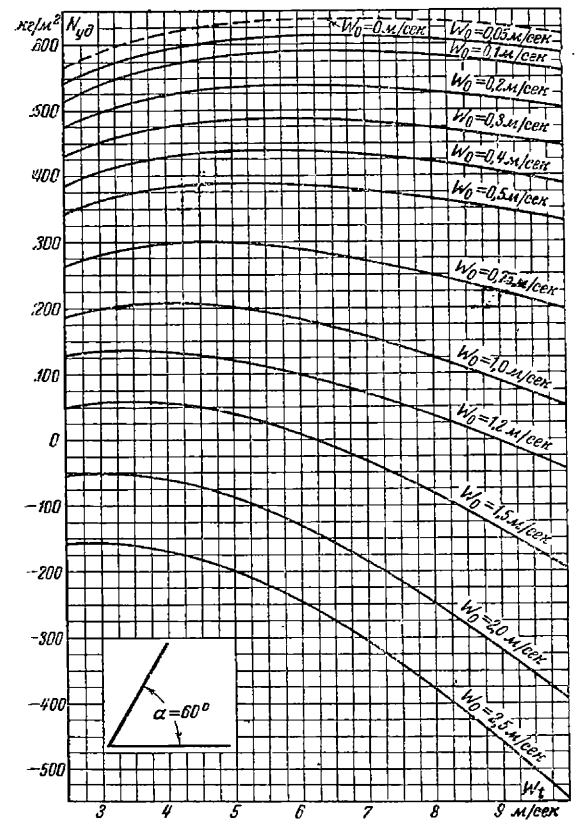




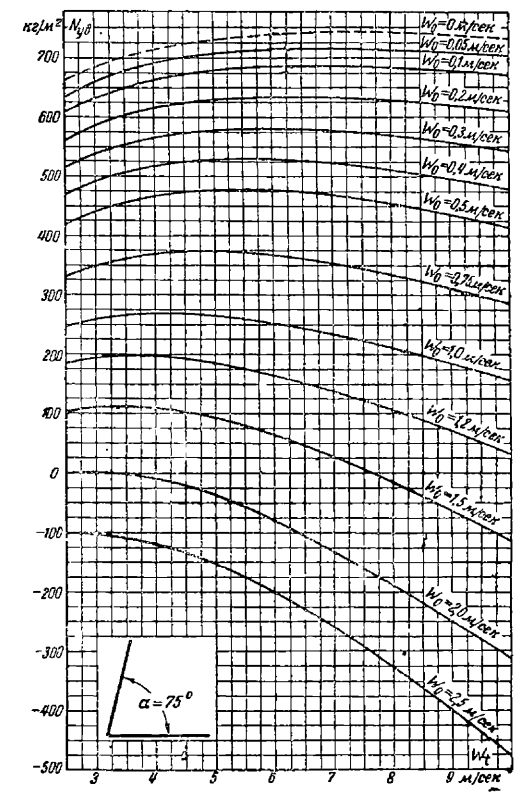
Фиг. 7-3. Полезные движущие напоры в наклонных подъемных трубах при $p=10$ *ата* и $d_{вн}=32$ *мм* в зависимости от $w_в(w_0)$ и w_t при $\alpha=45°$ (на 1 *м* длины трубы).



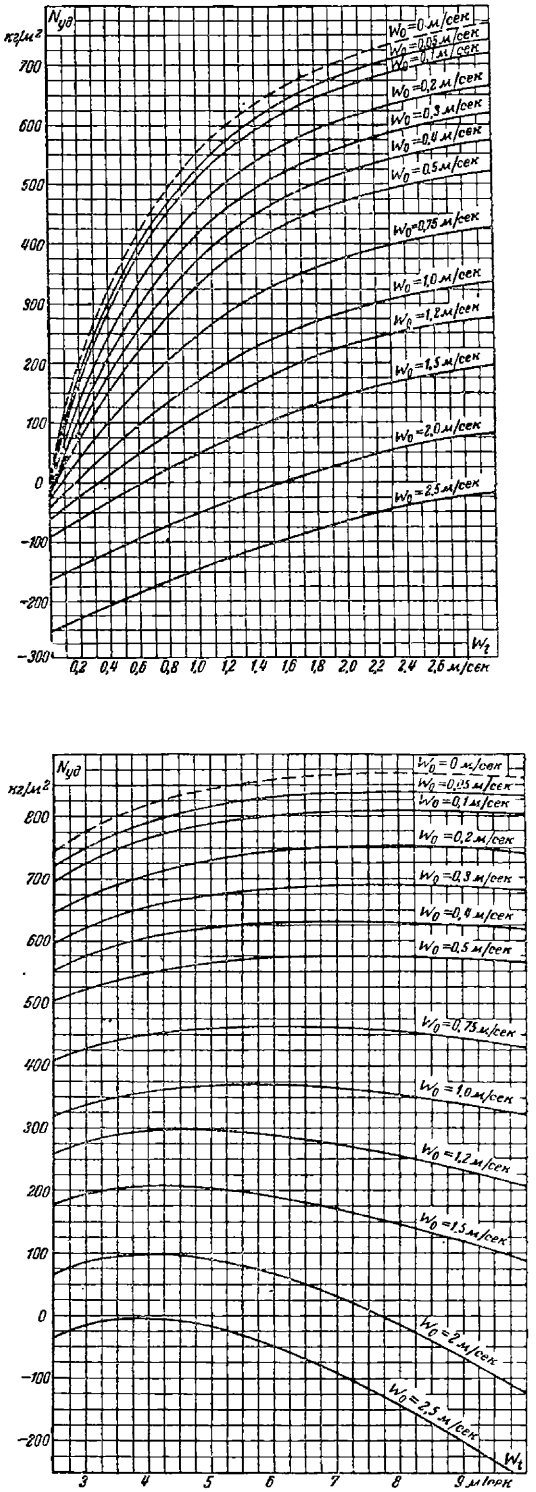




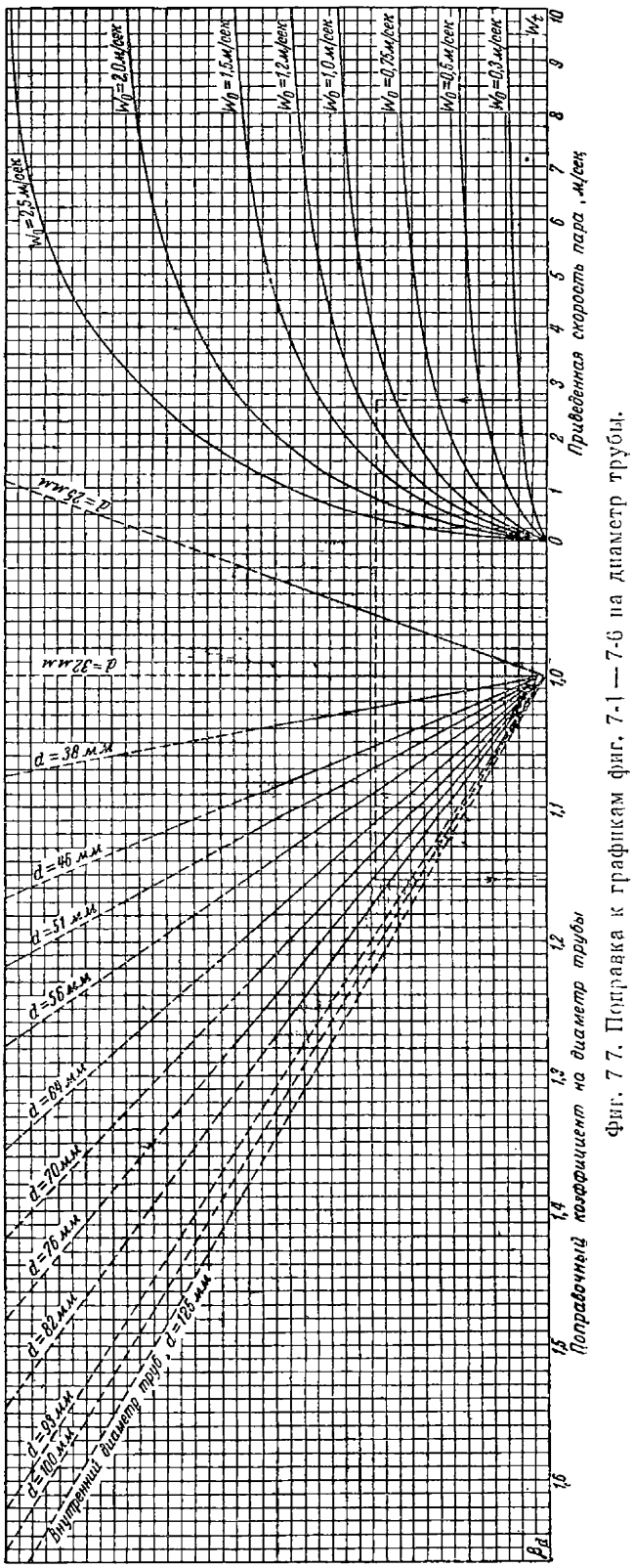
Фиг. 7-4. Полезные движущие напоры в наклонных подъемных трубах при $p = 10$ *ата* и $d_{вн} = 32$ *мм* в зависимости от w_0 (w_0) и w_t при $\alpha = 60°$ (на 1 *м* длины трубы).



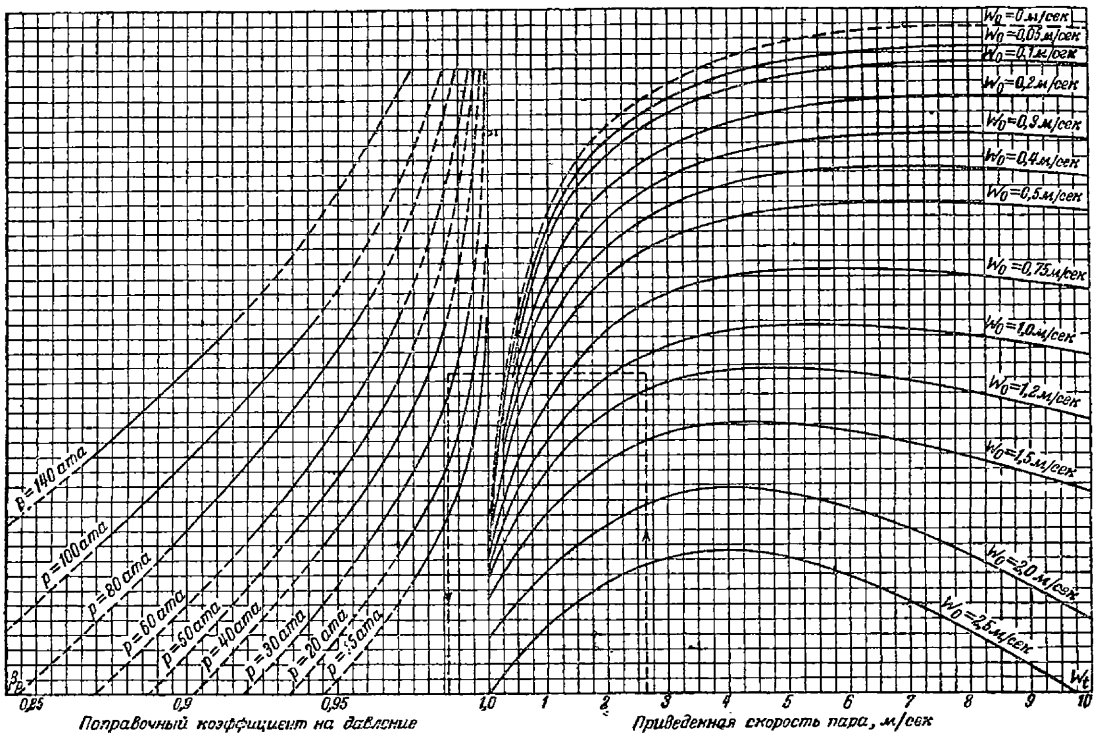
Фиг. 7-5. Полезные движущие напоры в наклонных подъемных трубах при $p = 10$ *ата* и $d_{вн} = 32$ *мм* в зависимости от w_0 (w_0) и w_t при $\alpha = 75°$ (на 1 *м* длины трубы).



Фиг. 7-6. Полезный удельный движущий напор в вертикальных подъемных трубах при $p=10$ *ата* и $d_{вн}=32$ *мм* в зависимости от $w_в(w_0)$ и w_t.



Фиг. 7-7. Поправка к графикам фиг. 7-1 — 7-6 на диаметр трубы.



Фиг. 7-8. Поправка к графикам фиг. 7-1 — 7-6 на давление пара для случаев, когда $\frac{G}{D}=C>1$.

Остаточный напор на рассчитываемом участке циркуляционного контура

$$N_{ост}=N-\Sigma\Delta p_м \quad кг/м^2, \qquad (7\text{-}31)$$

где $\Sigma\Delta p_м$ — сумма потерь напора, на трение, повороты и другие местные сопротивления на подъемном участке контура.

Уменьшения абсолютного давления Δp_z на некоторой высоте h_z, на которой образуется удельный полезный движущий напор $N_{уд}$ с учетом местных сопротивлений

$$\Delta p_z=h_z(\gamma_в-N_{уд})+\Delta p_м^z \quad кг/м^2. \qquad (7\text{-}32)$$

Дополнительное количество пара, образующееся на участке за счет самоиспарения,

$$\Delta D_z\approx(G_z-D_1)\frac{\delta i\Delta p_z}{r''\cdot 10^3} \quad кг/сек, \qquad (7\text{-}33)$$

где G_z — расход воды на данном участке контура, *кг/сек*;

D_1 — количество пара, образовавшееся за счет тепловосприятия на данном участке, *кг/сек*;

Δp_z — уменьшение абсолютного давления на высоте, на которой образуется удельный полезный движущий напор, *кг/м²*;

δi — приращение теплосодержания на высоту в 1 *м* вод. ст. (т. е. на 0,1 *ата*) сверх давления в паровом пространстве котла, *ккал/кгм*;

r'' — скрытая теплота парообразования при давлении в конце участков, *ккал/кг*.

Допустимое снижение высоты наинизшего уровня воды в барабане котла над отверстиями в местах присоединения отпускных труб для обеспечения надежной их работы

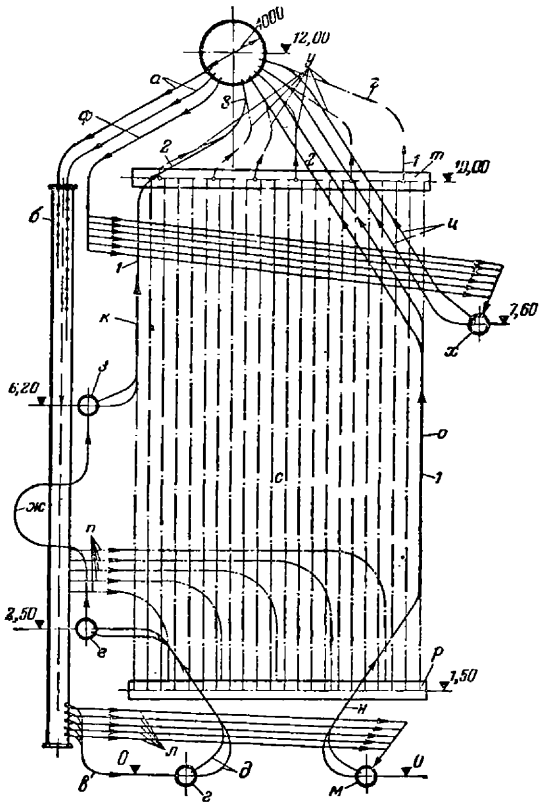
$$h>1{,}5\frac{(w_{вх}^{оп})^2}{2g} \quad м, \qquad (7\text{-}34)$$

где $w_{вх}^{оп}$ — скорость входа воды из барабана в опускные трубы, *м/сек*.

7-2. ЗАДАЧИ ПО РАСЧЕТУ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ В ВОДОТРУБНЫХ ПАРОВЫХ КОТЛАХ

Задача 7-1. Произвести расчет естественной циркуляции воды в паровом котле (фиг. 7-9).

Основные характеристики и конструктивные величины котельного агрегата взяты из теплового расчета и сведены в табл. 7-6 и 7-7.



Фиг. 7-9. Схема циркуляционных контуров однобарабанного парового котла.

а — опускные трубы от барабана котла к стояку; *б* — стояк; *в* — разводящие трубы от стояка к нижнему коллектору переднего ската холодной воронки; *г* — нижний коллектор переднего ската холодной воронки; *д* — трубы переднего ската холодной воронки; *е* — верхний коллектор переднего ската холодной воронки; *ж*—*с* — водные трубы; *з* — нижний коллектор переднего экрана; *к* — передний экран (с участками *1*, *2* и *3*); *л* — разводящие трубы от стояка к нижнему коллектору заднего ската холодной воронки; *м* — нижний коллектор заднего ската холодной воронки; *н* — трубы заднего ската холодной воронки; *о* — задний экран (с участками *1* и *2*); последний участок образует кипятильные трубы I и II рядов котельного пучка; *п* — разводящие трубы от стояка к нижнему коллектору бокового экрана; *р* — нижний коллектор бокового экрана; *с* — трубы бокового экрана; *т* — верхний коллектор бокового экрана; *у* — отводящие трубы бокового экрана (с участками *1* и *2*); *ф* — опускные трубы, соединяющие верхний барабан с нижним коллектором котельного пучка; *х* — нижний коллектор котельного пучка; *ц* — кипятильный пучок котла.

Задача 7-2. Определить гидродинамические характеристики трехбарабанного экранированного парового котла с естественной циркуляцией. Исходными данными для расчета являются:

а) схема циркуляционных контуров котла фиг. 7-10;

б) характеристики тепловой работы парового котла (табл. 7-8);

в) конструктивные характеристики контуров циркуляции (табл. 7-9).

ТАБЛИЦА 7-6

Исходные данные из теплового расчета парового котла

Наименование	Обозначение	Размерность	Величина
Паропроизводительность котлоагрегата	D	*т/час*	40
Давление в барабане	$p_б$	*ата*	38
Теплосодержание кипящей воды при $p_б$	$i_к$	*ккал/кг*	254,8
Температура насыщения	$t_н$	°С	246,1
Скрытая теплота парообразования	r	*ккал/кг*	414,5
Удельный вес воды при температуре насыщения	$\gamma_в$	*кг/м³*	805
Удельный вес сухого насыщенного пара	$\gamma_н$	*кг/м³*	18,68
Теплосодержание воды после водяного экономайзера	$i''_в$	*ккал/кг*	232
Влажность пара	$(1-x)\cdot 100$	%	0,5
Величина непрерывной продувки	$p_{пр}$	%	2,0
Часовой расход топлива	B	*кг/час*	5 800
Теплотворная способность топлива	$Q^р_н$	*ккал/кг*	5 780
Температура газов, покидающих топку	$t''_т$	°С	1 088
Теплосодержание газов, покидающих топку	$J''_т$	*ккал/кг*	2 900
Количество тепла, выделяющегося в топке на 1 *кг* топлива	$\Delta J'_т$	*ккал/кг*	5 570
Температура газов за котельным пучком	$t'_{пе}$	°С	940
Теплосодержание газов за котельным пучком	$J'_{пе}$	*ккал/кг*	2 552
Потеря тепла в окружающую среду газоходом котла	Q^{lx}_5	*ккал/кг*	19

При построении напорных характеристик контуров циркуляции и определении высоты точки закипания величину кратности циркуляции для данного котла можно принять C=20; 30 и 40.

Расчет произвести по нормам ЦКТИ.

ТАБЛИЦА 7-7

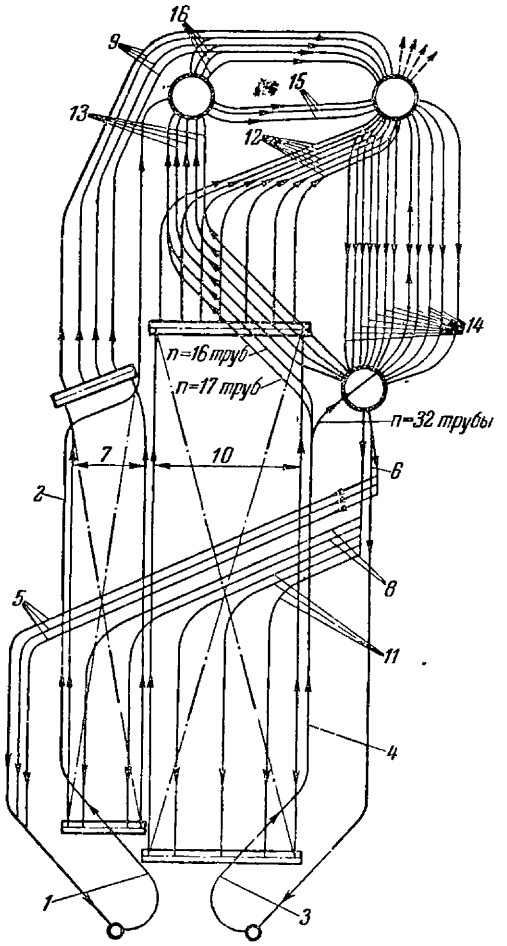
Конструктивные характеристики контуров циркуляции

Наименование	Обозначение	Размерность	Экраны			Котельный пучок			
			задний	передний	боковой	I ряд	II ряд	III ряд	IV ряд
ТРУБЫ ХОЛОДНОЙ ВОРОНКИ									
Число	n		47	47					
Шаг (по стенке)	s_1	*мм*							
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*	60/54	60/54					
Полная длина	l	*м*	4	4					
Обогреваемая длина	$l_{об}$	*м*	2,70	1,7					
Длина необогреваемого участка внизу	$l_{н1}$	*м*	1,30	1,3					
Длина необогреваемого участка вверху	$l_{н2}$	*м*		1,0					
Угол наклона к горизонту	α	градусы	50	50					
Число и угол изгибов на участке	$n_г \times \alpha$		2×90°	2×90°					
Высота участка	h	*м*	3,0	2,4					
Сечение труб	$f_{х.в}$	$м^2$	0,108	0,108					
ОБВОДНЫЕ ТРУБЫ									
Число	n			10					
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*		102/94					
Необогреваемая длина	$l_н$	*м*		4,8					
Высота труб	h	*м*		3,5					
ТРУБЫ ОСНОВНОГО ЭКРАНА									
Число	n		47	47	22×2*	24	23	24	23
Шаг (по ширине ряда)	s_1	*мм*							
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*	60/54	60/54	83/76	60/54	60/54	60/54	60/54
Полная длина	l	*м*	9,2	7,0	10,0	4,85	4,85	5,95	5,95
Необогреваемая длина внизу	$l_н$	*м*	—	0,85	0,85	—	—	0,85	0,85
Длина первого участка	l_1	*м*	4,5	4,0	8,2	4,7	4,7	4,95	4,95
Угол наклона первого участка	α_1	градусы	90	90	90	60	60	60	60
Необогреваемая длина вверху	$l_н$	*м*	—	0,15	0,85	0,15	0,15	0,15	0,15
Число и углы изгибов на первом участке	$n_г \times \alpha$		1×90°	1×90°	1×90°	1×45°	1×45°	1×60° 1×30°	1×30° 1×45°
Высота первого участка	h	*м*	4,5	4,0	8,2	4,07	4,07	4,29	4,29
Длина второго участка	l_2	*м*	4,7	2,0	—	—	—	—	—
Угол наклона второго участка	α	градусы	60°	30°					
Число и угол изгибов	$n_г \times \alpha$		1×45°	1×45°					
Высота второго участка	h_2	*м*	4,1	1,0					
Длина третьего участка	l_3	*м*		0,85					
Угол наклона третьего участка	α_3	градусы		90°					
Число и угол изгибов	$n_г \times \alpha$			1×45°					
Необогреваемая длина вверху	$l_н$	*м*		0,15					
Высота третьего участка	h_3	*м*		0,85					
Сечение труб	$f_{эк}$	$м^2$	0,108	0,108	0,10×2*	0,055	0,053	0,055	0,053
ОТВОДЯЩИЕ ТРУБЫ									
Число	n				6×2				
Шаг	s_1	*мм*							

Продолжение

Наименование	Обозначение	Размерность	Экраны			Котельный пучок			
			задний	передний	боковой	I ряд	II ряд	III ряд	IV ряд
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*			83/76				
Полная длина	l	*м*			3,0				
Необогреваемая длина внизу	$l_н$	*м*			0,85				
Обогреваемая длина первого участка	l_1	*м*			0,85				
Угол наклоиа первого участка	α_1	градусы			90				
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$				1×90°				
Высота первого участка	h_1	*м*			0,85				
Обогреваемая длина второго участка	l_2	*м*			1,15				
Угол наклона второго участка	α_2	градусы			30				
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$				1×45°				
Необогреваемая длина вверху	$l_{н2}$	*м*			0,15				
Высота второго участка	h_2	*м*			0,58				
Сечение труб	$f_{отв}$	$м^2$			0,02718×2*				
ПОДВОДЯЩИЕ И ОПУСКНЫЕ ТРУБЫ									
а) Опускные трубы между барабаном и коллектором котла:									
Число	n								6×2*
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*							83/76
Полная длина	l	*м*							12
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$								4×90°
Сечение	$f_{оп}$	$м^2$							0,02715×2*
б) Подводящие трубы к стоякам:									
Число	n				18×2*				
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*			83/76				
Полная длина	l	*м*			6,5				
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$				3×90°				
Сечение	$f_{под}$	$м^2$			0,0816×2*				
в) Стояки:									
Число	n				1×2*				
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*			273/249				
Длина	l	*м*			7,8				
Сечение	$f_{ст}$	$м^2$			0,04867×2*				
г) Разводящие трубы к экранам:									
Число	n		10	10	5×2*				
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*	83/76	83/76	83/76				
Длина	l	*м*	8	4,8	6				
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$		2×90°	2×90°	1×90°				
Сечение	$f_{разв.}$	$м^2$	0,0453	0,0453	0,02265×2*				
Расчетная полная высота контура	$h_{кон.}$	*м*	11,65	11,5	10,3	4,2	4,2	4,29	4,29
Диаметры коллекторов	$d_н/d_{вн}$	*мм*	273/249	273/249	273/249			273/249	273/249
Угол между осями труб в нижних коллекторах	α	градусы	240	240	270			240	240
Угол между осями труб в промежуточных коллекторах	α	градусы		240	240				
Угол между осями труб в верхних коллекторах	α	градусы			240				

Примечание. Величина 2, отмеченная звездочкой, указывает на то, что аналогичные характеристики труб также имеют место и на противоположной стороне котлоагрегата.



Фиг. 7-10. Схема циркуляционных контуров трехбарабанного котла.

1 — трубы переднего ската холодной воронки; *2* — трубы переднего экрана; *3* — трубы заднего ската холодной воронки; *4* — трубы заднего экрана; *5* — опускные трубы к переднему скату холодной воронки; *6* — опускные трубы к заднему скату холодной воронки; *7* — первая панель бокового экрана; *8* — опускные трубы к первой панели бокового экрана; *9* — отводящие трубы от первой панели бокового экрана; *10* — вторая панель бокового экрана; *11* — опускные трубы к второй панели бокового экрана; *12* — отводящие трубы от второй панели бокового экрана; *13* – первый котельный пучок; *14* — второй и третий котельные пучки; *15* — водоперепускные трубы; *16* — пароперепускные трубы.

ТАБЛИЦА 7-8

Исходные характеристики тепловой работы парового котла

Паропроизводительность котла D, *т/час*	85,0
Давление в барабане $p_б$, *ата*	35
Теплосодержание воды (при давлении и температуре насыщения $i_к$ и $t_н$), *ккал/кг* и °С	249,4 и 241
Скрытая теплота парообразования (при давлении $p_б$) r, *ккал/кг*	420,1
Удельный вес воды при температуре насыщения $\gamma_в$, *кг/м³*	812
Удельный вес сухого насыщенного пара $\gamma_н$, *кг/м³*	17,18
Теплосодержание воды после водяного экономайзера $i''_{в.э}$, *ккал/кг*	180,1
Влажность пара, идущего в перегреватель (1—x) 100%	0,1
Величина непрерывной продукции $p_{пр}$, %	8,0
Теплотворная способность топлива $Q^р_н$, *ккал/кг*	3 800
Часовой расход топлива B, *кг/час*	15 900
Количество тепла, выделяющееся в топочной камере на 1 *кг* топлива $J'_т$, *ккал/кг*	4 157
Температура газов в конце топки $t''_т$, °С	1 065
Теплосодержание газов, покидающих топку $J''_т$, *ккал/кг*	2 208
Температура газов за первым котельным пучком $t'_{пе}$, °С	900
Теплосодержание газов за первым котельным пучком $J'_{пе}$, *ккал/кг*	1 833
Потеря тепла в окружающую среду в первом газоходе котла $Q_5^{I ход}$, *ккал/кг*	2,0
Конвективная поверхность нагрева первого котельного пучка $H_{I ход}$, *м²*	341
Коивективная поверхность нагрева водоперепускиого пучка между верхними барабанами $H_{в\ п.п}$, *м²*	23,8
Температура газов в начале второго котельного пучка $t'_{II ход}$, °С	575
Теплосодержание газов в начале второго котельного пучка $J'_{II ход}$, *ккал/кг*	1 162
Потеря тепла в окружающую среду второго газохода $Q_5^{II ход}$, *ккал/кг*	2,0
Температура газов в конце второго котельного пучка $t''_{II ход}$, °С	475
Теплосодержание газов в конце второго котельного пучка $J''_{II ход}$, *ккал/кг*	966
Поверхность нагрева второго котельного пучка $H_{II ход}$, *м²*	441
Температура газов в конце третьего котельного пучка $t''_{III ход}$, °С	409
Теплосодержание в конце третьего котельного пучка $J''_{III ход}$, *ккал/кг*	836
Потеря тепла в окружающую среду в третьем газоходе $Q_5^{III ход}$, *ккал/кг*	2,0
Поверхность нагрева третьего котельного пучка $H_{III ход}$, *м²*	261
Суммарная эффективная радиационная поверхность нагрева в топочной камере $\Sigma H^р_{топ}$, *м²*	328,4
Эффективная радиационная поверхность нагрева первого котельного пучка $H^р_к$, *м²*	25,0
Эффективная радиационная поверхность нагрева фронтового экрана $H^р_{ф.э}$, *м²*	91,9
Эффективная радиационная поверхность нагрева заднего экрана (до нижнего барабана котла) $H^р_{з.э}$, *м²*	66,9
Эффективная радиационная поверхность нагрева первой панели бокового экрана (на каждой стенке) $H^р_{п.п.б.э}$, *м²*	24,0
Эффективная радиационная поверхность нагрева второй панели бокового экрана (на каждой стенке) $H^р_{в.п.б.э}$, *м²*	48,3

Конструктивные характе

Наименования	Обозначения	Размерность	Экраны				Пер	
					Боковые панели		Ря	
			задний	передний	первая	вторая	отводящие трубы заднего экрана	
							I	II
ТРУБЫ ХОЛОДНОЙ ВОРОНКИ								
Число	n	—	65	65				
Шаг (по ширине ряда)	s_1	*мм*	92,5	92,5				
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*	83/75	83/75				
Полная длина	l	*м*	5,2	5,2				
Длина необогреваемого участка внизу	$l_н$	*м*	1,2	1,2				
Длина обогреваемого участка	$l_{об}$	*м*	4,0	4,0				
Угол наклона к горизонту	α	градусы	50	50				
Число и угол изгибов на участке	$n_г \times \alpha$		2×90°	2×90°				
Высота участка	h	*м*	3,3	3,3				
Сечение труб	$f_{х.в}$	$м^2$	0,2873	0,2873				
ТРУБЫ ОСНОВНОГО КОНТУРА								
Число	n		65	65	18	38	17	16
Шаг (по ширине ряда)	s_1	*мм*	92,5	92,5	150	100	370	370
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*	83/75	83/75	83/75	83/75	83/75	83/75
Полная длина	l	*мм*	8,85	6,75	11,9	13,9	8,67	8,25
Необогреваемая длина внизу	$l_н$	*м*			1,8	1,8	0,15	0,15
Длина первого участка (счет участков производим внизу)	l_1	*м*	8,85	6,75	9,4	11,4	4,65	4,20
Угол наклона первого участка	α	градусы	90	90	90	90	30	34
Необогреваемая длина вверху	$l_{н2}$	*м*			0,7	0,7		
Число и угол изгибов на первом участке	$n_г \times \alpha$	градусы	1×40	1×40	1×90	1×90	1×60	1×60
Высота первого участка	h_1	*м*	8,85	6,75	9,4	11,4	3,18	2,74
Длина второго участка	l_2	*м*			0,7		3,78	
Угол наклона второго участка	α	градусы			60		90	
Число и угол изгибов на втором участке	$n_г \times \alpha$	градусы			1×30		2×60	
Высота второго участка	h_2	*м*			0,605		3,61	
Необогреваемая длина вверху	$l_{н3}$	*м*	0,15	0,15			0,15	
Сечение труб	$f_{тр}$	$м^2$	0,2873	0,2873	0,0796	0,168	0,07510	0,0707
ОТВОДЯЩИЕ ТРУБЫ								
Число	n		Отводящие трубы заднего экрана в количестве 33 труб образуют первый и второй ряды первого котельного пучка. Остальные 32 трубы вошли в восьмой ряд второго котельного пучка	65	4×2**	7×2**		
Шаг (по ширине ряда)	s_1	*мм*		92,5	700	600		
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	*мм*		83/75	83/75	83/75		
Полная длина	l	*м*		11,2	12,5	7,6		
Необогреваемая длина внизу	$l_{н1}$	*м*			8,15	0,6		
Обогреваемая длина первого участка	l_1	*м*		3,3		3,0		
Угол наклона первого участка	α_1	градусы		30	90	90		
Число и угол изгиба	$n_г \times \alpha$	градусы		1×60	1×90	1×90		
Высота первого участка	h_1	*м*		1,70	8,15	3,0		

ТАБЛИЦА 7-9

ристики контуров циркуляции

вый котельный пучок				Второй котельный пучок								Третий котельный пучок			
ды труб															
собственно котла				Ряды труб								Ряды труб			
III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	I	II	III	IV
36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	36	38	38	38	30	30
185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	175	175	175	220	220
83/75	83/75	83/75	83/75	83/75	83/75	83/75	83/75	83/75	83/75	83/75	83,75	83/75	83/75	83/75	83,75
7,8	7,65	7,40	7,20	6,0	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7	6,0	6,6	6,75	7,2	7,65	8,25
0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
4,1	4,0	3,9	3,85	5,7	5,4	5,4	5,4	5,4	5,4	5,7	6,3	6,45	6,90	7,35	7,95
34	34	34	34	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
1×30	1×30	1,15	1×15	1×30	1×15	1×15	1×15	1×15	1×30	1×30	2×45	2×45	2×45	2×90	2×90
2,5	2,5	2,5	2,67	5,46	5,40	5,35	5,30	5,36	5,36	5,43	5,55	5,7	5,9	6,45	6,65
3,4	3,30	3,15	3,00												
90	90	90	90												
1×90	1×90	1×90	1×90												
3,5	3,24	3,10	3,0												
0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
0,159	0,159	0,159	0,159	0,159	0,159	0,159	0,159	0,159	0,159	0,159	0,0265* 0,1414	0,168	0,168	0,1326	0,1326
											32				
											162				
											83/75				
											8,25				
											1,65				
											45°				
											2×45°				
											0,90				

Наименования	Обозначения	Размерность	Экраны				Пер
			задний	передний	Боковые панели		Ря
					первая	вторая	отводящие трубы заднего экрана
							I	II
Обогреваемая длина второго участка	l_2	м	Отводящие трубы заднего экрана в количестве 32 труб образуют первый и второй ряды первого котельного пучка. Остальные 32 трубы вошли в восьмой ряд второго котельного пучка	7,75		3,85		
Необогреваемая длина второго участка внизу	$l_{н2}$	м			4,4			
Угол наклона второго участка	α_2	градусы		90	0	30		
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$	градусы		1×45	1×90	1×45		
Необогреваемая длина вверху	$l_{н3}$	м		0,15		0,15		
Высота второго участка	h_2	м		7,35		2,25		
Сечение труб	f	м²		0,2873	0,01768×2**	0,0309×2**		
ВОДОПЕРЕПУСКНЫЕ, ОПУСКНЫЕ И ПОДВОДЯЩИЕ ТРУБЫ								
а) Водоперепускные трубы между верхними барабанами:								
Число	n							
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	мм						
Полная длина	l	м						
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$	градусы						
Сечение труб	$f_{пер}$	м²						
б) Опускные трубы между верхним задним и нижним барабанами:								
Число	n							
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	мм						
Полная длина	l	м						
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$							
Сечение труб	$f_{оп}$	м²						
в) Опускные (разводящие) трубы питания между нижним барабаном и нижними коллекторами экранов:								
Число	n		4×2**	3×2**	2×2**	3×2**		
Диаметры	$d_н/d_{вн}$	мм	108,98	133/123	133/123	133/123		
Длина	l	м	14,3	25,9	19,2	17,03		
Число и угол изгибов	$n_2 \times \alpha$	градусы	1×45°	4×90° 1×45°	2×90° 1×45°	2×90° 1×45°		
Сечение труб	$f_{раз}$	м²	0,0302×2²	0,03563×2²	0,02375×2²	0,03563×2²		
Расчетная полная высота контура	$h_{кон}$	м	19,65	19,8	19,65	18,45	6,79	6,35
Превышение отводящих труб над уровнем воды в верхнем барабане	$h_{пер}$	м			0,8			
Внутренний диаметр нижних коллекторов экранов	$d_{н.к}$	мм	275	275	275	275		
То же верхних коллекторов экранов	$d_{в.к}$	мм			275	275		
Угол между осями труб в нижних коллекторах	$\alpha_{н.к}$	градусы	240	240	270	270		
Угол между осями труб в верхних коллекторах	$\alpha_{в.к}$	градусы			180	270		

* В числителе сечение опускных труб, в знаменателе сечение 32 отводящих труб заднего экрана.
** Цифра 2 указывает, что аналогичная величина имеет место также на противоположной стороне.

Продолжение

вый котельный пучок				Второй котельный пучок								Третий котельный пучок			
ды труб															
собственно котла				Ряды труб								Ряды труб			
III	IV	V	VI	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	I	II	III	IV
											6,45				
											90 2×45 0,15 5,55 0,1414				
			90 83/75 3,0 2×30° 0,398												
			394 83/75 6,41 2×45 1,742												
6,0	5,74	5,60	5,67	5,76	5,65	5,50	5,45	5,45	5,50	5,58	5,76	6,0	6,2	6,75	6,95

Примечания: 1. Обводка жирными линиями показывает, для каких элементов этот участок является общим в системе циркуляции котлоагрегата.

2. Счет участков произведен снизу вверх.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА, РАБОТАЮЩИХ ПОД ДАВЛЕНИЕМ, И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

8-1. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ БАРАБАНОВ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

Толщину стенки цилиндрической части барабана, подверженного внутреннему давлению, определяют по формуле

$$s = \frac{pD_в}{(230R_p - p)\varphi} + c \text{ мм} \qquad (8\text{-}1)$$

или по формуле

$$s = \frac{pD_н}{(230R_p - p)\varphi + 2p} + c \text{ мм}, \qquad (8\text{-}2)$$

где p — расчетное давление, $кг/см^2$, которое принимается равным рабочему давлению среды в барабане котла плюс гидростатическое давление столба воды над барабаном, если оно превышает 2,5% рабочего давления;

$D_в$ — внутренний диаметр барабана, *мм*;

$D_н$ — наружный диаметр барабана, *мм*;

R_p — допускаемое напряжение на растяжение металла, $кг/мм^2$;

φ — коэффициент прочности стенки барабана в продольном направлении, значения этого коэффициента при наличии сварного шва приведены в табл. 8-1;

c — прибавка (на износ и коррозию) к расчетной толщине стенки, принимаемая равной 1 *мм*; при $s \geqslant 40$ *мм* эту прибавку производить не следует.

Приведенные напряжения, создаваемые внутренним давлением в стенке барабана, могут быть подсчитаны по формуле

$$\sigma_{пр} = \frac{p[D_в + (s-c)\varphi]}{230(s-c)\varphi} \text{ кг/мм}^2, \qquad (8\text{-}3)$$

ТАБЛИЦА 8-1

Значения коэффициента прочности φ в зависимости от вида сварного шва

Вид шва		При работе	Коэффициент φ
Шов, сваренный водяным газом		на растяжение	0,85
Швы, выполненные электросваркой	Стыковые швы, подвариваемые со стороны вершины шва	на растяжение	0,95
		на сжатие	1,00
	Стыковые швы, свариваемые только с одной стороны	на растяжение	0,7
		на сжатие	0,8
	Стыковые швы, свариваемые с одной стороны при наличии подкладки или кольца, плотно прилегающего по всему периметру к основному металлу	на растяжение	0,9
	Стыковые швы с двухсторонним проваром, выполненные автоматической дуговой электросваркой под слоем флюса	на растяжение	0,95
	Соединения внахлестку или втавр с валиковыми швами с двух сторон		0,85

а допустимое расчетное давление по формуле

$$p = \frac{230R_p \cdot (s-c)\varphi}{D_в + (s-c)\varphi} \text{ кг/мм}^2. \qquad (8\text{-}4)$$

Давление при гидравлическом испытании барабана, если он не подвергается после этого

ТАБЛИЦА 8-2

Значения коэффициента k и коэффициентов запасов прочности при расчете цилиндрических стенок барабанов

Барабаны	Коэффициент k к формуле (8-5)	Коэффициенты		
		$n_в$	$n_т$	$n_п$
С клепаными швами внахлестку или с односторонней накладкой . . .	0,80	5,35	2,4	—
С клепаными швами с двухсторонними накладками, с одним рядом заклепок или с двухсторонними накладками, из которых одна имеет два ряда заклепок, а вторая один ряд	0,95	4,80	2,5	—
С клепаными швами с двухсторонними накладками и с двумя и более рядами заклепок	1,00	4,50	2,0	—
Сварные и бесшовные обогреваемые (при наличии и при отсутствии отверстий для труб)	1,00	4,50	2,0	1,0
Сварные и бесшовные необогреваемые (вынесенные из газохода или надежно изолированные):				
а) при наличии отверстий с развальцованными в них трубами либо отверстий для лючков . . .	1,00	4,25	1,90	1,0
б) при наличии отверстий, укрепленных при помощи приваренных ниппелей, либо при отсутствии отверстий	1,00	4,00	1,80	1,0

термической обработке, должно удовлетворять условию

$$p^2 = \frac{46 k \sigma_T^{20} (\beta^2 - 1) \varphi^2}{\beta^2} \ кг/см^2, \qquad (8\text{-}5)$$

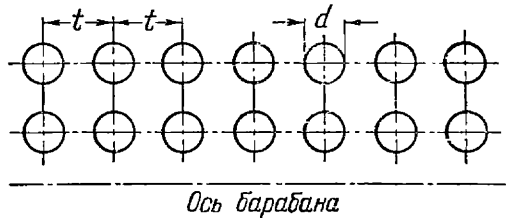
где σ_T^{20} — условный предел текучести стали при $t = 20°$ С, $кг/мм^2$;

k — коэффициент, значения которого приведены в табл. 8-2;

β — отношение наружного диаметра к внутреннему;

φ^2 — наименьший коэффициент прочности барабана в продольном направлении при гидравлическом испытании.

Коэффициент прочности φ при коридорном расположении отверстий для труб или заклепок с постоянным диаметром и постоянным шагом между центрами отверстий определяют:



Фиг. 8-1. Коридорное расположение отверстий с постоянным диаметром и постоянным шагом в продольном направлении.

в продольном направлении (фиг. 8-1) по уравнению

$$\varphi = \frac{t - d}{t}, \qquad (8\text{-}6)$$

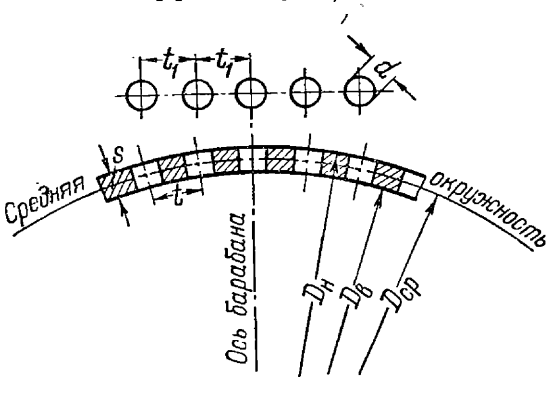
в поперечном направлении (фиг. 8-2) по уравнению

$$\varphi_1 = \frac{t_1 - d}{t_1} \qquad (8\text{-}7)$$

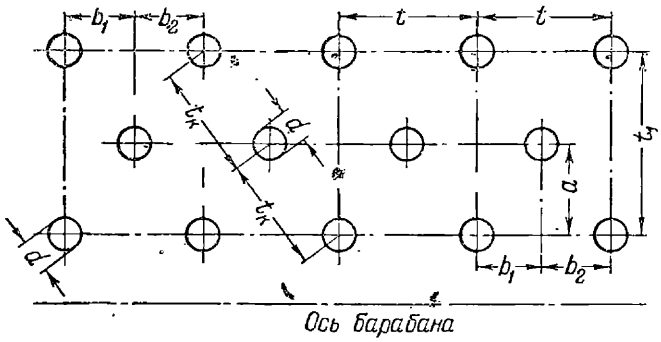
(в поперечном направлении шаг t_1 замеряют по средней окружности барабана диаметром $D_{ср}$).

Коэффициент прочности φ в косом (диагональном) направлении барабана обычно проверяют при шахматном расположении отверстий.

Если ряды в продольном и поперечном направлениях (фиг. 8-3) сдвинуты один относительно другого на половину шага ($b_1 = b_2 = 0{,}5t$ и $a = 0{,}5t$), то при постоянных шагах толщину стенки барабана следует проверить по приведенному коэффициенту прочности $\varphi_{пр}$, т. е. по коэффициенту прочности в косом



Фиг. 8-2. Коридорное расположение отверстий с постоянным диаметром и постоянным шагом в поперечном направлении.



Фиг. 8-3. Шахматное расположение отверстий с равными шагами и диаметрами.

направлении, приведенному к продольному направлению

$$\varphi_{пр}=\varphi_к\cdot\frac{1+m^2}{\sqrt{\left(1+\frac{m^2}{2}\right)^2+m^2}}=\varphi_к\cdot K, \quad (8\text{-}8)$$

$$m=\frac{a}{b_1};$$

где $\varphi_к$ — коэффициент прочности ослабленного места в косом (диагональном) направлении барабана, равный

$$\varphi_к=\frac{t_к-d}{t_к};\quad t_к=\sqrt{a^2+b^2}.$$

При расположении в шахматном порядке отверстий для труб с переменными диаметрами ($d_1\neq d_2$), а также с переменным шагом ($b_1\neq b_2\neq 0{,}5t$) в продольном и поперечном направлениях фиг. 8-4 коэффициент прочности ослабленных мест в косом направлении, приведенный к продольному направлению, определяют по формуле (8-8), но при этом величину m принимают равной $\frac{a}{b_1}$ или $\frac{a}{b_2}$, а величину $t_к$ принимают равной $t_{к_1}=\sqrt{a^2+b_1^2}$ или $t_{к_2}=\sqrt{a^2+b_2^2}$

$$\varphi_{к_1}=\frac{t_{к_1}-\left(\frac{d_1}{2}+\frac{d_2}{2}\right)}{t_{к_1}} \text{ или } \varphi_{к_2}=\frac{t_{к_2}-\left(\frac{d_1}{2}+\frac{d_2}{2}\right)}{t_{к_2}}$$

(в расчет вводят наименьшее значение φ).

При коридорном или однорядном расположении трубных отверстий только в продольном направлении толщину стенки барабана определяют по формуле (8-1).

При коридорном или однорядном расположении трубных отверстий только в поперечном направлении толщину стенки определяют также по формуле (8-1), но вместо величины φ подставляют в нее величину $2\varphi_1$, где φ_1 — коэффициент прочности стенки барабана в поперечном направлении.

В барабанах современных паровых котлов имеют место одновременные ослабления в продольном и в поперечном направлениях. Следовательно, формулами (8-1) — (8-4) можно пользоваться, когда $\varphi_1\geqslant\varphi/2$. Если же $\varphi_1>\varphi/2$, то в эти формулы следует вместо φ подставлять величину $2\varphi_1$.

Рабочую температуру металла принимают:

для стенок барабанов, вынесенных за пределы газоходов, равной температуре насыщенного пара, соответствующей рабочему давлению,

$$t_{ст}=t_н\,^\circ\text{C};$$

для стенок барабанов, надежно изолированных от воздействия лучистого тепла и продуктов горения,

$$t_{ст}=t_н+10^\circ\text{ C};$$

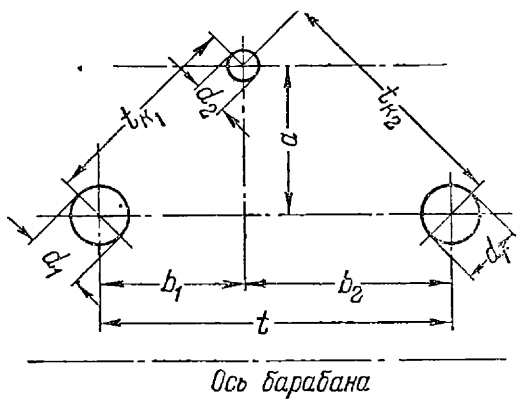
для стенок неизолированных барабанов, расположенных в зонах конвективного теплообмена с температурой газов, не превышающей 600° С,

$$t_{ст}=t_н+30^\circ\text{ C};$$

для стенок неизолированных барабанов, расположенных в зонах лучистого теплообмена,

$$t_{ст}=t_н+100^\circ\text{ C}.$$

При расчете толщины стенки барабанов с рабочей температурой металла $t_{ст}\leqslant 250^\circ$ С.



Фиг. 8-4 Шахматное расположение отверстий с разными шагами и диаметрами.

ТАБЛИЦА 8-3

Химический состав и механические свойства листовой углеродистой стали

Сталь	Химический состав, %					Механические свойства							
	C	Mn не более	Si	S не более	P не более	Предел прочности $\sigma_в$ при $t = 20°$ C, $кг/мм^2$	Предел текучести при $t=20°$ C σ_T^t, $кг/мм^2$	Относительное удлинение, % при $\sigma_в$, $кг/мм^2$	δ_{10} не менее	δ_5 не менее	Ударная вязкость a, $кгм/см^2$	Проба на холодный загиб: диаметр оправки d при толщине листа $a \leq 30$ мм	Проба на холодный загиб: диаметр оправки d при толщине листа $a > 30$ мм
15К	0,12—0,20	0,65	0,15—0,30	0,045	0,045	36—44	22	36—38	24	28	8		
								39—40	23	27			
								41—42	22	26	7	$d=0$	$d=a$
								43—44	21	25			
20К	0,16—0,24	0,65	0,15—0,30	0,045	0,045	41—50	25	41—42	22	26	7		
								43—44	21	25			
								45—47	20	24	6	$d=a$	$d=2a$
								48—50	19	23			
25К	0,21—0,28	0,80	0,15—0,30	0,045	0,045	45—55	28	45—48	20	24	6	$d=2a$	$d=3a$
								45—52	19	23			
								53—55	18	22			

Примечание. Примеси Cl, Ni и Cu не должны превышать в сумме 0,7%, содержание каждого из них в отдельности должно быть не более 0,3%.

и необогреваемых снаружи допускаемое напряжение на растяжение принимается равным

$$R_p = \frac{\sigma_в}{n_в} \; кг/мм^2,$$

где $\sigma_в$ — минимальная величина предела прочности на растяжение применяемой стали при температуре 20° C*, $кг/мм^2$;

$n_в$ — величина запаса прочности по отношению к пределу прочности (см. табл. 8-2).

Согласно ГОСТ 5520-50 все основные элементы котла: барабаны, обечайки, днища и жаровые трубы, работающие под давлением не свыше 60 *ата* и при температуре не более 450° C, должны быть изготовлены из качественной стали марок 15К, 20К и 25К, химический состав и механические свойства которых приведены в табл. 8-3.

При расчете барабанов, омываемых внутри горячей средой с температурой свыше 250° C, но не более 400° C и не обогреваемых снаружи, за допускаемое напряжение на растяжение R_p следует принимать величину, полученную на основе предела текучести стали при рабочей температуре, а именно:

$$R_p = \frac{\sigma_T^t}{n_T} \; кг/мм^2,$$

где σ_T^t — предел текучести стали соответствующей марки при рабочей температуре, $кг/мм^2$ (по данным испытаний или по табл. 8-4 и 8-5, или же по особым техническим условиям котельных заводов);

n_T — величина запаса прочности по отношению к пределу текучести (табл. 8-2).

При расчете стенок барабанов с рабочей температурой металла $t_{ст} > 400°$ C, допускаемое напряжение принимается равным наименьшей из следующих двух величин

$$R_p = \frac{\sigma_T^t}{n_T} \; кг/мм^2 \text{ и } R_p = \frac{\sigma_n^t}{n_n} \; кг/мм^2,$$

где σ_n^t — предел ползучести материала стенки при рабочей температуре, $кг/мм^2$ (табл. 8-13);

n_n — коэффициент запаса прочности по отношению к пределу ползучести при рабочей температуре (табл. 8-2).

Для барабанов, у которых расстояние между центрами опор более 8 *м* или $\varphi_1 < \frac{\varphi}{2}$ либо величины φ_1 и $\frac{\varphi}{2}$ близки друг другу,

* При отсутствии данных о свойствах применяемого металла следует исходить из действительной величины предела прочности, полученной в результате лабораторных испытаний.

ТАБЛИЦА 8-4

Пределы текучести листовой углеродистой стали

Сталь	Расчетный предел прочности $\sigma_в$ при температуре 20° С, кг/мм²	Расчетный предел текучести σ_T^t, кг/мм² при температуре, °С							
		20	200	250	300	350	400	450	500
15К	36	20	17,5	16,0	14,5	12,5	11,0	9,0	7,0
20К	41	22	19,0	17,5	15,5	13,5	12,0	10,0	8,0
25К	45	25	21,0	19,0	17,0	15,0	13,0	11,0	9,0

ТАБЛИЦА 8-5

Пределы текучести углеродистой и легированной стали

Сталь	Расчетный предел прочности $\sigma_в$ при температуре 20° С, кг/мм²	Расчетный предел текучести σ_T^t, кг/мм² при температуре, °С								
		20	200	250	300	350	400	450	500	550
Углеродистая										
20	40	22	19,0	17,5	15,5	13,5	12,0	10,0	8,0	—
25	43	24	20,5	18,5	16,5	14,5	13,0	11,0	9,0	—
Легированная										
15М	38	26	24	22,5	21,0	19,0	17,0	15,0	13,0	11,0
20М	45	29	26	24,5	23,0	21,0	19,0	17,0	15,0	13,0

необходимо произвести проверку напряжений от изгиба в стенках барабана по формуле

$$\left(\sigma_1 - \frac{\sigma_2}{\varphi_1} - \sigma_u^в\right)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\varphi_1} + \sigma_u^в - \sigma_3\right)^2 \leqslant 2R^2 \ кг/мм^2, \quad (8\text{-}9)$$

где $\sigma_1 = \frac{pD_в}{200s}$ кг/мм²; $\sigma_2 = \frac{pD_в}{400 \cdot s(D_в + s)}$ кг/мм²; $\sigma_3 = -\frac{p}{200}$ кг/мм²;

$\sigma_u^в$ — напряжение от изгиба, кг/мм², определяемое из выражения

$$\sigma_u^в = \frac{M}{W} кг/мм^2,$$

где M — максимальный изгибающий момент барабана (последний может быть рассмотрен как балка, свободно лежащая на опорах);

W — момент сопротивления по наиболее ослабленному сечению барабана.

Если максимальный изгибающий момент и наименьший момент сопротивления находятся в разных сечениях барабана, то необходимо найти такое сечение, в котором имеются наибольшие изгибающие напряжения.

Если величина $\sigma_u^в$ не удовлетворяет формуле (8-9), то необходимо увеличить толщину стенки барабана или осуществить конструктивные мероприятия, снижающие напряжения изгиба.

Если расчет толщины стенки барабана производят по пределу прочности или пределу текучести, то принимают:

$$R = \frac{\sigma_T^t}{1{,}4} кг/мм^2.$$

Если расчет производят по пределу ползучести, то принимают:

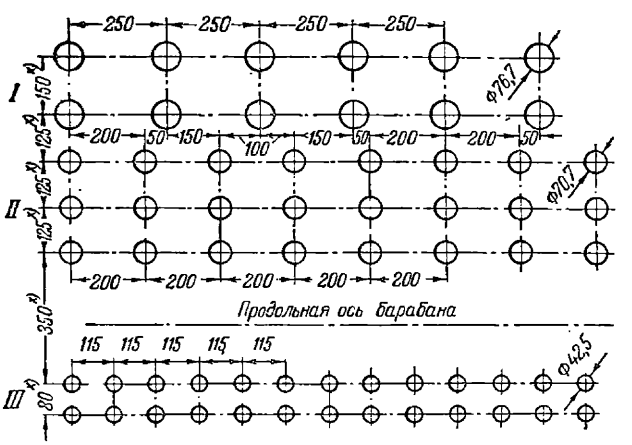
$$R = \frac{\sigma_n^t}{0{,}9} кг/мм^2.$$

Задача 8-1. Определить толщину стенки бесшовного барабана, вынесенного за пределы газохода, если известно, что рабочее давление $p = 110$ кг/см², наружный диаметр барабана $D_н = 1550$ мм, длина цилиндрической части $l = 7500$ мм и что барабан изготовлен из стали 20М и ослаблен отверстиями в соответствии со схемой фиг. 8-5.

Решение. Коэффициент прочности барабана в продольном и в поперечном сечениях в первой группе отверстий диаметром $d = 76{,}7$ мм:

$$\varphi = \frac{t - d}{t} = \frac{250 - 76{,}7}{250} = 0{,}69;$$

$$\varphi_1 = \frac{t_1 - d}{t_1} = \frac{150 - 76{,}7}{150} = 0{,}49.$$



Фиг. 8-5. Расположение отверстий в барабане (к задаче 8-1): *I*, *II*, *III* группы отверстий. Крестиками отмечены размеры, взятые на средней окружности.

Для второй группы отверстий диаметром $d = 70{,}7$ *мм*:

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{200-70{,}7}{200} = 0{,}65;$$

$$\varphi_1 = \frac{t_1-d}{t_1} = \frac{125-70{,}7}{125} = 0{,}43.$$

Между первой и второй группами отверстий имеется зона перехода от шага $t = 250$ *мм* и диаметра отверстий $d = 76{,}7$ *мм* к шагу $t = 200$ *мм* и диаметру отверстий $d = 70{,}7$ *мм*, в которой образовались косые мостики различной величины. Для выявления наиболее ослабленного мостика в косом направлении необходимо произвести ряд последовательных расчетов всех косых мостиков

Приведенный коэффициент прочности барабана при $b_1 = 50$ *мм*, $t_1 = a = 125$ *мм*; $d = 76{,}7$ *мм* и $d_1 = 70{,}7$ *мм*

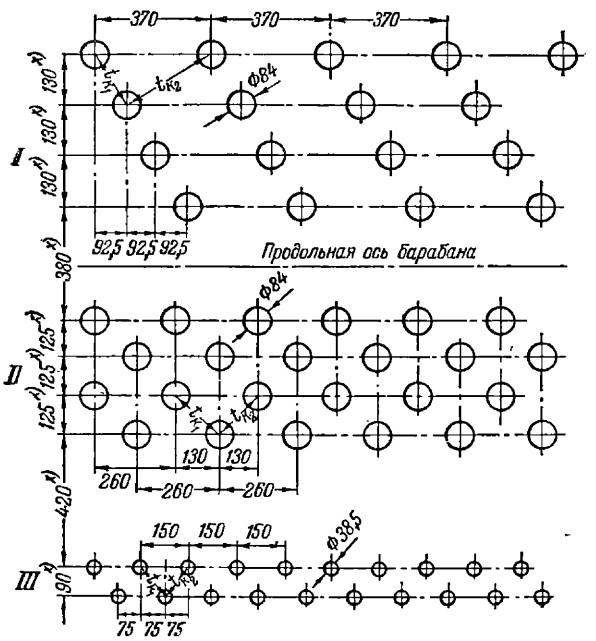
$$t_к = \sqrt{a^2 + b^2} = \sqrt{125^2 + 50^2} \approx 135 \text{ мм};$$

$$\varphi_к = \frac{t_к - \left(\frac{d}{2} + \frac{d_1}{2}\right)}{t_к} = \frac{135 - \left(\frac{76{,}7}{2} + \frac{70{,}7}{2}\right)}{135} \approx 0{,}45;$$

$$m = \frac{a}{b_1} = \frac{125}{50} = 2{,}5;$$

$$\varphi_{пр} = \varphi_к \cdot \frac{1+m^2}{\sqrt{\left(1+\frac{m^2}{2}\right)^2 + m^2}} =$$

$$= 0{,}45 \cdot \frac{1+2{,}5^2}{\sqrt{\left(1+\frac{2{,}5^2}{2}\right)^2 + 2{,}5^2}} = 0{,}68.$$



Фиг. 8-6. Расположение отверстий в барабане (к задаче 8-2): *I*, *II*, *III* группы отверстий. Крестиками отмечены размеры, взятые по средней окружности.

Для остальных косых мостиков результаты аналогичных подсчетов сведены в табл. 8-6.

ТАБЛИЦА 8-6

Результаты подсчета приведенных коэффициентов прочности барабана для косых мостиков при $a = 125$ *мм*

b_1	$t_к$	$\varphi_к$	$m = \frac{a}{b_1}$	$\varphi_{пр}$
50	135	0,45	2,5	0,68
100	160	0,54	1,25	0,63
150	195	0,62	0,83	0,66
200	236	0,69	0,63	0,71

Для третьей группы отверстий диаметром 42,5 *мм*

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{115-42{,}5}{115} = 0{,}63;$$

$$\varphi_1 = \frac{t_1-d}{t_1} = \frac{80-42{,}5}{80} \approx 0{,}47.$$

Таким образом, наименьший коэффициент прочности барабана составляет $\varphi_{пр} = 0{,}63$, и, исходя из этой величины, следует производить определение толщины стенки.

Рабочую температуру стенки барабана, вынесенного за пределы газохода, принимаем равной температуре насыщенного пара при давлении $p = 110$ *кг/см²*

$$t_{ст} = t_н \approx 320^\circ \text{ C}.$$

Для стали марки 20М и температуры стенки $t_{ст} \approx 320^\circ$ C находим по табл. 8-5 расчетный предел текучести $\sigma_T^t = 22$ *кг/мм²*. По табл. 8-2 принимаем запас прочности по отношению к пределу текучести равным $n_T = 1{,}9$.

Таким образом, допускаемое напряжение будет:

$$R_p = \frac{\sigma_T^t}{n_T} = \frac{22}{1{,}9} = 11{,}6 \text{ кг/мм}^2.$$

Следовательно, для расчетного давления толщина стенки барабана должна быть равна

$$s = \frac{pD_н}{(230R_p - p)\varphi + 2p} + c =$$

$$= \frac{110 \cdot 1\,550}{(230 \cdot 11{,}6 - 110)\,0{,}63 + 2 \cdot 110} + 0 = 93 \text{ мм}.$$

В данном случае проверку напряжений изгиба в стенке барабана не производим, так как расстояние между опорами барабана не выходит за пределы допускаемой величины.

Задача 8-2. Определить толщину стенки сварного барабана, надежно изолированного торкретной массой со стороны газового потока, если известно, что рабочее давление $p = 34$ *кг/см²*, внутренний диаметр барабана $D_в = 1\,410$ *мм*, длина цилиндрической части $l = 6\,500$ *мм*. Барабан изготовлен из углеродистой стали марки 15К и ослаблен отверстиями в соответствии со схемой фиг. 8-6.

Решение. Коэффициент сварного шва $\varphi_{св} = 0{,}85$.

В первой группе отверстий диаметром $d = 84$ *мм* коэффициент прочности барабана в продольном направлении

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{370-84}{370} = 0{,}77.$$

Коэффициент прочности барабана в косом направлении $t_{к1}$ (фиг. 8-6)

$$t_{к1} = \sqrt{a^2+b^2} = \sqrt{130^2+92{,}5^2} = 159 \text{ мм};$$

$$\varphi_{к1} = \frac{t_{к1}-d}{t_{к1}} = \frac{159-84}{159} = 0{,}47;$$

$$m = \frac{a}{b} = \frac{130}{92{,}5} = 1{,}4.$$

Коэффициент прочности барабана в косом направлении, приведенный к продольному направлению,

$$\varphi_{пр} = \varphi_{к1} \cdot \frac{1+m^2}{\sqrt{\left(1+\frac{m^2}{2}\right)^2+m^2}} =$$

$$= 0{,}47 \cdot \frac{1+1{,}4^2}{\sqrt{\left(1+\frac{1{,}4^2}{2}\right)^2+1{,}4^2}} = 0{,}57.$$

Аналогичным путем определяем коэффициент прочности в косом направлении $t_{к2}$

$$t_{к2} = \sqrt{a^2+(t-b)^2} = \sqrt{130+(370-92{,}5)^2} \approx 306 \text{ мм};$$

$$\varphi_{к2} = \frac{t_{к2}-d}{t_{к2}} = \frac{306-84}{306} \approx 0{,}73;$$

$$m_2 = \frac{a}{t-b} = \frac{130}{370-92{,}5} \approx 0{,}47;$$

$$\varphi_{пр} = \varphi_{к2} \cdot \frac{1+m_2^2}{\sqrt{\left(1+\frac{m_2^2}{2}\right)^2+m_2^2}} =$$

$$= 0{,}73 \cdot \frac{1+0{,}47^2}{\sqrt{\left(1+\frac{0{,}47^2}{2}\right)^2+0{,}47^2}} \approx 0{,}74.$$

Для второй группы отверстий имеем:
в продольном направлении

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{260-84}{260} \approx 0{,}68;$$

в поперечном направлении

$$\varphi_1 = \frac{t_1-d}{t_1} = \frac{250-84}{250} = 0{,}66;$$

в косом направлении $t_{к1}$

$$t_{к1} = \sqrt{a^2+b^2} = \sqrt{125^2+130^2} = 180 \text{ мм},$$

$$\varphi_{к1} = \frac{t_{к1}-d}{t_{к1}} = \frac{180-84}{180} = 0{,}53,$$

$$m = \frac{a}{b} = \frac{125}{130} = 0{,}96,$$

$$\varphi_{пр} = \varphi_{к1} \cdot \frac{1+m^2}{\sqrt{\left(1+\frac{m^2}{2}\right)^2+m^2}} =$$

$$= 0{,}53 \cdot \frac{1+0{,}96^2}{\sqrt{\left(1+\frac{0{,}96^2}{2}\right)^2+0{,}96^2}} = 0{,}58.$$

Определение коэффициента прочности в косом направлении $t_{к2}$ в данном случае производить не нужно, так как отверстия расположены симметрично.

Для третьей группы отверстий имеем:
в продольном направлении

$$\varphi = \frac{t-d}{t} = \frac{150-38{,}5}{150} \approx 0{,}74;$$

в косом направлении $t_{к1}$

$$t_{к1} = \sqrt{a^2+b^2} = \sqrt{90^2+75^2} = 117 \text{ мм},$$

$$\varphi_{к1} = \frac{t_{к1}-d}{t_{к1}} = \frac{117-38{,}5}{117} = 0{,}67,$$

$$m = \frac{a}{b} = \frac{90}{75} = 1{,}2,$$

$$\varphi_{пр} = \varphi_{к1} \cdot \frac{1+m^2}{\sqrt{\left(1+\frac{m^2}{2}\right)^2+m^2}} =$$

$$= 0{,}67 \cdot \frac{1+1{,}2^2}{\sqrt{\left(1+\frac{1{,}2^2}{2}\right)^2+1{,}2^2}} = 0{,}78.$$

Сравнивая величины, полученные в результате подсчетов по каждой группе отверстий, а также коэффициент прочности сварного шва, устанавливаем, что наименьшим коэффициентом прочности является $\varphi_{пр} = 0{,}57$.

При расчетном давлении $p = 34$ *кг/см*^{2} температура насыщенного пара составляет $t_н \approx 241°$ С.

Рабочую температуру стенки котельного барабана, изолированного торкретной массой от воздействия лучистого тепла и продуктов горения, принимаем равной

$$t_{ст} = t_{ср}^{расч} + 10 = 241 + 10 = 251° \text{ С}.$$

Для углеродистой стали марки 15К находим по табл. 8-3 нижний предел прочности $\sigma_в = 36$ *кг/мм*^{2}.

Запас прочности для сварных и надежно изолированных барабанов принимаем по табл. 8-2 $n_в = 4{,}25$.

Следовательно, допускаемое напряжение на растяжение будет:

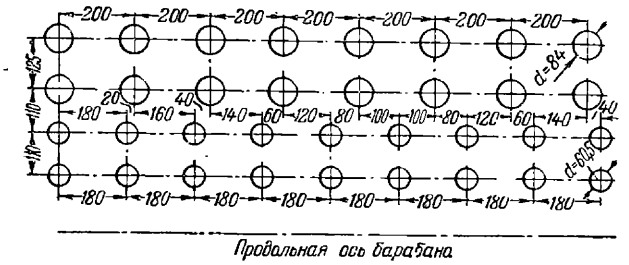
$$R_p = \frac{\sigma_в}{n_в} = \frac{36}{4{,}25} = 8{,}47 \text{ кг/мм}^2,$$

а расчетная толщина стенки барабана

$$s = \frac{pD_в}{(230R_p - p)\varphi} + c = \frac{34 \cdot 1\,410}{(230 \cdot 8{,}47 - 34)\,0{,}57} + 0 = 44 \text{ мм}.$$

Поскольку расстояние между опорами барабана меньше 8 000 *мм*, проверку толщины стенки на изгиб можно не производить.

Задача 8-3. Определить толщину стенки сварного барабана, изготовленного из стали марки 15К и надежно изолированного торкретной массой со стороны газового потока, если известно, что рабочее давление $p = 40$ *кг/см*^{2},

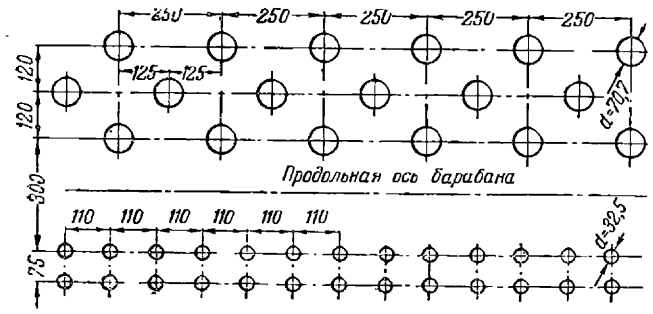


Фиг. 8-7. Расположение отверстий в барабане (к задаче 8-3).

внутренний диаметр барабана $D_в = 1\,300$ *мм*, длина цилиндрической части $l = 5\,000$ *мм*. Барабан ослаблен отверстиями в соответствии со схемой фиг. 8-7.

Ответ. $s = 48$ *мм*.

Задача 8-4. Определить толщину стенки бесшовного барабана, изготовленного из стали марки 20М и вынесенного за пределы газохода, если известно, что рабочее давление $p = 100$ *кг/см*^{2}, внутренний диаметр барабана $D_в = 1\,400$ *мм*, длина цилиндрической части



Фиг. 8-8. Расположение отверстий в барабане (к задаче 8-4). Расстояния между центрами в поперечном направлении взяты по средней окружности барабана.

$l = 9\,500$ *мм*. Барабан ослаблен отверстиями в соответствии со схемой фиг. 8-8.

Ответ. $s = 82$ *мм*.

Задача 8-5. Определить величину напряжений в тангенциальном (касательном) направлении барабана двухбарабанного котла, работающего с давлением пара $p = 22$ *кг/см*^{2}, если известно, что диаметр барабана $D_н = 1\,200$ *мм*, расстояние между центрами отверстий в осевом направлении $t = 185$ *мм*, наружный диаметр кипятильных труб $d_н = 83$ *мм*. Барабан сварен водяным газом и со стороны газового потока надежно изолирован торкретной массой.

Ответ. $R_p = 8{,}47$ *кг/мм*^{2}.

Задача 8-6. Определить приведенные напряжения, создаваемые внутренним давлением в стенке барабана, имеющего внутренний диаметр $D_в = 1\,300$ *мм*, наибольшее рабочее давление $p = 34$ *кг/см*^{2}. Кипятильные трубы расположены в шахматном порядке, шаг между центрами отверстий в продольном направлении барабана $t = 250$ *мм*, шаг в поперечном направлении (по средней окружности барабана) $t_1 = 250$ *мм*, толщина стенки барабана $s = 40$ *мм*.

Ответ. $\sigma_{пр} = 8{,}44$ *кг/мм*^{2}.

Задача 8-7. Дан сварной барабан, изготовленный из стали марки 15К и надежно изолированный торкретной массой со стороны газового потока. Внутренний диаметр барабана $D_в = 1\,312$ *мм*, длина цилиндрической части $l = 6\,000$ *мм*, рабочее давление 34 *кг/см*^{2}.

Барабан ослаблен отверстиями, расположенными в шахматном порядке, в продольном направлении $t = 250$ *мм*, в поперечном направлении (по средней окружности) $t_1 = 250$ *мм*. В отверстиях развальцованы трубы наружным диаметром $d_н = 83$ *мм*.

Определить разницу в весе металла, которая получается при расчете барабана по новым нормам, приведенным в данном разделе, и по нормам 1939 г. Известно, что по старым нормам расчетная толщина стенки такого барабана $s = 45$ *мм*.

Ответ. Разница в весе металла составляет около 8,9%.

Задача 8-8. Исходя из данных, приведенных в задаче 8-7, определить величины напряжений, возникающих в стенках барабана у краев отверстий диаметром $d = 84$ *мм*.

Известно, что между максимальными напряжениями у краев отверстий и соответствующими напряжениями

от внутреннего давления в осевом направлении барабана имеется следующая зависимость[1]:

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_2^R}=\left(\frac{d}{a}\right)^4+\frac{1-\left(\frac{d}{a}\right)^4}{7{,}2\left(1-\frac{d}{a}\right)}\cdot\left[3-1{,}6\frac{d}{a}-1{,}4\left(\frac{d}{a}\right)^4\right]. \tag{8-10}$$

В касательном направлении барабана эта зависимость определяется из выражения

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_1^R}=\left(\frac{d}{t}\right)^4+\frac{1-\left(\frac{d}{t}\right)^4}{7{,}2\left(1-\frac{d}{t}\right)}\cdot\left[3-1{,}6\frac{d}{t}-1{,}4\left(\frac{d}{t}\right)^4\right]. \tag{8-11}$$

В данном случае напряжения в осевом направлении $\sigma_2=7{,}6$ *кг/мм²* и в касательном направлении $\sigma_1=7{,}5$ *кг/мм²*.

Ответ. Напряжения у краев отверстий:

в осевом направлении $\sigma_2'=\sigma_2^R-\sigma_2\approx 2{,}4$ *кг/мм²*,

в касательном направлении $\sigma_1'=\sigma_1^R-\sigma_1\approx 6{,}9$ *кг/мм²*.

Задача 8-9. Определить величину предельного давления, которую можно допустить при гидравлическом испытании сварного барабана, изготовленного из стали марки 15К, не вызывая в стенках его цилиндрической части недопустимых величин напряжений. Внутренний диаметр барабана $D_в=1\,312$ *мм*, толщина стенки $s=45$ *мм*.

Наименьший коэффициент прочности ослабленного места барабана в направлении его оси $\varphi=0{,}58$.

Ответ. $p^2=67{,}5$ *кг/см²*.

Задача 8-10. Произвести контрольную проверку величины приведенных напряжений, возникающих в стенках барабана под действием внутреннего давления и изгибающей нагрузки от собственного веса барабана с водой и всех частей агрегата, связанных с барабаном. Внутренний диаметр верхнего барабана $D_в=1\,294$ *мм*, толщина стенки $s=37$ *мм*, расстояние между точками опор $l=11\,600$ *мм*, рабочее давление $p=32$ *кг/см²*. Барабан — сварной, изготовлен из стали марки МСт3 и надежно изолирован со стороны газового потока. Расположение трубных отверстий коридорное $d=84$ *мм*, $t=200$ *мм*; $t_1=125$ *мм* (по средней окружности). Полная нагрузка, изгибающая барабан, с учетом всех частей и деталей агрегата составляет $G=75{,}5$ *т* и равномерно распределена по всей длине. Момент сопротивления по наиболее ослабленному сечению барабана $W=37\,000$ *см³*.

Ответ. Приведенные напряжения от внутреннего давления среды и изгибающей нагрузки удовлетворяют условию $2R^2>194$ *кг/мм²*.

Задача 8-11. Верхний барабан котельного агрегата находится под расчетным давлением $p=32$ *кг/см²*, внутренний его диаметр $D_в=1\,194$ *мм*, толщина стенки $s=38$ *мм*, длина $l=6\,000$ *мм*. По данным сертификата барабан изготовлен из стали марки Ст. 3 с пределом прочности $\sigma_в=38$ *кг/мм²*.

Он надежно изолирован торкретной массой со стороны газового потока и ослаблен отверстиями для труб диаметром $d_н=83$ *мм*, расположенных в коридорном порядке $t=200$ *мм*, $t_1=125$ *мм* (по средней окружности).

Определить, насколько можно повысить рабочее давление, если известно, что данный котельный агрегат был изготовлен по нормам расчета 1939 г.

Ответ. По новым нормам расчетное давление котельного агрегата может быть повышено на 11%.

8-2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЛЕКТОРОВ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ВНУТРЕННЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Толщину стенки цилиндрических коллекторов для экранов перегревателей и водяных экономайзеров определяют также по формулам (8-1) и (8-2), при этом расчетное давление p *кг/см²* принимают:

а) для коллекторов экранов равным давлению в котле плюс давление столба воды над коллектором, если оно превышает 2,5% рабочего давления;

б) для коллекторов пароперегревателей равным рабочему давлению в котле или давлению, на которое установлен предохранительный клапан пароперегревателя;

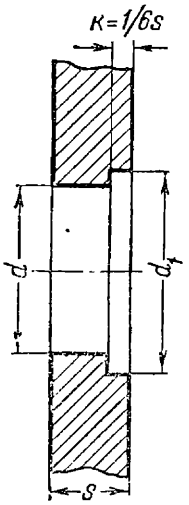
в) для коллекторов экономайзеров равным давлению, на которое установлен предохранительный клапан при входе воды в экономайзер, а при отсутствии такого клапана равным рабочему давлению в котле плюс гидростатическое давление столба воды, плюс гидравлическое сопротивление самого экономайзера и соединительных труб его с барабаном котла при максимальной нагрузке.

Для котлов с принудительной циркуляцией, а также для прямоточных котлов ве-

[1] По старым нормам.

личина расчетного давления в коллекторах принимается с учетом гидравлического сопротивления соответствующих систем при максимальной нагрузке и гидростатического напора воды, если величина его превосходит 2,5% рабочего давления.

Запасы прочности для коллекторов принимают по данным табл. 8-2. Для коллекторов, выполненных из стального литья, принимают следующие запасы прочности: $n_в = 6{,}3$; $n_т = 2{,}8$ и $n_п = 1{,}4$.



Фиг. 8-9. Лючковое отверстие.

Выбор допускаемых напряжений для коллекторов производят по методике, изложенной в § 8-1, с учетом рабочей температуры стенки металла.

Рабочая температура стенки необогреваемого коллектора принимается равной расчетной температуре среды, протекающей внутри коллектора $t_{ст} = t_{ср}^{расч}$ °С.

Рабочая температура стенок коллекторов, находящихся в газоходах и надежно изолированных от воздействия лучистого и конвективного теплообмена, принимается равной для воды и пароводяной смеси $t_{ст} = t_{ср}^{расч} + 10°$ С, для насыщенного или перегретого пара $t_{ст} = t_{ср}^{расч} + 30°$ С.

Для неизолированных стенок коллекторов, омываемых горячими газами с температурой не более 600°С, рабочая температура стенки металла принимается равной: при протекании воды или пароводяной смеси $t_{ст} = t_{ср}^{расч} + 30°$С, при протекании насыщенного или перегретого пара $t_{ст} = t_{ср}^{расч} + 50°$ С.

В случае значительных отклонений температуры среды сверх номинальной, обусловленной гарантийными допусками, и при невозможности достаточно точно учесть величину этих отклонений, запасы прочности могут быть увеличены по сравнению с указанными в табл. 8-2.

Величину c (прибавки к расчетной толщине стенки) берут в зависимости от допуска на толщину стенки: при допуске $\pm 15\%$ c принимают равной $0{,}18\,s_{расч}$, при допуске ± 10—20% — равной $0{,}11 s_{расч}$, при допуске $\pm 5\%$ — равной $0{,}05 s_{расч}$ (где $s_{расч} = s - c$).

Для литых коллекторов принимают $c = 2$ *мм*.

Коэффициенты прочности для сечений коллектора, ослабленных отверстиями, определяют по формулам, приведенным в § 8-1.

При ослаблении коллектора лючковыми отверстиями (фиг. 8-9) в соответствующие формулы вводят условный диаметр отверстия d_y, определяемый по формуле

$$d_y = d + \frac{k}{s}(d_1 - d) \text{ мм}, \qquad (8\text{-}12)$$

где d — диаметр лючкового отверстия, *мм*;
d_1 — диаметр уплотнительной поверхности с внутренней стороны стенки коллектора, *мм*;
k — глубина уплотнительной поверхности для лючкового затвора с внутренней стороны стенки коллектора, *мм*;
s — толщина стенки коллектора, *мм*.

Коллекторы для котельных агрегатов, работающих на давление $p \leqslant 60$ *кг/см*^{2} при температуре $t_{ст} \leqslant 450°$С, изготовляются из стали марок 10 и 20, удовлетворяющих требованиям ГОСТ 1464-43 и ГОСТ 301-50 на стальные бесшовные трубы.

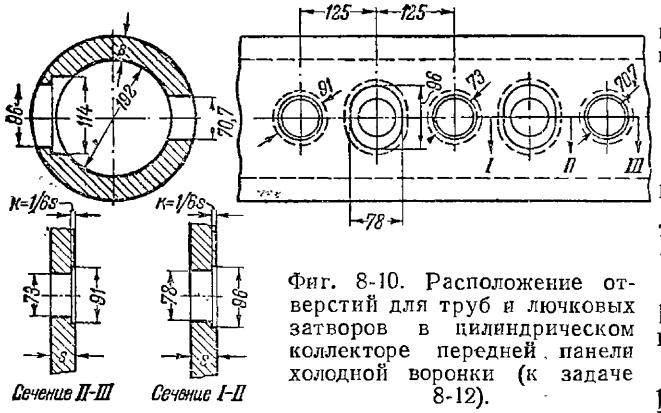
Для изготовления коллекторов для котельных агрегатов высокого давления ($p \geqslant 60 \div 140$ *кг/см*^{2}) применяется трубная сталь, химический состав которой должен соответствовать ТУ ММП 778-47 и 779-47.

Задача 8-12. Определить толщину стенки необогреваемого бесшовного цилиндрического коллектора передней панели холодной воронки, изготовленного из стали марки 20 (ТУ ММП 779-47). Рабочее давление в котельном агрегате $p = 110$ *кг/см*^{2}, внутренний диаметр коллектора $D_в = 192$ *мм*; высота столба воды над коллектором 27 *м*. Расположение отверстий показано на фиг. 8-10, расстояние между центрами отверстий для труб и лючковых затворов $t = 125$ *мм*. Круглые лючки имеют отверстия диаметром 73 *мм* и расположены через каждый овальный лючок, размеры которого 78×96 *мм*. Концы труб развальцованы в коллекторе.

Решение. Коэффициент прочности участка, ослабленного отверстиями, для труб

$$\varphi = \frac{t - d}{t} = \frac{125 - 70{,}7}{125} = 0{,}43.$$

Коэффициент прочности участков, ослабленных овальными и круглыми лючками, с учетом подрезки уплотнительных плоскостей для лючковых затворов (по сечениям *I—II* и *II—III* на фиг. 8-10) определяем по условным диаметрам отверстий:



Фиг. 8-10. Расположение отверстий для труб и лючковых затворов в цилиндрическом коллекторе передней панели холодной воронки (к задаче 8-12).

для круглого лючка

$$d_y = d + \frac{k}{s}(d_1 - d) = 73 + \frac{\frac{1}{6}s}{s}(91 - 73) = 76 \text{ мм};$$

для овального лючка

$$d'_y = d + \frac{k}{s}(d_1 - d) = 78 + \frac{\frac{1}{6}s}{s}(96 - 78) = 81 \text{ мм}.$$

Коэффициент прочности по отверстиям для лючковых затворов

$$\varphi = \frac{t - \left(\frac{d_y}{2} + \frac{d'_y}{2}\right)}{t} = \frac{125 - \left(\frac{76}{2} + \frac{81}{2}\right)}{125} = 0{,}37.$$

Определения коэффициента прочности по линии расположения отверстий для труб можно не производить, поскольку без того очевидно, что при данном расположении отверстий этот коэффициент прочности будет больше, чем по линии лючковых отверстий.

Гидростатический напор столба воды над коллектором относительно рабочего давления составляет:

$$\frac{27 \cdot 100}{10 \cdot 110} \approx 2{,}5\%.$$

Следовательно, расчетное давление принимается равным:

$$p = 110 + \frac{27}{10} = 112{,}7 \text{ кг/см}^2.$$

Рабочую температуру стенки $t_{ст}$ принимаем равной температуре насыщения $t_н = 318°$ С или, округляя, $t_{ст} \approx 320°$ С. При этой температуре стенки расчет производим по пределу текучести. Расчетные характеристики для стали марки 20 принимаем по табл. 8-2 и 8-5, тогда допускаемое напряжение:

$$R_p = \frac{\sigma_T^{320}}{n_T} = \frac{14{,}7}{1{,}9} = 7{,}74 \text{ кг/мм}^2.$$

В соответствии с формулой (8-1) толщина стенки цилиндрического коллектора будет:

$$s = \frac{pD_в}{(230R_p - p)\varphi} + c = \frac{112{,}7 \cdot 192}{(230 \cdot 7{,}74 - 112{,}7)\,0{,}37} + c =$$

$$= 35 + 6{,}6 \approx 42 \text{ мм}.$$

Прибавку к расчетной толщине стенки коллектора мы нашли с учетом минусового допуска в 2 *мм* по выражению

$$c = 0{,}18\,[s - (-2)] = 0{,}18\,[35 - (-2)] \approx 6{,}6 \text{ мм}.$$

Задача 8-13. Определить толщину стенки нижнего необогреваемого бесшовного цилиндрического коллектора панели бокового экрана. Коллектор выполнен из стали марки 20 (ГОСТ 1464-43), его внутренний диаметр $D_в = 235$ *мм*, рабочее давление $p = 45$ *кг/см*^{2}, высота столба воды над коллектором $h = 20$ *м*.

Отверстия для труб в стенке коллектора расположены в шахматном порядке (фиг. 8-11). Расстояния между центрами отверстий для труб в продольном направлении составляют $t = 184$ *мм* и между лючковыми отверстиями в том же направлении $t = 138$ *мм*, $a = 95$ *мм* (по средней окружности). Коллектор имеет овальные лючки с отверстиями 88×106 *мм*, малые оси лючков совпадают с продольным направлением коллектора.

Решение. Коэффициент прочности участков коллектора, ослабленных трубными отверстиями:

в продольном направлении

$$\varphi = \frac{t - d}{t} = \frac{184 - 84}{184} = 0{,}54;$$

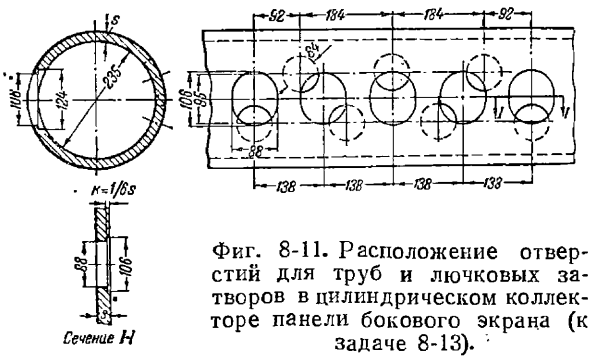
в косом направлении

$$t_к = \sqrt{a^2 + \left(\frac{t}{2}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{95^2 + \left(\frac{184}{2}\right)^2} = 132 \text{ мм},$$

$$\varphi_к = \frac{t_к - d}{t_к} = \frac{132 - 84}{132} = 0{,}36,$$

$$m = \frac{2a}{t} = \frac{2{,}95}{184} = 1{,}03.$$



Фиг. 8-11. Расположение отверстий для труб и лючковых затворов в цилиндрическом коллекторе панели бокового экрана (к задаче 8-13).

Коэффициент прочности коллектора в косом направлении, приведенный к продольному направлению

$$\varphi_{пр}=\varphi_к\cdot\frac{1+m^2}{\left(1+\frac{m^2}{2}\right)^2+m^2}=$$

$$=0{,}36\cdot\frac{1+1{,}03^2}{\sqrt{\left(1+\frac{1{,}03^2}{2}\right)^2+1{,}03^2}}=0{,}4.$$

Коэффициент прочности участков, ослабленных лючковыми отверстиями, с учетом подрезки в стенке коллектора по сечению *I—I* уплотнительных плоскостей определяем по условному диаметру

$$d_y=d+\frac{k}{s}(d_1-d)=88+$$

$$+\frac{\frac{1}{6}s}{s}(106-88)=91\ мм;$$

$$\varphi=\frac{t-d_y}{t}=\frac{138-91}{138}=0{,}34.$$

Расчетное давление равно

$$p=45+\frac{20}{10}=47\ кг/см^2.$$

Расчетное напряжение при рабочей температуре стенки $t_{ст}\approx 260°$ С по пределу текучести

$$R_p=\frac{\sigma_T^{260}}{n_T}=\frac{17{,}1}{1{,}9}=9{,}0\ кг/мм^2.$$

Расчетная толщина стенки коллектора составит:

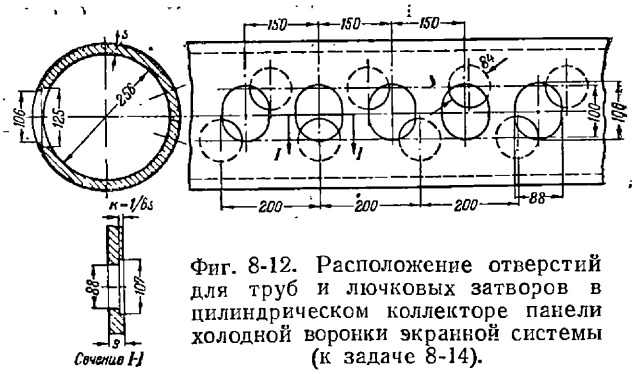
$$s=\frac{pD_в}{(230R_p-p)\varphi}+c=\frac{47\cdot 236}{(230\cdot 9-47)\,0{,}34}+c=$$

$$=16+3{,}25=19{,}25\ мм;$$

$$c=0{,}18\cdot(s-c)=3{,}25\ мм$$

или, округляя, $s\approx 20$ *мм*.

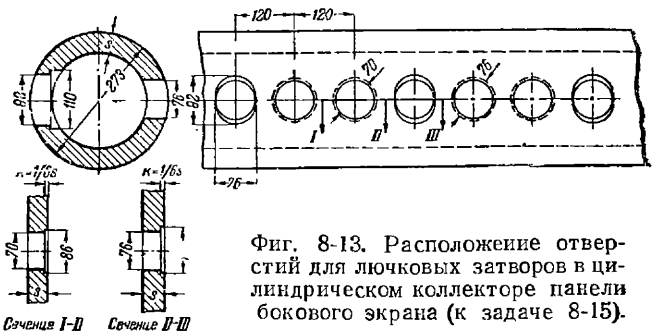
Задача 8-14. Определить толщину стенки цилиндрического бесшовного коллектора панели холодной воронки, изготовленного из стали марки 20 (ГОСТ 1464-43) и вынесенного из топочной камеры. Его внутренний диаметр $D_в$=256 *мм*, рабочее давление в барабане котельного агрегата $p=45$ *кг/см*^{2}, высота столба воды над коллектором h=17 *м*, отверстия для экранных труб расположены в шахматном порядке (фиг. 8-12), расстояние между центрами отверстий для труб в продольном направлении коллектора $t=200$ *мм*, a=100 *мм* (по средней окружности). Коллектор имеет овальные лючки с отверстиями 88×107 *мм*, расстояния между центрами лючков 150 *мм*.



Фиг. 8-12. Расположение отверстий для труб и лючковых затворов в цилиндрическом коллекторе панели холодной воронки экранной системы (к задаче 8-14).

Ответ. Расчетная толщина стенки коллектора $s=18{,}1$ *мм*, но, учитывая вальцовку, принимаем $s=20$ *мм*.

Задача 8-15. Определить толщину стенки бесшовного цилиндрического коллектора панели бокового экрана. Коллектор выполнен из стали марки 20. Его наружный диаметр $D_н=273$ *мм*, рабочее давление в котельном агрегате $p=100$ *кг/см*^{2}, высота столба воды над коллектор м $h=22$ *м*. Отверстия в коллекторе расположены в соответствии со схемой фиг. 8-13. Коллектор снабжен лючковыми заворами, причем между двумя овальными лючками с отверстиями 76×92 *мм* имеются два круглых лючка с отверстиями диаметром 70 *мм*. Расстояния между центрами отверстий для труб в продольном направлении коллектора совпадают с шагом лючков, т. е. $t=$ $=120$ *мм*.



Фиг. 8-13. Расположение отверстий для лючковых затворов в цилиндрическом коллекторе панели бокового экрана (к задаче 8-15).

Ответ. $s\approx 40$ *мм* (при допуске 2 *мм*)

Задача 8-16. При изготовлении некипящего водяного экономайзера были поставлены вместо обычных коллекторов заводского изготовления коллекторы без лючков, выполненные из бесшовных труб из углеродистой стали марки 20 с минимальным пределом прочности на растяжение $\sigma_в$=40 *кг/мм*^{2}. Наружный диаметр труб $D_н=275$ *мм*, толщина их стенки

$s=15$ *мм*, шаг между центрами отверстий в продольном направлении коллектора $t=70$ *мм*, наружный диаметр труб водяного экономайзера $d_н=38$ *мм*, температура питательной воды $t'_{п.в}=150°$ С, расчетное давление с учетом гидравлического сопротивления всего тракта водяного экономайзера $p=40$ *кг/см²*. Определить расчетную толщину стенки коллектора.

Ответ. Расчетная толщина стенки коллектора $s=14{,}2$ *мм*.

Расчет показывает на допустимость применения для изготовления коллекторов паропроводных труб со стенками нормальной толщины. В этом случае трубы не развальцовывают, а приваривают; в торцах коллекторов выполняют разъемные соединения для внутреннего осмотра.

Задача 8-17. Произвести поверочный расчет паросборной цилиндрической камеры перегретого пара при температуре $t''_{пе}=420°$ С и давлении пара $p=34$ *кг/см²*. Внутренний диаметр камеры $D_в=359$ *мм*, наружный диаметр $D_н=411$ *мм*. Отверстия для приваренных штуцеров $d=134{,}5$ *мм*, расстояние между центрами отверстий по образующей камере $t=300$ *мм*.

Камера выполнена из углеродистой стали марки 20 и была рассчитана по нормам 1939 г.

Ответ. $s_{расч}=20$ *мм*; $R_{действ}=4{,}4$ *кг/мм²* и $(n_T)_{действ}=2{,}55>1{,}8$.

Задача 8-18. Для паросборной камеры цилиндрического сечения определить величину предельного давления при гидравлическом испытании, не создающего недопустимых напряжений в стенках цилиндрической части. Величины, необходимые для подсчета, взять из условия предыдущей задачи.

Ответ. $p'=131$ *кг/см²*.

8-3. РАСЧЕТ БЕСШОВНЫХ ТРУБ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ВНУТРЕННЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Толщины стенок труб кипятильных, экранных, экономайзерных, конвективных пароперегревателей и трубопроводов для воды и пара в пределах котельного агрегата определяют по формуле

$$s=\frac{pd_в}{230R_p-p}+c \text{ мм} \qquad (8\text{-}13)$$

или по формуле

$$s=\frac{pd_н}{230R_p+p}+c \text{ мм}. \qquad (8\text{-}14)$$

Приведенное напряжение в стенке трубы, возникающее от внутреннего давления, определяют по формуле

$$\sigma_{пр}=\frac{p}{230}\cdot\left(\frac{d_н}{s-c}-1\right) кг/мм^2. \qquad (8\text{-}15)$$

Допускаемое расчетное давление для трубы может быть подсчитано по формуле

$$p=\frac{230\cdot R_p(s-c)}{d_н-(s-c)} кг/см^2, \qquad (8\text{-}16)$$

где s — толщина стенки трубы, *мм*;

p — расчетное давление в трубе с учетом соответствующих гидравлических сопротивлений и гидростатического напора, если они более 2,5% рабочего давления, *кг/см²*;

$d_в$ и $d_н$ — внутренний и наружный диаметры, *мм*;

R_p — допускаемое расчетное напряжение в стенке трубы, *кг/мм²*;

c — прибавка к расчетной толщине стенки трубы, *мм*.

При расчете труб с рабочей температурой стенок $t_{ст}\leqslant 250°$ С допускаемое расчетное напряжение принимают по пределу прочности равным

$$R_p=\frac{\sigma_в}{n_в} кг/мм^2,$$

где $\sigma_в$ — предел прочности стали при $t=20°$ С, *кг/мм²*, значения которого приведены в табл. 8-7;

$n_в$ — коэффициент запаса прочности по отношению к пределу прочности, который следует принимать для обогреваемых труб равным 4,25, для необогреваемых труб равным 4,0.

При расчете труб с рабочей температурой стенок более 250° С, но не более 400° С, допускаемое расчетное напряжение принимают по пределу текучести равным

$$R_p=\frac{\sigma_T^t}{n_T} кг/мм^2,$$

где $\sigma_т^t$ — предел текучести стали при рабочей температуре выбирается для соответствующих марок стали по табл. 8-8.

Запас прочности n_T по пределу текучести принимают для обогреваемых труб равным 1,9, для необогреваемых — 1,8.

При расчете труб с рабочей температурой стенок $t_{ст}>400°$ С допускаемое расчетное на-

ТАБЛИЦА 8-7

Химический состав и механические свойства углеродистых и трубных сталей (по ГОСТ В 1050-41)

Сталь	Химический состав				Механические свойства			
	C	Si	Mn	Прочие составляющие	предел прочности $\sigma_в$ при $t=20°$ С, $кг/мм^2$	предел текучести σ_T^{20} при $t=20°$ С, $кг/мм^2$	Относительное удлинение, %	
							δ_{10}	δ_5
							не менее	
10	0,05—0,15	0,17—0,37	0,35—0,65	S $<$ 0,045	32—40	$>$18	20	24
15	0,10—0,20	0,17—0,37	0,35—0,65	P $<$ 0,045	35—45	20	18	22
20	0,15—0,25	0,17—0,37	0,35—0,65	Cr $<$ 0,20	40—50	22	17	20
25	0,20—0,30	0,17—0,37	0,50—0,80	Ni $<$ 0,30	43—55	24	16	19
30	0,25—0,35	0,17—0,37	0,50—0,80		48—65	26		
35	0,30—0,40	0,17—0,37	0,50—0,80		52—65	28	14	17

пряжение принимают равным наименьшей величине из двух:

$$R_p = \frac{\sigma_T^t}{n_T} \text{ и } R_p = \frac{\sigma_n^t}{n_n} кг/мм^2,$$

где σ_n^t — предел ползучести стали при рабочей температуре для соответствующих марок стали принимается по данным табл. 8-9.

Запас прочности по пределу ползучести для труб обогреваемых и необогреваемых принимается $n_n = 1{,}0$.

Величина прибавки c к расчетной толщине стенки $s_{расч} \leqslant 6$ *мм* принимается равной 1 *мм* и при $s_{расч} > 6$ *мм* по методике, изложенной в расчете цилиндрических коллекторов, но и в этом случае величина c не должна быть меньше 1 *мм*. При значительном механическом износе труб экономайзеров золой величина прибавки c может быть соответственно увеличена.

Во избежание недопустимых напряжений в стенках труб предельное давление при гидравлическом испытании труб не должно превышать величины, подсчитанной по формуле

$$p^г = \frac{46\sigma_T^{20}(\beta^2-1)}{\beta^2} кг/см^2, \qquad (8\text{-}17)$$

где σ_T^{20} — условный предел текучести при $t = 20°$ С, $кг/мм^2$;

β — отношение наружного диаметра к внутреннему при наличии утонения стенки трубы вследствие минусового допуска

$$\beta = \frac{d_н}{d_н - 2s\left(1 - \frac{m}{100}\right)}, \qquad (8\text{-}18)$$

где m — технологический минусовый прокатный допуск, %.

Рабочую температуру стенки трубы принимают равной

$$t_{ст} = \frac{t_н + t_в}{2} °С, \qquad (8\text{-}19)$$

где $t_н$ — температура наружной поверхности стенки трубы, °С;

$t_в$ — температура внутренней поверхности стенки трубы, °С.

Рабочую температуру стенки кипятильных и экономайзерных труб, свободных от накипи, подсчитывают по формуле

$$t_{ст} = t_{ср}^{ном} + 75° С. \qquad (8\text{-}20)$$

Для кипятильных и экономайзерных труб, работающих на среде, отличной от воды, а также для труб водяного экономайзера радиационного типа рабочую температуру стенки принимают равной

$$t_{ст} = t_{ср}^{ном} + \frac{q}{\alpha_2}\beta + 0{,}575q\frac{d_н}{\lambda}\lg\beta. \qquad (8\text{-}21)$$

Рабочую температуру стенок труб, значительно загрязненных накипью, подсчитывают по приближенной формуле

$$t_{ст} = t_{ср}^{ном} + \frac{q}{\alpha_2}\beta + 0{,}575q\frac{d_н}{\lambda}\lg\beta + q\frac{s_{нак}}{\lambda_{нак}} \qquad (8\text{-}22)$$

Рабочую температуру стенок перегревательных труб при температуре перегретого пара не выше 425° С определяют по формуле

$$t_{ст} = t_{ср}^{ном} + 75° С. \qquad (8\text{-}23)$$

Рабочую температуру стенок перегревательных труб при температуре пере-

гретого пара выше 425° С подсчитывают по формуле

$$t_{ст} = t_{пер} + \Delta t_{пер} + \frac{q}{a_2}\beta + 0{,}575q\frac{d_н}{\lambda}\lg\beta. \quad (8\text{-}24)$$

Обозначения в формулах (8-20)—(8-24):

$t_{ср}^{ном}$ — номинальная температура среды, °С;

$t_{пер}$ — температура пара на расчетном участке пароперегревателя, °С;

$\Delta t_{пер}$ — величина неравномерности температуры перегретого пара по отдельным змеевикам, превышающая 20° С;

q — теплонапряжение поверхности нагрева, *ккал/м² час* (принимается по данным теплового расчета);

a_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к протекающей среде в трубе, *ккал/м² час* °С;

β — отношение наружного диаметра к внутреннему;

$d_н$ — наружный диаметр трубы, *м*;

λ — коэффициент теплопроводности металла трубы при рабочей температуре стенки, *ккал/м час* °С;

$\lambda_{нак}$ — коэффициент теплопроводности накипи, *ккал/м час* °С, который в зависимости от вида накипи принимается в пределах 0,2 ÷ 2,0 *ккал/м час* °С;

$s_{нак}$ — толщина слоя накипи и продуктов коррозии металла в трубе, *м*.

Для труб, имеющих большую весовую нагрузку, необходимо производить дополнительный расчет для определения величины приведенного напряжения от внутреннего давления и изгибающей весовой нагрузки по следующей формуле

$$\left(\sigma_1 - \frac{\sigma_2}{\varphi_1} - \sigma_и^в\right)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\varphi_1} + \sigma_и^в - \sigma_3\right)^2 + 6\tau^2 \leqslant 2R^2 \; кг/мм^2. \quad (8\text{-}25)$$

При наличии растяжения от значительной весовой нагрузки, направленной по оси трубы, приведенные напряжения должны удовлетворять условию

$$\left(\sigma_1 - \frac{\sigma_2}{\varphi_1} - \sigma_и^в\right)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\varphi_1} + \sigma_и^в - \sigma_3\right)^2 \leqslant 2R \; кг/мм^2. \quad (8\text{-}26)$$

Величины, входящие в формулы (8-25) и (8-26) определяют следующим образом:

$$\sigma_1 = \frac{pd_в}{200s} \; кг/мм^2;$$

$$\sigma_2 = \frac{pd_в^2}{400s(d_в + s)} \; кг/мм^2;$$

$$\sigma_3 = -\frac{p}{200} \; кг/мм^2;$$

$$\sigma_и^в = \frac{M}{W} \; кг/мм^2;$$

τ — скалывающие напряжения, которые возникают при наличии крутящего момента;

$R = \frac{\sigma_T^t}{1{,}4}$ *кг/мм²*, в тех случаях, когда толщина стенки определялась по пределу прочности или по пределу текучести стали, и $R = \frac{\sigma_n^t}{0{,}9}$, когда она определялась по пределу ползучести;

M — максимальный изгибающий момент, *кг.мм*;

W — момент сопротивления по сечению трубы, *мм³*.

Величину приведенного напряжения от внутреннего давления, изгибающей весовой нагрузки и от компенсационных усилий $\sigma_и^к$ определяют по формуле

$$\left(\sigma_1 - \frac{\sigma_2}{\varphi_1} - \sigma_и^в - \sigma_и^к\right)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{\varphi_1} + \sigma_и^в + \sigma_и^к - \sigma_3\right)^2 + 6\tau^2 \leqslant 2R^2 \; кг/мм^2. \quad (8\text{-}27)$$

Величину R обычно принимают:

$$R = \frac{\sigma_T^t}{1{,}2} \; кг/мм^2,$$

остальные величины те же, что в формулах (8-25) и (8-26).

Согласно ГОСТ 301-50 все бесшовные трубы, работающие под давлением, должны выдержать гидравлическое испытание на давление, определяемое по формуле

$$p = \frac{200\,sR}{d_в} \; кг/см^2, \quad (8\text{-}28)$$

где s — минимальная толщина стенки, *мм*;

$d_в$ — внутренний диаметр трубы, *мм*;

R — допускаемое напряжение, *кг/мм²*, принимаемое равным:

а) для труб из углеродистой стали $R = 0{,}35\sigma_в$ (табл. 8-8);

ТАБЛИЦА 8-8

Пределы текучести стали

Сталь	Расчетный предел прочности при температуре 20° С $\sigma_в$, кг/мм²	Расчетный предел текучести σ_T^t, кг/мм², при температуре, °С							
		20	200	250	300	350	400	450	500
10	32	18	16	14,5	13,5	11,5	10,0	8,0	6,0
15	35	20	17,5	16,0	14,5	12,5	11,0	9,0	7,0
20	40	22	19,0	17,5	15,4	13,5	12,0	10,0	8,0
25	43	24	20,5	18,5	16,5	14,5	13,0	11,0	9,0
30	48	26	22,0	20,0	17,5	15,5	13,5	11,5	9,5
35	52	28	24,0	21,5	19,0	17,0	14,5	12,5	10,5

б) для труб из легированной стали в отожженном или нормализованном состоянии $R = 0{,}4\sigma_в$ (табл. 8-13);

в) для труб, ненормированных по химическому составу и по механическим свойствам, $R = 10$ кг/мм².

Химический состав бесшовных углеродистых труб стали марок 10 и 20, применяемых для котельных установок с рабочим давлением $p \leqslant 60$ кг/см² и температурой пара $t_{ст} \leqslant 500°$ С должен удовлетворять требованиям ГОСТ В-1050-41, приведенным в табл. 8-7.

При расчете элементов котельного агрегата для выбора допускаемых напряжений по пределу текучести σ_T^t или ползучести σ_n^t пользуются данными табл. 8-8 и 8-9.

ТАБЛИЦА 8-9

Пределы ползучести стали

Сталь	Расчетный предел ползучести σ_n^t, кг/мм², при температуре, °С									
	400	425	450	475	500	510	530	540	550	560
Углеродистая										
10 (спокойная)	8,5	6,3	4,4	3,1	2,2	—	—	—	—	—
15	9,5	7,0	4,8	3,6	2,5	—	—	—	—	—
20	10,0	7,5	5,0	3,6	2,5	—	—	—	—	—
25	10,5	8,0	5,3	3,7	2,5	—	—	—	—	—
Легированная										
15М	—	—	10	8,0	6,1	5,5	4,1	—	—	—
20М			11	8,5	6,1	5,5	4,1	—	—	—
12МХ*			11	8,5	6,1	5,5	4,1	3,5	—	—
15ХМ			12	9,0	6,5	5,8	4,5	4,0	3,5	2,7

* Данные по стали 12МХ являются предварительными.

Размеры труб, изготовляемых для паровых котлов всех назначений, кроме паровозных, приведены в табл. 8-10 и 8-11.

ТАБЛИЦА 8-10

Сортамент пароперегревательных труб для паровых котлов всех назначений, кроме паровозных (по ГОСТ 3099-46)

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм							
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
22	×	×	×	×	—	—	—	—
24	×	×	×	×	—	—	—	—
25	×	×	×	×	—	—	—	—
29	×	×	×	×	×	×	×	—
32	×	×	×	×	×	×	×	×
35	×	×	×	×	×	×	×	×
38	×	×	×	×	×	×	×	×
40	×	×	×	×	×	×	×	×
42	×	×	×	×	×	×	×	×

ТАБЛИЦА 8-11

Сортамент кипятильных труб для паровых котлов всех назначений, кроме паровозных (по ГОСТ 3099-46)

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм											
	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9	10
51	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	—	—
57	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	—	—
60	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	—
63,5	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	—
70	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
76	—	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
83	—	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
89	—	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
95	—	—	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×
102	—	—	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×
108	—	—	—	×	×	×	×	×	×	×	×	×

Размеры труб, предназначенных для котлов паровозных типов, приведены в табл. 8-12.

Для котельных агрегатов, работающих с высокими параметрами пара ($p > 60 \div 140$ кг/см² и $t_{пе} \leqslant 510°$ С), трубы для поверхностей нагрева изготовляются по ТУ ММП № 977-47. Химический состав и механические свойства труб-

ТАБЛИЦА 8-12

Сортамент труб для паровозных котлов (по ГОСТ 3099-46)

Наружный диаметр, *мм*	Толщина стенки, *мм*	Наружный диаметр, *мм*	Толщина стенки, *мм*
Трубы пароперегревательные		Трубы кипятильные	
24	3,0	76	5
29	3,0	89	5
35	3,5	Трубы жаровые	
38	3,5	89	3,5
42	4,0	127	4,0
Трубы дымогарные		133	4,0
44,5	2,5	140	4,5
51	2,5	152	4,5
57	3,0		

ной стали для котлов высокого давления приведены в табл. 8-13.

При расчете элементов котельного агрегата значение коэффициента теплопроводности металла определяют по данным табл. 8-14.

Задача 8-19. Определить толщину стенки трубы конвективного пучка парового котла с рабочим давлением $p = 34$ *кг/см*^{2}. Внутренний диаметр трубы $d_в = 76$ *мм*, материал — углеродистая сталь марки 10.

Решение. Рабочую температуру стенки $t_{ст}$ кипятильной трубы при безнакипном режиме принимаем

ТАБЛИЦА 8-14

Физические свойства сталей, применяемых в советском котлостроении

Физические свойства	Углеродистые стали		Легированные стали	
	15	30	0,5%Mo	1%Cr+ +0,5%Mo
Удельный вес, *т/м*^{3}	7,85		7,85	7,85
Коэффициент линейного расширения, *мм/мм* °C $\alpha \cdot 10^{-6}$ в интервале температур °C				
0—100	12,0		12,2	11,9
0—200	12,6		13,1	12,6
0—300	13,2		13,7	13,2
0—400	13,6		14,2	13,7
0—500	13,9		14,6	14,1
0—600	14,2		14,8	14,3
Теплопроводность, λ *ккал/м час* °C при температуре °C				
100	46,8	43,2	36	32,4
200	43,2	39,6		
300	39,6	36,0		30,6
400	36,0	32,4		
500	32,4	28,8		28,8
600	28,8	25,2		
Средняя теплоемкость c_p *ккал/кг* °C в интервале температур °C				
0—100	0,112	0,112	—	—
0—500	0,128	0,128	0,116	0,116

ТАБЛИЦА 8-13

Химический состав и механические свойства трубной стали для котлов высокого давления

Сталь	Химический состав, %							Механические свойства					
	C	Mn	Si	Mo	Cr	S не более	P не более	Предел прочности при температуре 20° C $\sigma_в$, *кг/мм*^{2}	Предел текучести при температуре 20° C $\sigma_т^t$, *кг/мм*^{2} не менее	Относительное удлинение, % δ_{10} не менее	δ_5 не менее	Сплющивание до просвета	Увеличение наружного диаметра при раздаче, %
20	0,15—0,25	0,35—0,65	0,17—0,37	—	≤0,3	0,045	0,045	40—50	22	17	20	3*s*	6
15М	0,10—0,18	0,4—0,7	0,17—0,37	0,4—0,55	≤0,3	0,040	0,040	38—48	26	20	24	3*s*	6
20М	0,15—0,25	0,4—0,7	0,17—0,37	0,4—0,55	≤0,3	0,040	0,040	45—55	29	18	22	3*s*	6
15ХМ	≤0,16	0,4—0,7	0,17—0,37	0,4—0,55	0,8—1,1	0,040	0,040	45—55	30	18	22	3*s*	6

Примечания: 1. В трубных сталях для котлов высокого давления примеси никеля не более 0,3%, примеси меди не более 0,25%.
2. Сталь 20 может быть применена при температуре стенки $t_{ст} \leqslant 500°$ C; стали 15М и 20 при $t_{ст} \leqslant 530°$ C; сталь 15ХМ при $t_{ст} \leqslant 560°$ C.

равной номинальной температуре среды плюс 75° С, т. е.

$$t_{ст} = t_{ср}^{ном} + 75 = 240 + 75 = 315^\circ\text{ С}.$$

По данным табл. 8-8 допускаемое напряжение будет равно

$$R = \frac{\sigma_T^{315}}{n_T} = \frac{12{,}9}{1{,}9} = 6{,}8 \text{ кг/мм}^2.$$

Расчетная толщина стенки трубы

$$s = \frac{pd_в}{230R - p} + c = \frac{34 \cdot 76}{230 \cdot 6{,}8 - 34} + 1 \approx 2{,}7 \text{ мм}.$$

По условиям вальцовки принимаем $s = 3{,}5$ *мм*, что соответствует минимальной толщине по ГОСТ 3099-46 для кипятильных труб, имеющих наружный диаметр $d_н = 83$ *мм*. Стандартное обозначение этой трубы:

$$83 \times 3{,}5 — 10 \text{ ГОСТ } 3099\text{-}46$$

(цифра 10—марка стали).

Задача 8-20. Определить толщину стенки бесшовной трубы конвективного кипящего водяного экономайзера котельного агрегата, предназначенного для рабочего давления $p = 100$ *кг/см*^{2}.

Наружный диаметр трубы $d_н = 38$ *мм*, материал—углеродистая сталь марки 20, гидравлическое сопротивление водяного тракта экономайзера—10 *кг/см*^{2}.

Решение. Рабочую температуру стенки, свободной от накипи, принимаем равной

$$t_{ст} = t_н + 75 = 309 + 75 = 384^\circ\text{ С}.$$

Для обогреваемых труб с рабочей температурой стенок более 250° С, но не свыше 400° С, допускаемое напряжение принимаем по пределу текучести σ_T^t (табл. 8-8), запас прочности берем $n_T = 1{,}9$, тогда

$$R_p = \frac{\sigma_T^t}{n_T} = \frac{12{,}5}{1{,}9} = 6{,}58 \text{ кг/мм}^2.$$

Расчетная толщина стенки

$$s = \frac{pd_н}{230 \cdot R_p + p} + c = \frac{110 \cdot 38}{230 \cdot 6{,}58 + 110} + c = 2{,}57 + 1 = 3{,}57 \text{ мм}.$$

Принимаем $s = 4$ *мм*.

Задача 8-21. Определить толщину стенки бесшовной трубы перегревателя, работающего при давлении $p = 100$ *кг/см*^{2} с тепловым потоком $q = 30\,000$ *ккал/м*^{2} *час*.

Коэффициент теплоотдачи от стенки к пару $a_2 = 1\,025$ *ккал/м*^{2} *час* °С, температура протекающего пара $t_{пе} = 500^\circ$ С, внутренний диаметр трубы $d_в = 30$ *мм*.

Решение. Принимаем величину неравномерности температур по отдельным виткам $\Delta t_{пер} = 20^\circ$ С и величину теплопроводности легированной стали по табл. 8-14 равной $\lambda = 36$ *ккал/м час* °С. Наружный диаметр труб принимаем равным $d_н = 42$ *мм*, подсчитываем температуру стенки трубы перегревателя:

$$t_{ст} = t_{пер} + \Delta t_{пер} + \frac{q}{a_2}\beta + 0{,}575q\frac{d_н}{\lambda}\lg\beta =$$

$$= 500 + 20 + \frac{30\,000}{1\,025} \cdot \frac{42}{30} +$$

$$+ 0{,}575\frac{30\,000}{36} \cdot 0{,}042 \cdot \lg\frac{42}{30} = 564^\circ\text{ С}.$$

Допускаемое напряжение в соответствии с данной температурой стенки принимаем для легированной стали марки 15ХМ (по табл. 8-9) $\sigma_n^{560} = 2{,}7$ *кг/мм*^{2}, а запас прочности берем $n_n = 1{,}0$. Следовательно, толщина стенки будет:

$$s = \frac{pd_в}{230 \cdot R_p - p} + c = \frac{100 \cdot 30}{230 \cdot 2{,}7 - 100} + c = 5{,}8 + 1 \approx 7 \text{ мм}.$$

Задача 8-22. В котельной при монтаже питательной линии была поставлена бесшовная труба без сертификата, наружным диаметром $d_н = 108$ *мм*, и внутренним диаметром $d_в = 100$ *мм*. Максимальное рабочее давление в питательной линии не превышает $p = 40$ *кг/см*^{2}.

Определить величину гидравлического давления, на которую должна быть испытана эта труба.

Ответ. $p = 80$ *кг/см*^{2} *.

Задача 8-23. Определить температуру стенки бесшовной трубы перегревателя. Давление пара за перегревателем $p = 34$ *кг/см*^{2}, температура перегретого пара $t_{пер} = 420^\circ$ С, средняя скорость пара, протекающего по змеевикам, $w_{пар} = 24{,}5$ *м/сек*, тепловой поток $q = 50\,400$ *ккал/м*^{2} *час* °С, внутренний диаметр труб $d_в = 32$ *мм*. Труба выполнена из углеродистой стали марки 20.

* Несмотря на то, что поверочный расчет на прочность показал хорошие результаты, необходимо на питательной линии установить трубу, имеющую сертификат завода-изготовителя, или произвести испытание не менее трех образцов. Результаты этих испытаний должны подтвердить, что испытуемая сталь по своему химическому составу, механическим свойствам и другим показателям соответствует требованиям к стали для изготовления паровых котлов.

Ответ. Температура наружной поверхности металла трубы при отсутствии внутреннего загрязнения и отклонения максимальной температуры на 20° С от средней по виткам составляет $t_{ст} \approx 485°$ С, эта величина является допустимой для стенок труб перегревателя, выполненного из углеродистой стали марки 20.

Задача 8-24. Котельный агрегат работает с рабочим давлением $p = 22$ *кг/см²*. Высота столба воды над экранными трубами составляет $h = 10$ *м*. Теплонапряжение радиационной поверхности нагрева

$$q = 85\,500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час } °\text{С}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде $\alpha_2 = 6\,000$ *ккал/м² час* ° С, внутренний диаметр экранных труб, выполненных из углеродистой стали марки 10, $d_в = 76$ *мм*. После остановки котла на капитальный ремонт было выявлено, что слой накипи в экранных трубах достиг толщины до $s_{нак} = 0{,}75$ *мм* с теплопроводностью $\lambda_{нак} = 0{,}3$ *ккал/м час* °С.

Определить, насколько градусов повысилась температура металла стенки, загрязненной накипью, в сравнении с чистой трубой.

Ответ. На 158 °С*.

Задача 8-25. Произвести поверочный расчет горизонтально расположенных труб, соединяющих водяной экономайзер с барабаном котла. Трубы расположены в газоходе по ходу газов и несут равномерно распределенную нагрузку от потолочного перекрытия и пакетов труб перегревателя $G = 815$ *кг* на трубу. Расстояние между свободными опорами составляет 2 000 *мм*. Рабочее давление $p = 45$ *кг/см²*, температура питательной воды из экономайзера $t'_{в.э} = 195°$ С, наружный диаметр трубы $d_н = 51$ *мм*, толщина стенки $s = 4$ *мм*, материал — углеродистая сталь марки 20. В связи с наличием изгибающих усилий произвести контрольную проверку величины приведенных напряжений в стенке соединительной трубы, возникающих под действием внутреннего давления и весовой нагрузки.

Ответ. Приведенные напряжения удовлетворяют условию $116 < 2R^2$ *кг/мм²*. Если бы величина изгибающих напряжений не удовлетворяла указанному неравенству, то необходимо было бы внести конструктивные изменения, снижающие изгибающие нагрузки, или увеличить толщину стенки трубы.

Задача 8-26. Определить приведенное напряжение в стенке трубы конвективного водяного экономайзера от внутреннего давления. Рабочее давление $p = 120$ *кг/см²*, наружный диаметр трубы $d_н = 32$ *мм*, толщина стенки бесшовной трубы $s = 3{,}5$ *мм*.

Ответ. $\sigma_{пр} = 6{,}16$ *кг/мм²*.

Задача 8-27. Определить допускаемое давление для бесшовной кипятильной трубы наружным диаметром $d_н = 83$ *мм*, внутренним $d_в = 76$ *мм*. Расчетное допускаемое напряжение составляет $R_p = 6{,}45$ *кг/мм²*. Труба изготовлена из стали марки 10.

Ответ. $p = 46$ *кг/см²*.

Задача 8-28. Произвести контрольную проверку величины приведенных напряжений в стенке кипятильной трубы, возникающих под действием внутреннего давления и веса нижнего барабана с водой и прочих деталей, связанных с барабаном. Внутренний диаметр труб $d_в = 76$ *мм*, толщина стенки $s = 3{,}5$ *мм*; рабочее давление $p = 45$ *кг/см²*; весовая нагрузка, приходящаяся на одну трубу, $G = 780$ *кг*, материал трубы — углеродистая сталь марки 10.

Ответ. $41 < 2R^2$ *кг/мм²*.

Задача 8-29. Определить предельное давление при гидравлическом испытании трубы. Наружный диаметр трубы $d_н = 38$ *мм*, толщина стенки $s = 3$ *мм*, материал бесшовной трубы — углеродистая сталь марки 10.

Ответ. $p^2 \approx 241$ *кг/см²*.

8-4. РАСЧЕТ ВЫПУКЛЫХ ДНИЩ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ВНУТРЕННЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Конструктивные размеры бесшовных эллиптических днищ (фиг. 8-14 и 8-15) должны удовлетворять следующим соотношениям:

а) внутренний радиус переходной дуги от цилиндрической к выпуклой части днища

$$r_в \geqslant \frac{2h^2}{D_н} \text{ и } r_в \geqslant 0{,}1D_н;$$

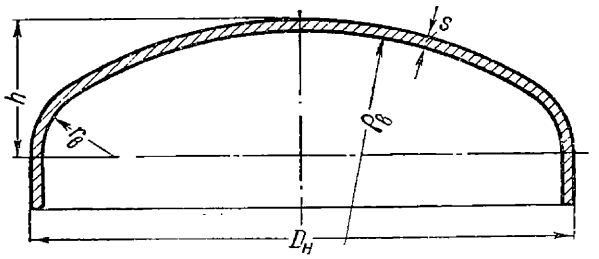
б) внутренний радиус выпуклой части днища

$$\rho_в \leqslant D_н;$$

в) высота выпуклого днища, считая от цилиндрической его части,

$$h \geqslant 0{,}2D_н.$$

* Это наглядно показывает, что надежность работы металла трубы резко снижается даже при наличии небольшого слоя накипи.



Фиг. 8-14. Выпуклое штампованное днище без лазового отверстия.

Толщину стенки бесшовных штампованных днищ определяют по формуле

$$s = \frac{pD_н y}{200R} + c \text{ мм}, \qquad (8\text{-}29)$$

где p — расчетное давление, *кг/см²* (принимается в соответствии с положениями, указанными для цилиндрических барабанов);

$D_н$ — наружный диаметр цилиндрической части днища, *мм*;

y — коэффициент, зависящий от формы днища, учитывающий дополнительные напряжения, возникающие в результате его отклонения от шаровой формы. Величина коэффициента y выбирается по табл. 8-15 в зависимости от отношений $\frac{h}{D_н}$ и $\frac{l+d}{D_н}$, причем здесь:

l — расстояние от центров отверстий до середины днища, *мм*;

d — наибольший размер отверстия.

В проверочных расчетах существующих днищ устарелых конструкций, не удовлетворяющих указанным выше конструктивным требованиям, величину y следует принимать по табл. 8-16.

R — допускаемое напряжение, *кг/мм²*, которое выбирают в зависимости от рабочей температуры стенки равным:

а) $R = \frac{\sigma_в}{2{,}9}$ *кг/мм²* при $t_{ст} \leqslant 250°$ С;

б) $R = \frac{\sigma^t_T}{1{,}25}$ *кг/мм²* при $t_{ст} \leqslant 400°$ С;

в) при температуре стенки $t_{ст} > 400°$ С допускаемое напряжение принимается равным наименьшей из следующих двух величин

$$R = \frac{\sigma^t_T}{1{,}25} \text{ и } R = \frac{\sigma^t_n}{0{,}9}.$$

При $t_{ст} > 400°$ С прибавка к расчетной толщине стенки принимается равной $c = 3$ *мм*.

ТАБЛИЦА 8-15

Значения коэффициента y

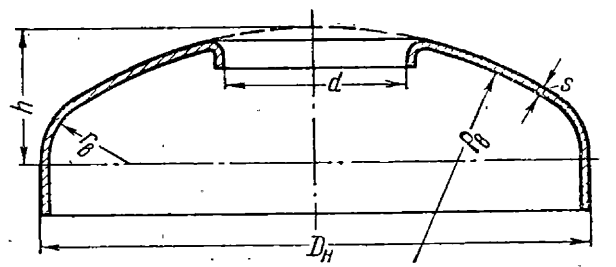
$\frac{h}{D_н}$	Днище без лазов и отверстий или рассматриваемое как глухое	Днища с лазами или иными отверстиями при $\frac{l+d}{D_н}$						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
0,20	2,0	2,05	2,20	2,40	2,60	2,75	2,90	3,10
0,22	1,65	1,80	2,00	2,15	2,30	2,50	2,70	2,85
0,24	1,40	1,60	1,75	1,95	2,10	2,30	2,50	2,65
0,25	1,30	1,50	1,65	1,85	2,05	2,20	2,40	2,60
0,26	1,25	1,40	1,60	1,75	1,95	2,15	2,30	2,50
0,28	1,10	1,30	1,45	1,60	1,80	2,00	2,20	2,40
0,30	1,10	1,15	1,35	1,50	1,70	1,90	2,05	2,25
0,40	0,75	0,95	1,05	1,20	1,40	1,60	1,75	1,95
0,50	0,75	0,95	1,05	1,20	1,40	1,60	1,75	1,95

ТАБЛИЦА 8-16

Значения коэффициента y для днищ устарелых конструкций

Отношение высоты днища к его наружному диаметру $h/D_н$	Отношение внутреннего радиуса переходной дуги к наружному диаметру $r_в/D_н$	Глухое днище	Днища с центрально-расположенными лазовыми отверстиями	
			при $\frac{d}{D_н} \leqslant 0{,}4$	при $\frac{d}{D_н} > 0{,}4$
0,19	0,072	2,35	2,65	3,0
0,18	0,065	2,75	2,90	3,3
0,17	0,058	3,20	3,20	3,7
0,16	0,052	3,60	3,60	4,1
0,15	0,045	3,90	3,90	4,5

Во избежание опасных напряжений в стенке днища при гидравлических испытаниях барабана предельное давление в нем не



Фиг. 8-15. Выпуклое штампованное днище с лазовым отверстием.

должно быть больше величины, полученной по формуле

$$p^z = \frac{185\,\sigma_T^{20}(s-c)}{D_н y}\ кг/см^2, \qquad (8\text{-}30)$$

где σ_T^{20} — условный предел текучести выбранной марки стали при $t = 20°$ С.

Остальные обозначения те же, что в формуле (8-29).

Расчет толщины стенки днищ, выполненных из стального литья и подверженных внутреннему давлению, производится также по формуле (8-29). Однако допускаемые напряжения принимаются:

а) при расчете по пределу прочности

$$R = \frac{\sigma_в}{4{,}4}\ кг/мм^2;$$

б) при расчете по пределу текучести

$$R = \frac{\sigma_T^t}{1{,}9}\ кг/мм^2;$$

в) при расчете по пределу ползучести

$$R = \frac{\sigma_n^t}{1{,}4}\ кг/мм^2.$$

Прибавка c принимается равной минусовому технологическому допуску по толщине стенки плюс 3 *мм*.

Толщина стенки сварных днищ определяется по формуле

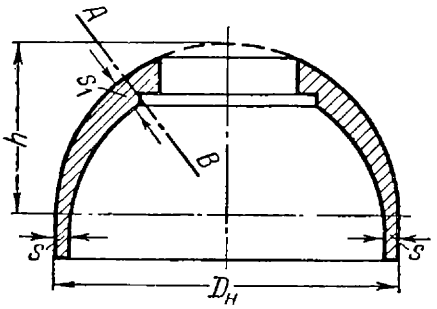
$$s = \frac{pD_н y}{200 R \varphi_{св}} + c\ мм, \qquad (8\text{-}31)$$

где $\varphi_{св}$ — коэффициент прочности сварного шва днища, если последний изготовляется из нескольких частей и соединение этих частей произведено методом сварки, или же днищ, закатанных из концов сварных барабанов.

Величину $\varphi_{св}$ принимают по данным табл. 8-1, но во всяком случае не больше 0,8.

Расчет закатанных днищ, подверженных внутреннему давлению

Закатанные днища, по своей форме совпадающие со сферическими и имеющие лазовые отверстия, рассчитывают в соответствии с нормами, указанными для выпуклых днищ.



Фиг. 8-16. Закатанное днище с лазовым отверстием.

Расчетную толщину стенки закатанного днища с лазовым отверстием (фиг. 8-16) принимают равной

$$s = \frac{s + s_1}{2}\ мм, \qquad (8\text{-}32)$$

где s — толщина стенки цилиндрической части барабана, *мм*;

s_1 — толщина стенки у края отверстия, *мм*.

Необходимо также проверять толщину стенки днища применительно к напряжению, имеющему место в переходной дуге днища по формуле (8-29).

Эта проверка производится по методу расчета глухого днища. В этом случае расчетную толщину стенки следует отнести к толщине цилиндрической части.

Следует также проверять напряжения изгиба в сечении AB (фиг. 8-16) — зона подрезки днища, создаваемые внутренним давлением среды через посредство лазового затвора.

При расчете выпуклых бесшовных штампованных днищ, подверженных внутреннему давлению, вводится добавочный коэффициент, равный 1,4, — следовательно, формула (8-29) примет вид:

$$s = 1{,}4\frac{pD_н y}{200 \cdot R} + c\ мм. \qquad (8\text{-}33)$$

Применения днищ, подверженных наружному давлению, следует избегать. В некоторых небольших котельных установках такие днища имеются в котлах старых конструкций, работающих на давлении $p \leqslant 22\ кг/см^2$ и $t \leqslant 300°$ С.

Толщину стенки днищ для одножаротрубных или двухжаротрубных котлов определяют

по формуле

$$s=\frac{p\rho_в}{200R}\ мм, \qquad (8\text{-}34)$$

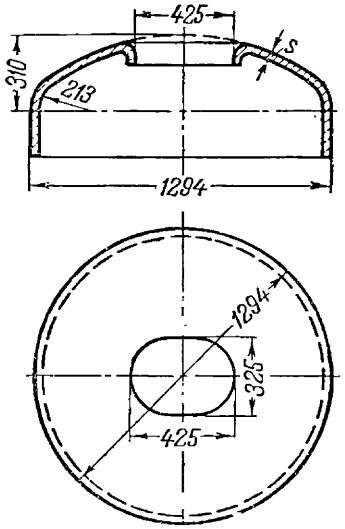
где p — расчетное давление, $кг/см^2$;

$\rho_в$ — внутренний радиус выпуклой части днища, $мм$;

R — допускаемое напряжение стали, которое принимается равным

$$R=\frac{\sigma_в}{5}\ кг/мм^2.$$

Задача 8-30. Определить толщину стенки выпуклого штампованного днища верхнего котельного барабана с центрально расположенным лазом, с отбортованными краями внутрь (фиг. 8-17). Максимальный размер лазового отверстия $d=425\ мм$, высота днища $h=310\ мм$, внутренний радиус переходной дуги от цилиндрической к сферической части $r=213\ мм$, наружный диаметр днища $D_н=1\,294\ мм$, металл — качественная углеродистая сталь марки 20К, рабочее давление в котле $p=34\ кг/см^2$.



Фиг. 8-17. Выпуклое штампованное днище верхнего котельного барабана с лазом, расположенным в центре (к задаче 8-30).

Решение. При указанном рабочем давлении температура насыщения $t_н=240°$ С равна для необогреваемого барабана рабочей температуре стенки металла. Следовательно, расчет днища можно производить по пределу прочности.

По табл. 8-3 принимаем для стали марки 20К $\sigma_в=41\ кг/мм^2$, запас прочности для днища с лазовым отверстием принимаем $n_в=2{,}9$. Допускаемое напряжение составит:

$$R_p=\frac{\sigma_в}{n_в}=\frac{41}{2{,}9}=14{,}1\ кг/мм^2.$$

Коэффициент y, учитывающий дополнительные напряжения в днище, возникающие вследствие отклонения его формы от шаровой, с учетом лазового отверстия определяем по табл. 8-15 при

$$\frac{h}{D_н}=\frac{310}{1\,294}=0{,}24 \text{ и } \frac{l+d}{D_н}=\frac{0+425}{1\,294}=0{,}328.$$

Интерполируя, находим $y=1{,}99$.

Толщина стенки днища

$$s=\frac{pD_н y}{200R}+c=\frac{34\cdot 1\,294\cdot 1{,}99}{200\cdot 14{,}1}+3=34\ мм.$$

Задача 8-31. Произвести поверочный расчет толщины стенки закатанного днища бесшовного барабана, у которого толщина стенки цилиндрической части $s=30\ мм$, рабочее давление $p=100\ кг/см^2$. Барабан выполнен из стали марки 20М, наружный диаметр днища $D_н=709\ мм$, максимальный размер лазового отверстия $d=425\ мм$.

Решение. Конструктивные параметры:

$$\frac{h}{D_н}=0{,}4 \text{ и } \frac{l+d}{D_н}=0{,}6.$$

Величину коэффициента $y=1{,}75$ принимаем по табл. 8-15.

Допускаемое напряжение в стенке днища для стали марки 20 находим при рабочей температуре металла, равной $t_{ст}=t_н=310°$ С и $p=100\ кг/см^2$

$$R_p=\frac{\sigma_T^{310}}{n_T}=\frac{22{,}6}{1{,}25}=18{,}1\ кг/мм^2.$$

Толщина стенки закатанного днища

$$s=\frac{pD_н y}{200R}+c=\frac{100\cdot 709\cdot 1{,}75}{20\cdot 18{,}1}+3\approx 37\ мм.$$

Толщина стенки днища, замеренная у края отверстия, равна $s=40\ мм$; таким образом, расчетная толщина стенки в данном случае составляет:

$$s_p=\frac{s_1+s}{2}=\frac{40+30}{2}=35\ мм.$$

Проверку толщины стенки на участке переходной дуги производим по методу расчета глухого днища. При $\frac{h}{D_н}=0{,}4$ по табл. 8-15 $y=0{,}75$, следовательно,

$$s=\frac{pD_н y}{200R}+c=\frac{100\cdot 709\cdot 0{,}75}{200\cdot 18{,}1}+3\approx 18\ мм.$$

Приведенный расчет показывает, что несмотря на достаточную (по нормам расчета) толщину стенки вблизи цилиндрической части барабана толщину днища следует увеличить у края по расчету отверстия до 44—45 $мм$.

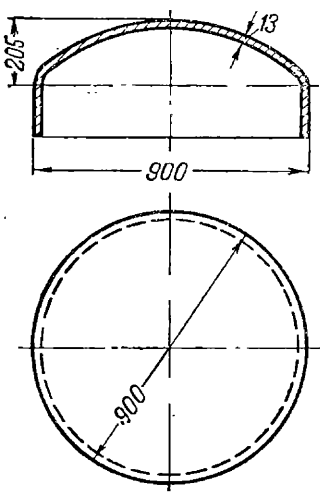
Задача 8-32. Определить допускаемое давление в котле, имеющем бесшовное днище без лаза и вырезов (фиг. 8-18). Диаметр днища $D_н = 900$ *мм*, высота $h = 205$ *мм*, толщина стенки днища $s = 13$ *мм*, материал — углеродистая сталь марки 15К.

Ответ. Расчетное допускаемое давление $p = 18{,}2$ *кг/см*^{2}.

Задача 8-33. Наружный диаметр бесшовного штампованного днища (фиг. 8-19) $D_н = 1\,300$ *мм*, толщина стенки $s = 37$ *мм*, максимальный размер отверстия лаза, расположенного в центре днища с отбортовкой внутрь, $d = 400$ *мм*, высота днища $h = 300$ *мм*, металл — сталь марки 20К. Определить напряжение, возникающее в стенке металла при рабочем давлении $p = 35$ *кг/см*^{2}.

Ответ. $R = 13{,}8$ *кг/мм*^{2}.

Задача 8-34. Определить предельное давление, не вызывающее недопустимых напряжений в стенке бесшовного штампованного днища при гидравлическом испытании барабана котла. Наружный диаметр днища $D_н = 1\,500$ *мм*, толщина стенки $s = 51$ *мм*, коэффициент $y = 2{,}0$, металл — углеродистая сталь марки 20К.



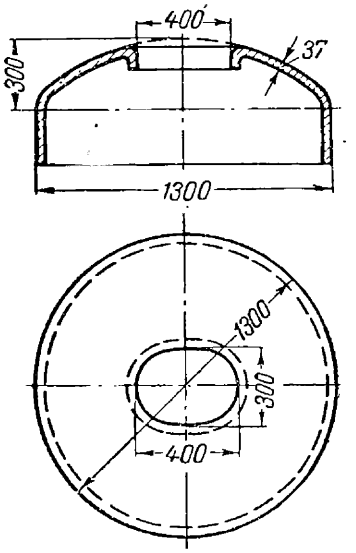
Фиг 8-18. Выпуклое штампованное днище без лаза и вырезов (к задаче 8-32).

Ответ. $p^2 = 65{,}1$ *кг/см*^{2}.

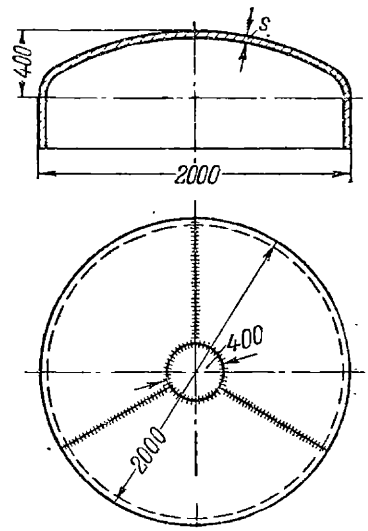
Задача 8-35. Определить толщину стенки сварного глухого днища фиг. 8-20. Сварные стыковые швы, расположенные меридиально, выполнены электросваркой. Высота днища $h = 400$ *мм*, наружный диаметр $D_н = 2\,000$ *мм*. Днище изготовлено из углеродистой стали марки 15К и предназначено на рабочее давление $p = 12$ *кг/см*^{2}.

Ответ. $s \approx 27{,}5$ *мм*.

Задача 8-36. Определить расчетную толщину стенки днища двухжаротрубного котла, предназначенного на рабочее давление $p = 10$ *кг/см*^{2}. Наружный диаметр днища $D_н = 2\,400$ *мм*, внутренний радиус переходной дуги удовлетворяет условию $r_в \geqslant 0{,}1D_н$. Материал днища — углеродистая сталь марки 15К.



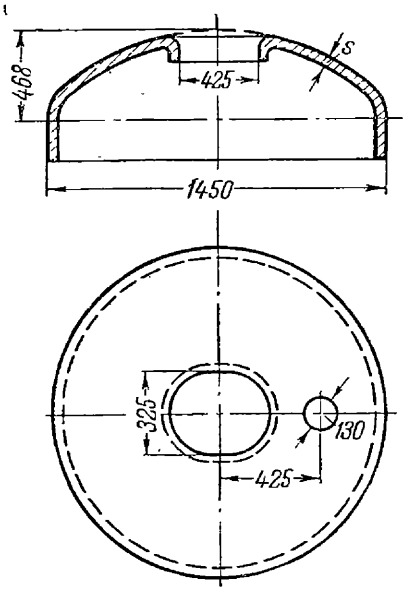
Фиг. 8-19. Выпуклое штампованное днище с лазом в центре (к задаче 8-33).



Фиг. 8-20. Выпуклое сварное глухое днище (к задаче 8-35).

Ответ. $s = 17$ *мм*.

Задача 8-37. Определить толщину стенки бесшовного штампованного днища (фиг. 8-21), предназначенного на рабочее давление $p = 45$ *кг/см*^{2}. Наружный диаметр $D_н = 1\,450$ *мм*, высота $h = 468$ *мм*, максимальный размер отверстия для лаза, расположенного в центре, $d = 425$ *мм*. По линии большой оси лазового отверстия на расстоянии $l = 425$ *мм* располо-

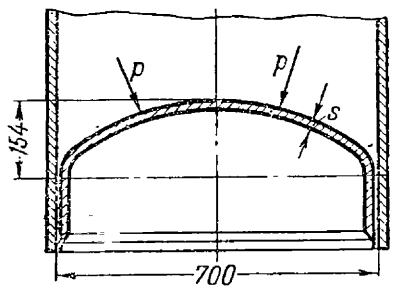


Фиг. 8-21. Выпуклое штампованное днище с лазом в центре и отверстием (к задаче 8-37).

жено отверстие диаметром 130 *мм*, металл — углеродистая сталь марки 20К.

Ответ. $s = 42$ *мм*

Задача 8-38. Определить толщину стенки штампованного вогнутого днища (фиг. 8-22), не имеющего лаза и других отверстий. Рабочее давление в котле $p = 16$ *кг/см*^{2}, наружный диаметр днища $D_н = 700$ *мм*, высота его $h =$



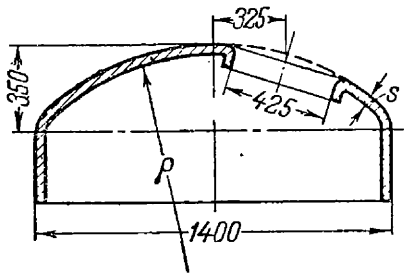
Фиг. 8-22. Вогнутое штампованное глухое днище (к задаче 8-38).

$= 154$ *мм*. Днище изготовлено из углеродистой стали марки 15К.

Ответ. $s = 13{,}5$ *мм*.

Задача 8-39. Проверить толщину стенки днища, выполненного из стального литья и предназначенного на рабочее давление 16 *кг/см*^{2} (фиг. 8-23). Наружный диаметр $D_н = 1\,400$ *мм*, высота днища $h = 350$ *мм*. Размер отверстия лаза по большой оси равен 425 *мм*, смещение лаза относительно оси днища составляет 325 *мм*. Материал днища — сталь марки 15К.

Ответ. $s \approx 34$ *мм*.



Фиг. 8-23. Выпуклое штампованное днище с эксцентричным расположением лаза (к задаче 8-39).

Задача 8-40. Проверить толщину стенки закатанного днища бесшовного барабана, предназначенного на рабочее давление $p = 110$ *кг/см*^{2}. Материал барабана — легированная сталь марки 20М, наименьший коэффициент прочности ослабленного места барабана $\varphi = 0{,}65$. Конструктивные характеристики днища следующие: $D_н = 900$ *мм*, высота $h = 450$ *мм*, максимальный размер отверстия лаза 425 *мм*, толщина стенки днища у края отверстия (по замеру) $s = 90{,}4$ *мм*.

Ответ. Расчетная толщина стенки $s = 47{,}5$ *мм*.

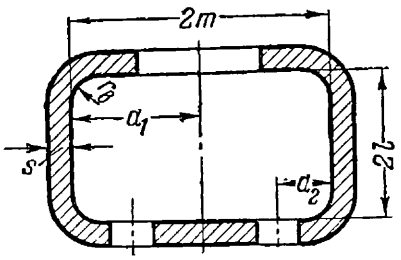
8-5. РАСЧЕТ КОЛЛЕКТОРОВ ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ВНУТРЕННЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Расчет коллекторов прямоугольного сечения (фиг. 8-24) производится по напряжениям в углах и по наибольшим напряжениям в стенках.

Для того чтобы не имело место недопустимое повышение напряжения на внутренней стороне угла, внутренний радиус в коллекторах прямоугольного сечения должен удовлетворять неравенству

$$r_в > \frac{1}{3} s > 8 \text{ мм}.$$

Толщину стенки и величину допускаемого давления определяют по напряже-



Фиг. 8-24. Коллектор прямоугольного сечения.

ниям, возникающим в углах коллектора по формулам:

$$s = \frac{p}{200R}\sqrt{m^2+l^2} + \sqrt{6M_к \cdot \frac{p}{100R}}\ мм; \tag{8-35}$$

$$p = 100R\,\frac{s^2}{6M_к + s\sqrt{m^2+l^2}}\ кг/см^2, \tag{8-36}$$

где p — расчетное давление в коллекторе, определяемое так же, как при расчете барабана котла, $кг/см^2$;

$2m$ — ширина в свету рассчитываемой стороны коллектора, $мм$;

$2l$ — ширина в свету стороны, перпендикулярной рассчитываемой, $мм$;

$M_к$ — условный изгибающий момент в углу коллектора прямоугольного сечения, отнесенный к единице длины и к давлению 100 $кг/см^2$, определяемый по формуле

$$M_к = \frac{1}{3}\cdot\frac{m^3+l^3}{m+l}\ мм^2; \tag{8-37}$$

R — допускаемое напряжение стали, зависящее от температуры стенки, $кг/мм^2$.

Толщину стенки и величину допускаемого давления определяют также по напряжениям, возникающим в наиболее ослабленных сечениях стенки (по линии отверстий, по сварному шву, по середине наибольшей стороны), по формулам:

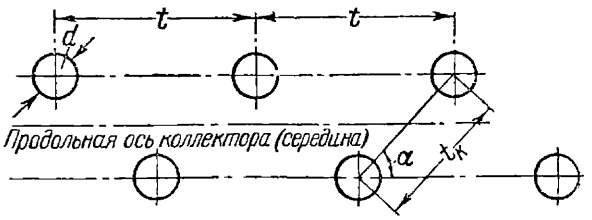
$$s = \frac{p}{200R}\cdot\frac{l}{\varphi} + \sqrt{\frac{6M_в}{\varphi'}\cdot\frac{p}{100R}}\ мм; \tag{8-38}$$

$$p = 100R - \frac{s^2}{6\frac{M_в}{\varphi'} + \frac{sl}{\varphi}}\ кг/см^2, \tag{8-39}$$

где $M_в$ — условный изгибающий момент в любом месте рассчитываемой стороны коллектора, отнесенной к единице длины и к давлению 100 $кг/см^2$, определяемый по формуле

$$M_в = ma - \frac{1}{2}a^2 - \frac{1}{3}\cdot\frac{m^3+l^3}{m+l}\ мм^2. \tag{8-40}$$

При шахматном расположении отверстий симметрично относительно продольной оси

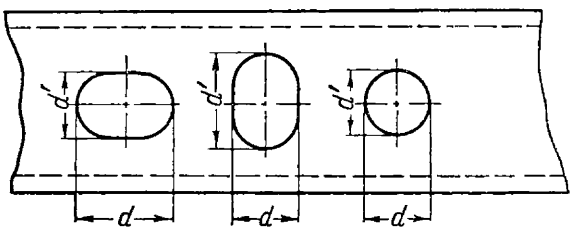


Фиг. 8-25. Коллектор прямоугольного сечения с шахматным расположением отверстий.

прямоугольного коллектора (фиг. 8-25) условный изгибающий момент определяют по формуле

$$M_в' = \left(\frac{1}{2}m^2 - \frac{1}{3}\cdot\frac{m^3+l^3}{m+l}\right)\cos\alpha\ мм^2, \tag{8-41}$$

где φ и φ' — коэффициенты прочности коллектора, ослабленного лючковыми овальными отверстиями (фиг. 8-26), определяют по следующим формулам:



Фиг. 8-26. Коллектор прямоугольного сечения с овальными отверстиями для лючков.

в продольном направлении коллектора

$$\varphi = \frac{t-d}{t}; \tag{8-42}$$

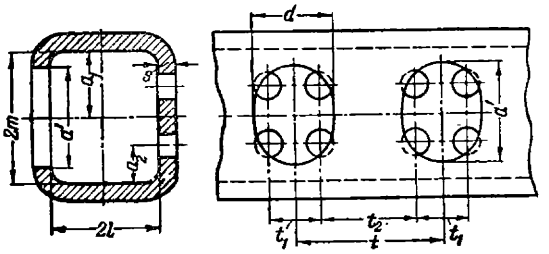
в поперечном направлении коллектора

при $d' < m$ $\quad \varphi' = \dfrac{t-d}{t}$; (8-43)

при $m \leqslant d' < 1{,}3\,m$ $\quad \varphi' = \dfrac{t-\frac{2}{3}d}{t}$; (8-44)

при $d' \geqslant 1{,}3\,m$ $\quad \varphi' = \dfrac{t-\frac{1}{3}d}{t}$; (8-45)

для круглых отверстий $d = d'$.



Фиг. 8-27. Коллектор прямоугольного сечения с продольным расположением отверстий с переменным шагом.

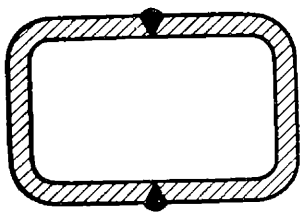
При шахматном расположении отверстий в коллекторе необходимо произвести проверку толщины стенки в косом направлении (фиг. 8-25). В этом случае вместо значения t в формулу (8-42) следует подставить величину $t_к$.

При расположении отверстий с переменным шагом (фиг. 8-27) коэффициент прочности коллектора определяют по среднеарифметическому значению шага.

При определении коэффициента прочности коллектора, ослабленного лючковыми отверстиями, необходимо учитывать утонение стенки вследствие наличия подрезов внутренних кромок. В этом случае условный диаметр отверстия определяют по формуле (8-12).

Коэффициент прочности коллектора прямоугольного сечения только с продольным сварным швом, расположенным не в углу коллектора (фиг. 8-28), принимают по данным табл. 8-1.

В этом случае в формулах (8 38) и (8-39) под φ и φ' понимается величина коэффициента прочности сварного шва.



Фиг. 8-28. Коллектор прямоугольного сечения с продольным сварным швом.

Толщина стенки, определяемая по формулам (8-35) и (8-38) с учетом всех видов ослаблений, подсчитывается по каждому из этих ослаблений и принимается наибольшая толщина.

При расчете толщины стенки коллекторов прямоугольного сечения при рабочей температуре металла $t_{ст} \leqslant 250^\circ$ С и необогреваемых снаружи принимают:

$$R = \frac{\sigma_в}{2{,}9}\ кг/мм^2.$$

При температуре стенки $t_{ст}$ от 250 до 400° С принимают:

$$R = \frac{\sigma_T^t}{1{,}25}\ кг/мм^2.$$

При температуре стенки $t_{ст} > 400^\circ$ С принимают:

$$R \quad \frac{\sigma_T^t}{1{,}25}\ кг/мм^2 \text{ или } R \quad \frac{\sigma_n^t}{0{,}9}\ кг/мм^2.$$

Для литых коллекторов прямоугольного сечения допускаемые напряжения принимают равными:

по пределу прочности

$$R = \frac{\sigma_в}{4{,}4}\ кг/мм^2;$$

по пределу текучести

$$R = \frac{\sigma_T^t}{1{,}9}\ кг/мм^2;$$

по пределу ползучести

$$R = \frac{\sigma_n^t}{1{,}4}\ кг/мм^2.$$

Рассчитанная таким образом толщина стенки литого коллектора увеличивается на минусовый технологический допуск плюс 2 *мм*.

Выбор сталей и определение рабочей температуры стенки коллекторов прямоугольного сечения производят так, как для цилиндрических коллекторов.

Рабочую температуру стенки камеры для панелей слоевых топок, включенных в общую систему циркуляции котлоагрегата, принимают равной температуре насыщенного пара при данном давлении плюс 150 ÷ 200° С.

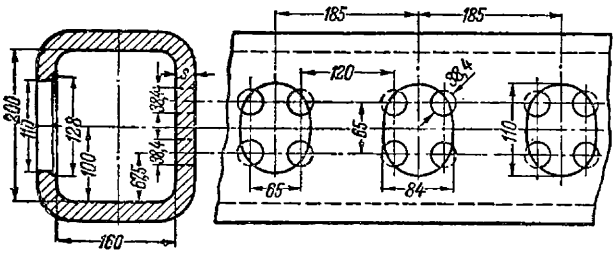
Для определения максимальной величины давления при гидравлическом испытании коллекторов прямоугольного сечения в формулы (8-36) и (8-39) следует подставлять значение

$$R = \frac{\sigma_T^{20}}{1{,}1}\ кг/мм^2.$$

Кроме того, в эти формулы необходимо подставлять те значения $M_в$, φ и φ', которые соответствуют моменту гидравлического испытания коллектора. Из подсчитанных таким образом величин допускаемых гидравлических давлений окончательно принимают наименьшую.

Приведенный метод расчета коллекторов прямоугольного сечения пригоден только для прямых коллекторов и не пригоден для расчета волнообразных коллекторов (камер).

Задача 8-41. Произвести расчет на прочность коллектора прямоугольного сечения (фиг. 8-29): рабочее давление $p = 32$ *кг/см*^{2}, температура перегретого пара $t''_{пер} = 425°$ С, размеры коллектора в свету $2m = 200$ *мм* и $2l = 160$ *мм*. Материал, из которого выполнен коллектор, углеродистая сталь марки 20.



Фиг. 8-29. Коллектор прямоугольного сечения для перегретого пара (к задаче 8-41).

Решение. При рабочей температуре стенки $t_{ст} = 425°$ С (коллектор необогреваемый) расчет производим по наименьшей из двух величин

$$\frac{\sigma_T^{425}}{1{,}25} \text{ и } \frac{\sigma_n^{425}}{0{,}9}.$$

Из табл. 8-5 и 8-9 имеем:

$$\sigma_T^{425} = 11 \text{ } кг/мм^2 \text{ и } \sigma_n^{425} = 7{,}5 \text{ } мм^2.$$

$$\frac{11}{1{,}25} > \frac{7{,}5}{0{,}9},$$

следовательно расчет нужно вести по пределу ползучести, а величину допускаемого напряжения принять равной

$$R = \frac{7{,}5}{0{,}9} = 8{,}33 \text{ } кг/мм^2,$$

Условный изгибающий момент в углу коллектора, отнесенный к единице длины и к давлению 100 *кг/см*^{2},

$$M_к = \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + l^3}{m + l} = \frac{1}{3} \cdot \frac{100^3 + 80^3}{100 + 80} = 2\,800 \text{ } мм^2.$$

Толщина стенки по напряжениям в углу коллектора

$$s = \frac{p}{200R} \cdot \sqrt{m^2 + l^2} + \sqrt{6 M_в \frac{p}{100R}} =$$

$$= \frac{32}{200 \cdot 8{,}33} \cdot \sqrt{100^2 + 80^2} + \sqrt{6 \cdot 2\,800 \frac{32}{100 \cdot 8{,}33}} =$$

$$= 27{,}9 \text{ } мм.$$

Коэффициенты прочности коллектора по сечению овальных отверстий в продольном направлении

$$\varphi = \frac{t - d}{t} = \frac{185 - 84}{185} = 0{,}45$$

и при $m < d' < 1{,}3\,m$

$$\varphi' = \frac{t - \frac{2}{3} d}{t} = \frac{185 - \frac{2}{3} 84}{185} \approx 0{,}7.$$

Условный изгибающий момент в любом месте рассчитываемой стороны коллектора прямоугольного сечения, отнесенный к единице длины и к давлению 100 *кг/см*^{2}, по линии отверстий для лючковых затворов

$$M_в = m a_1 - \frac{1}{2} a_1^2 - \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + l^3}{m + l} = 100 \cdot 100 -$$

$$- \frac{1}{2} \cdot 100^2 - \frac{1}{3} \cdot \frac{100^3 + 80^3}{100 + 80} = 2\,200 \text{ } мм^2,$$

где a_1 — расстояние центра отверстия лючка от ближайшей стенки, равное 100 *мм*.

Толщина стенки коллектора, определяемая по линии отверстий для лючковых затворов, должна быть

$$s = \frac{p}{200R} \cdot \frac{l}{\varphi} + \sqrt{6 \frac{M_в}{\varphi} \cdot \frac{p}{100R}} =$$

$$= \frac{32}{200 \cdot 8{,}33} \cdot \frac{80}{0{,}45} + \sqrt{6 \cdot \frac{2\,200}{0{,}7} \cdot \frac{32}{100 \cdot 8{,}33}} =$$

$$= 30{,}3 \text{ } мм.$$

Коэффициенты прочности коллектора по сечению отверстий для пароперегревательных труб находим по усредненному шагу:

$$t_{ср} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{65 + 120}{2} = 92{,}5 \text{ } мм;$$

$$\varphi = \frac{t_{ср} - d}{t_{ср}} = \frac{92{,}5 - 38{,}4}{92{,}5} = 0{,}585,$$

и при $d' < m$

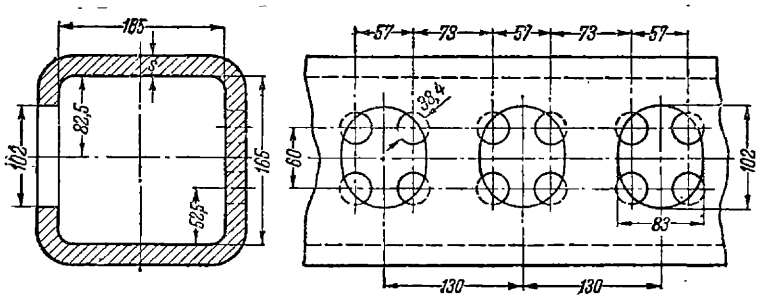
$$\varphi' = \frac{t_{ср} - d}{t_{ср}} = \frac{92{,}5 - 38{,}4}{92{,}5} = 0{,}585.$$

Изгибающий момент по линии отверстий для труб

$$M_в = m a_2 - \frac{1}{2} a_2^2 - \frac{1}{3} \cdot \frac{m^3 + l^3}{m + l} = 100 \cdot 67{,}5 -$$

$$- \frac{1}{2} \cdot 67{,}5^2 - \frac{1}{3} \cdot \frac{100^3 + 80^3}{100 + 80} = 1\,670 \text{ } мм^2,$$

где a_2 — расстояние от центра отверстий для труб до ближайшей стенки коллектора, равное 67,5 *мм*.



Фиг. 8-30. Коллектор квадратного сечения для перегретого пара (к задаче 8-42).

Толщина стенки, ослабленной отверстиями, для труб

$$s=\frac{p}{200R}\cdot\frac{l}{\varphi}+\sqrt{6\frac{M_в}{\varphi'}\cdot\frac{p}{100R}}=$$

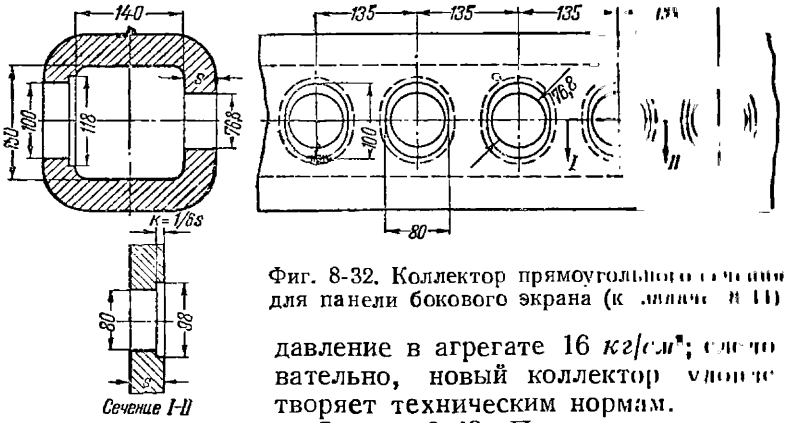
$$=\frac{32}{200\cdot8,33}\cdot\frac{80}{0,585}+$$

$$+\sqrt{6\frac{1\,670}{0,585}\cdot\frac{32}{100\cdot8,33}}=30\ мм.$$

На основании приведенного расчета коллектора прямоугольного сечения принимается наибольшая толщина из вычисленных, т. е. $s=30,3$ *мм*.

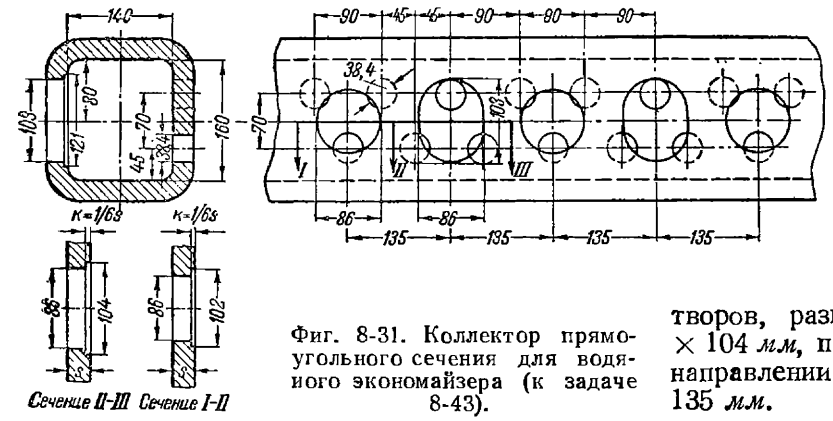
Задача 8-42. При капитальном ремонте котельного агрегата, рассчитанного на давление $p=16$ *кг/см*^{2} и температуру перегретого пара $t''_{пер}=375°$ С, потребовалось сменить коллектор прямоугольного сечения со стороны перегретого пара. Толщина стенки составляла 22 *мм*. На материальном складе имеется новый коллектор аналогичной конструкции (фиг. 8-30) со стенкой толщиной $s=20$ *мм*. Определить, пригоден ли этот коллектор по техническим нормам для установки взамен старого. Прямоугольное сечение нового коллектора в свету 165×165 *мм*. В продольном направлении при переменном шаге расстояние между отверстиями для труб $t_1=57$ *мм* и $t_2=73$ *мм* и в поперечном направлении 60 *мм*. Размеры лючковых отверстий 83×102 *мм*, размер 83 направлен по оси коллектора, шаг лючков 130 *мм*. Расстояние от центра люка до ближайшей стенки: $a_1=82,5$ *мм* и от стенки до центра отверстий для труб $a_2=52,5$ *мм*. Материал коллектора — углеродистая сталь марки 20.

Ответ. Допускаемое расчетное давление для нового коллектора прямоугольного сечения по расчету $p=19,6$ *кг/см*^{2}, а рабочее давление в агрегате 16 *кг/см*^{2}; следовательно, новый коллектор удовлетворяет техническим нормам.



Фиг. 8-32. Коллектор прямоугольного сечения для панели бокового экрана (к задаче 8-44).

Задача 8-43. Произвести поверочный расчет бесшовного коллектора прямоугольного сечения для водяного экономайзера (фиг. 8-31). Размеры коллектора 160 × 110 *мм* в свету. Рабочее давление 45 *кг/см*^{2}, гидравлическое сопротивление водяного тракта экономайзера составляет 10% от рабочего давления. Диаметр отверстий для труб $d=38,1$ *мм*. Отверстия расположены в шахматном порядке по оси коллектора $t=90$ *мм* и в поперечном направлении $t_1=70$ *мм*. Круглые лючки с диаметром отверстия 86 *мм* с уплотнительными плоскостями размером 102 *мм* для лючковых затворов, размеры овальных отверстий 86×104 *мм*, по оси коллектора и в поперечном направлении 103×121 *мм*. Шаг лючков 135 *мм*.



Фиг. 8-31. Коллектор прямоугольного сечения для водяного экономайзера (к задаче 8-43).

Ответ. Расчетная толщина стенки коллектора прямоугольного сечения $s \approx 26{,}5$ *мм*.

Задача 8-44. Определить толщину стенки бесшовного коллектора прямоугольного сечения в свету 150×140 *мм* (фиг. 8-32) для панели бокового экрана. Рабочее давление агрегата $p = 110$ *кг/см*^{2}. Высота столба воды над коллектором составляет $h = 17$ *м*. Коллектор выполнен из стали марки 20. Диаметр отверстий для труб $d = 76{,}8$ *мм*, шаг между отверстиями $t = 135$ *мм*. Коллектор снабжен овальными лючковыми затворами, размеры отверстий лючков 80×100 *мм* с уплотнительными плоскостями 98×118 *мм*.

Ответ. $s = 41{,}6$ *мм*.

8-6. РАСЧЕТ НЕУКРЕПЛЕННЫХ И УКРЕПЛЕННЫХ ОТВЕРСТИЙ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОСУДАХ, ПОДВЕРЖЕННЫХ ВНУТРЕННЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Максимально допускаемый диаметр неукрепленного отверстия в цилиндрических сосудах, подверженных внутреннему давлению, определяют по формуле

$$d_м = 8{,}1 \sqrt[3]{D_в s (1 - k)} \text{ мм}, \qquad (8\text{-}46)$$

где $d_м$ — максимально-допускаемый диаметр неукрепленного отверстия, *мм*, под которым следует понимать отверстия под развальцовку или под резьбу, или же отверстия, уплотняемые лючковыми или другими затворами;

$D_в$ — внутренний диаметр сосуда, *мм*;

s — толщина стенки сосуда, *мм*;

k — действительный коэффициент прочности сосуда, величину которого определяют по формуле

$$k = \frac{pD_в}{(230R_p - p)s} \qquad (8\text{-}47)$$

Величины $d_м$ и k независимо от результатов расчета по формулам (8-46) и (8-47) должны также удовлетворять следующим условиям:

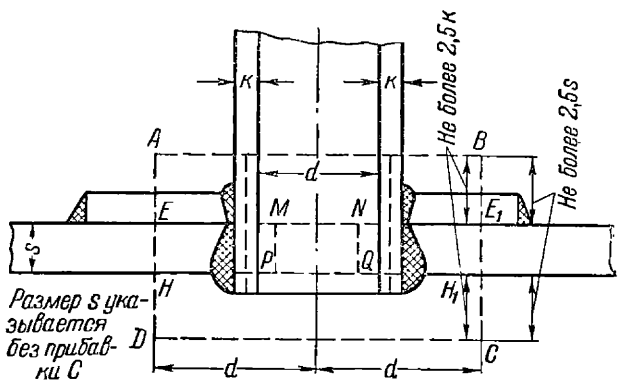
$$d_м \leqslant 0{,}6\, D_в \leqslant 200 \text{ мм}; \quad k \leqslant 0{,}99.$$

Все отверстия, размеры которых выходят за пределы допускаемых неукрепленных отверстий, необходимо укрепить: 1) до равнопрочности с целым листом; 2) как частичное укрепление, соответствующее какому-либо заданному коэффициенту прочности сосуда.

Укрепление отверстия до равнопрочности с целым листом должно быть выполнено с учетом компенсации металла, вырезанного из стенки сосуда для образования отверстия, при этом компенсированный металл следует располагать возможно ближе к отверстию и он должен быть надежно соединен со стенкой сосуда в пределах *ABCD* (фиг. 8-33). Площадь сечения металла в пределах прямоугольника *ABCD* с учетом сечения сварных швов должна быть равна не менее $2ds$, где d — внутренний диаметр укрепляющего штуцера; s — толщина стенки сосуда за вычетом прибавки c.

Присоединение укрепляющих элементов должно быть рассчитано, причем прочность соединения (по полупериметру) укрепляющего элемента со стенкой сосуда должна быть не менее 1,25 прочности сечения укрепляющего элемента. Сварной шов рассчитывают на срез с допускаемым напряжением, равным 0,8 допускаемого напряжения на растяжение.

Частичное укрепление отверстия до заданного коэффициента прочности сосуда производят в указанной ниже последовательности. Для одиночных отверстий сначала определяют максимально-допустимый диаметр неукрепленного отверстия, затем наносят на фиг. 8-33 прямоугольник *MNQP*, площадь которого равна площади сечения стенки сосуда, соответствующей найденному диаметру. Далее определяют площадь сечения металла в пределах прямоугольника *ABCD*. Если эта площадь будет не менее площади $2ds$ минус площадь прямоугольника *MNQP*, то, следовательно, укрепление удовлетворяет заданной прочности. Остальные условия сохраняются



Фиг. 8-33. Схема укрепления отверстия.

такими же, как и для случая полного укрепления отверстия,

Задача 8-45. Определить наибольший диаметр неукрепленного отверстия в цилиндрической части барабана котла рабочего давления 34 *кг/см²*. Барабан сварной, изготовлен из стали марки 15К, его внутренний диаметр $D_в = 1\,410$ *мм*, толщина стенки $s = 44$ *мм*. Со стороны газового потока стенка барабана надежно изолирована.

Решение. Рабочую температуру стенки изолированного барабана принимаем равной

$$t_{ст} = t_н + 10^\circ\text{ C} = 241 + 10 \approx 250^\circ\text{ C}.$$

При этой температуре стенки расчетную характеристику для стали 15К принимаем по табл. 8-4, а запас прочности по табл. 8-2; при этом допускаемое напряжение составит:

$$R_p = \frac{\sigma_в}{n_в} = \frac{36}{4{,}25} = 8{,}47\ кг/мм^2.$$

Действительный коэффициент прочности барабана

$$k = \frac{pD_в}{(230R_p - p)s} = \frac{34 \cdot 1\,410}{(230 \cdot 8{,}47 - 34)44} = 0{,}57.$$

Наибольший диаметр неукрепленного отверстия

$$d_м = 8{,}1\sqrt[3]{D_в\, s(1-k)} = 8{,}1\sqrt[3]{1\,410 \cdot 44\,(1 - 0{,}57)} = 242\ мм.$$

Однако абсолютная величина неукрепленного отверстия не должна превышать 200 *мм*. Если по конструктивным условиям все же отверстие необходимо сделать более 200 *мм*, то такое отверстие следует надежно укрепить усилительным кольцом, а прочность соединения проверить.

Коэффициент прочности барабана, ослабленного неукрепленным отверстием диаметром $d = 200$ *мм*,

$$k = 1 - \frac{d^3}{8{,}1^3 \cdot D_в\, s} = 1 - \frac{200^3}{531 \cdot 1\,410 \cdot 44} \approx 0{,}76.$$

Следовательно, имеем $0{,}76 > 0{,}57$. Это указывает, что прочность участка, ослабленного неукрепленным отверстием диаметром 200 *мм*, больше, чем можно было бы допустить.

Задача. 8-46. Рассчитать неукрепленное отверстие на сборном коллекторе перегревателя для штуцера внутренним диаметром $d = 139$ *мм* и толщиной стенки $s = 12{,}5$ *мм*. Коллектор и штуцер изготовлены из стали марки 20, толщина стенки коллектора $s_к = 23$ *мм*, наружный диаметр $d_н = 275$ *мм*, рабочее давление $p = 22$ *кг/см²*, температура перегретого пара $t''_{пер} = 375^\circ$ C.

Решение. Расчет производим, полагая отверстие частично укрепленным до заданного коэффициента прочности коллектора. Допускаемое напряжение для стали 20 при указанных параметрах пара принимаем равным

$$R_p = \frac{\sigma_T^{375}}{n_T} = \frac{12{,}75}{1{,}9} = 6{,}7\ кг/мм^2.$$

Коэффициент k

$$k = \frac{pD_в}{(230R_p - p)s_к} = \frac{22 \cdot 229}{(230 \cdot 6{,}7 - 22)23} = 0{,}144.$$

Наибольший диаметр неукрепленного отверстия коллектора

$$d_м = 8{,}1\sqrt[3]{D_в \cdot s_к(1-k)} = 8{,}1\sqrt[3]{229 \cdot 23(1 - 0{,}144)} = 134\ мм.$$

Отверстие в коллекторе для приварки штуцера имеет размер больше, чем допустимый без укрепления. Укрепление отверстия осуществляем путем приварки накладки. Коллектор без усиления отверстия допускает удаление металла стенки сечением $f = 134 = 3\,082$ *мм²* (фиг. 8-33).

Расчетный диаметр d принимаем равным

$$d = d_н - 2(K - 1) = 164 - 2(12{,}5 - 1) = 141\ мм.$$

Необходимая площадь сечения металла в пределах *ABCD* (фиг. 8-33) равна

$$2ds_к - s_к d_м = 2 \cdot 141 \cdot 23 - 23 \cdot 134 = 3\,400\ мм^2.$$

Высоту участка штуцера, учитываемую при определении укрепляющего действия штуцера, принимаем равной наименьшей из двух величин:

$$2{,}5K = 2{,}5 \cdot (12{,}5 - 1) = 28{,}75\ мм$$

и

$$2{,}5s_к = 2{,}5 \cdot 23 = 57{,}5\ мм.$$

Полную высоту штуцера, воспринимающую нагрузку совместно со стенкой коллектора, принимаем с учетом внутреннего выступа штуцера равной

$$h = 2{,}5K + s_к + 10 = 28{,}75 + 23 + 10 = 61{,}75\ мм.$$

Толщину стенки штуцера, необходимую для восприятия внутреннего давления определяем по выражению

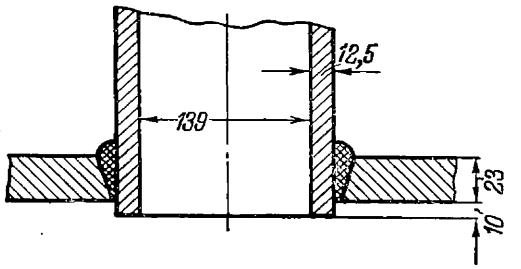
$$k' = \frac{p[d_н - 2(K-1)]}{230\,\frac{\sigma}{n} - p} + 1 = \frac{22[164 - 2(12{,}5 - 1)]}{230\,\frac{12{,}75}{1{,}9} - 22} + 1 = 3{,}04\ мм.$$

Сечение металла штуцера по высоте, воспринимающей нагрузку, составит:

$$2h(K - k') = 2 \cdot 61{,}75(12{,}50 - 3{,}04) = 1\,170\ мм^2.$$

Сечение металла в пределах *ABCD* (фиг. 8-33) составит:

$$2ds_к - d_{отв}s_к + 1\,170 = 2 \cdot 141 \cdot 22 - 165 \cdot 22 + 1\,170 = 3\,744\ мм^2.$$



Фиг. 8-34. Схема приварки штуцера к цилиндрическому коллектору (к задаче 8-46).

Для компенсации вырезанного металла требуется сечение 3 406 *мм*²; следовательно, принятые размеры усиления удовлетворяют предъявляемым требованиям, и штуцер должен привариваться к стенке коллектора, как показано на фиг. 8-34.

Задача 8-47. Рассчитать укрепление отверстия до заданного коэффициента прочности коллектора. В это отверстие приваривается штуцер по конструкции, указанной на фиг. 8-34. Рабочее давление в агрегате $p = 34$ *кг/см*², наружный диаметр $D_н = 273$ *мм*, толщина стенки коллектора $s = 25$ *мм* без прибавки c. Материал коллектора—сталь марки 20. Коллектор вынесен из топочной камеры.

Ответ. Сечение компенсированного металла составляет 4 110 *мм*², что на 11% больше требуемого сечения металла.

Задача 8-48. Определить наибольший диаметр неукрепленного отверстия в стенке необогреваемого бесшовного барабана, имеющего внутренний диаметр $D_в = 1\,400$ *мм*, расчетный коэффициент прочности барабана $\varphi = 0{,}65$. Материал барабана—сталь марки 20М, рабочее давление в барабане котла $p = 110$ *кг/см*².

Ответ. $d_н \approx 277$ *мм*.

8-7. РАСЧЕТ ЖАРОВЫХ ТРУБ

Толщину стенок гладких жаровых труб, подверженных наружному избыточному давлению, определяют по формуле

$$s = \frac{pD_в}{2\,400}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{al}{p(l + D_в)}}\right] + 2 \text{ мм}, \qquad (8\text{-}48)$$

где p — наибольшее рабочее давление в котле, *кг/см*².

$D_в$ — внутренний диаметр цилиндрической жаровой трубы, *мм* (при конической трубе принимается средний внутренний диаметр);

a — коэффициент, зависящий от конструкции трубы, значения которого приведены в табл. 8-17;

l — расчетная длина жаровой трубы, *мм*.

ТАБЛИЦА 8-17

Значение коэффициента a

Трубы	При расположении труб	
	горизонтальном	вертикальном
С продольным швом внахлестку	100	70
С продольным швом с накладками	80	50
Бесшовные или сварные	75	45

Если звенья жаровой трубы соединены жесткими креплениями (фиг. 8-35), то расчетная длина трубы будет соответствовать длине звена между его жесткими креплениями. В том случае, когда звенья имеют поперечные кипятильные трубы, расчетная длина трубы принимается несколько меньшей, с учетом их жесткости, но если имеется сомнение в достаточной жесткости их крепления, то рекомендуется при расчете принимать полную длину звена без учета скрепляющего действия поперечных кипятильных труб.

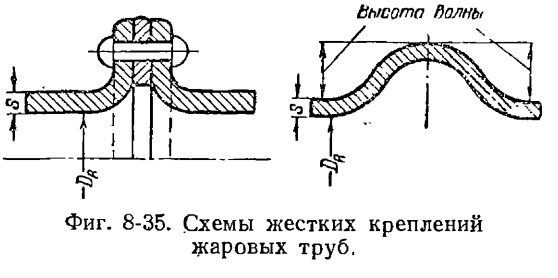
Толщину стенок волнистых труб определяют по формуле

$$s = \frac{pD_в}{1\,200} + 2 \text{ мм}. \qquad (8\text{-}49)$$

Толщина стенки жаровой трубы $s < 7$ *мм* не допускается; исключение составляют только мелкие котлы для пожарных насосов или паровых автомобилей.

Жаровые трубы должны быть изготовлены из углеродистой стали марки 15К или 20К. Химический состав и механические свойства этих сталей приведены в табл. 8-3.

Продольные сварные швы горизонтальных жаровых труб следует располагать в нижней части трубы. Коэффициент прочности сварного шва не должен быть меньше 0,8.



Фиг. 8-35. Схемы жестких креплений жаровых труб.

Расстояние между ближайшими жесткими креплениями по длине жаровой трубы не должно превышать $2D_в$.

Максимальное отклонение жаровых труб от правильного цилиндрического очертания не должно превышать 1% в пределах волнистой части и не более 0,5% для гладких жаровых труб.

Задача 8-49. Произвести поверочный расчет толщины стенки волнистой жаровой трубы, если наименьший внутренний диаметр трубы $D_в' = 950$ *мм*, наибольший внутренний диаметр $D_в'' = 1024$ *мм*, рабочее давление $p = 12$ *кг/см*^{2}. Жаровая труба изготовлена из углеродистой стали марки 20К и находится в зоне температур выше 700° С.

Решение. При конической (волнистой) форме жаровой трубы расчет производят по среднему диаметру, в данном случае равному

$$D_в^{ср} = \frac{D_в' + D_в''}{2} = \frac{950 + 1024}{2} = 987 \text{ мм}.$$

Толщина стенки волнистой жаровой трубы

$$s = \frac{pD_в^{ср}}{1200} + 2 = \frac{12 \cdot 987}{1200} + 2 = 11{,}87 \text{ мм}.$$

Формулы (8-48) и (8-49) выведены в предположении, что жаровые трубы изготовляются из углеродистой стали с пределом прочности $\sigma_в = 36$ *кг/мм*^{2}. Если при изготовлении труб применен металл $\sigma_в > 36$ *кг/мм*^{2}, то расчетная толщина стенки может быть соответственно уменьшена, но при условии работы трубы в зоне температур ниже 700° С. В данном случае зона температур выше 700° С, поэтому толщину стенки жаровой трубы принимаем равной $s = 12$ *мм*.

Задача 8-50. Определить расчетную толщину стенки гладкой горизонтальной жаровой трубы, имеющей продольный сварной шов встык. Внутренний диаметр $D_в = 950$ *мм*, длина звена трубы до жесткого крепления $l = 1650$ *мм*, давление в котле $p = 12$ *кг/см*^{2}.

Решение. Толщина стенки гладкой жаровой трубы

$$s = \frac{pD_в}{2400}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{la}{p(l + D_в)}}\right] + 2 =$$

$$= \frac{12 \cdot 950}{2400}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{1650 \cdot 80}{12(1650 + 950)}}\right] + 2 = 17{,}6 \text{ мм}.$$

Округляя, принимаем $s = 18$ *мм*.

Задача 8-51. Определить расчетную толщину стенки переднего звена волнистой жаровой трубы с внутренним диаметром $D_в = 900$ *мм*, при рабочем давлении в котле $p = 10$ *кг/см*^{2}.

Ответ. $s = 10$ *мм*.

Задача 8-52. Произвести поверочный расчет толщины стенки вертикальной гладкой жаровой трубы, расположенной в топочной зоне. Внутренний диаметр жаровой трубы $D_в = 850$ *мм*, высота $l = 1675$ *мм*, давление в котле $p = 10$ *кг/см*^{2}, труба имеет продольный сварной шов.

Ответ. $s = 13$ *мм*.

8-8. РАСЧЕТ СТАЛЬНЫХ УКРЕПЛЕНИЙ ПЛОСКИХ СТЕНОК, ПОДВЕРЖЕННЫХ ДАВЛЕНИЮ

Расчет укрепленных связями плоских стенок, работающих под давлением $p \leq 22$ *кг/см*^{2} и при температуре стенки $t_{ст} < 250°$ С

Толщину плоской стенки, подверженной давлению и не имеющей отверстий и штуцеров, но укрепленной равномерно расположенными распорными связями или анкерными болтами (фиг. 8-36) определяют по формуле

$$s = c\sqrt{p(a^2 + b^2)} \text{ мм}, \qquad (8\text{-}50)$$

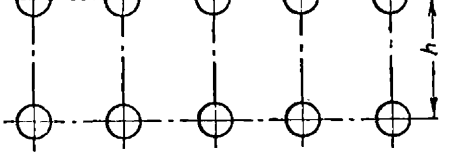
где c — коэффициент, зависящий от способа крепления плоской стенки, значения которого приведены в табл. 8-18;

p — расчетное давление в котле, *кг/см*^{2};

a — расстояние между распорными связями или анкерными болтами в одном ряду, *мм*;

b — расстояние между рядами распорных связей или анкерных болтов, *мм*.

В случае, если стенка с одной стороны непосредственно омывается газами, а с другой водой или паром, толщину расчетной стенки необходимо увеличить на 10% (при отсутствии защиты предохранительными листами от воздействия горячих газов).



Фиг. 8-36. Схема укрепления с равномерным расположением связи или анкерных болтов.

ТАБЛИЦА 8-18

Значения коэффициента C

Конструкция и способ крепления плоской стенки	Стенка, омываемая горячими газами и водой	Стенка, не омываемая горячими газами
Распорные связи или анкерные болты поставлены на резьбе и расклепаны	0,017	0,015
Распорные связи или анкерные болты поставлены на резьбе, при этом с наружной стороны они имеют гайки или точеные головки	0,0155	0,0135
Стенки скреплены только анкерными трубами	0,014	—
Распорные связи снабжены гайками и укрепляющими шайбами следующих размеров		
а) диаметр наружной скрепляющей шайбы равен 0,4 расстояния между креплениями и толщина шайбы равна 2/3 толщины стенки	—	0,013
б) диаметр наружной скрепляющей шайбы равен 0,6 расстояния между креплениями и толщина шайбы равна 5/6 толщины стенки	—	0,012
в) диаметр наружной шайбы равен 0,8 расстояния между креплениями и если шайба при толщине ее, равной толщине стенки, приклепана или приварена к стенке	—	0,011

Толщину плоской стенки, укрепленной неравномерно расположенными связями (фиг. 8-37), определяют по формуле

$$s = C \cdot 0{,}5 (t_{к_1} + t_{к_2}) \sqrt{p}\ мм, \qquad (8\text{-}51)$$

где C — коэффициент, зависящий от способа крепления связей, значения которого приведены в табл. 8-18;

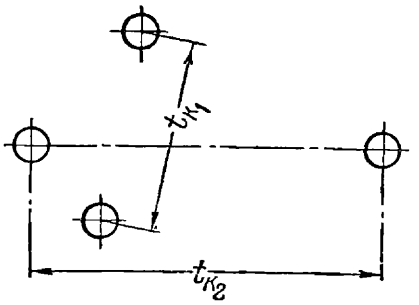
$t_{к_1}$ и $t_{к_2}$ — расстояния между неравномерно расположенными связями, *мм*;

p — расчетное давление в котле, *кг/см²*.

Толщину плоских стенок, не имеющих распорных связей или анкерных болтов, но укрепленных угловыми косынками или другими креплениями, определяют по формуле

$$s = 0{,}017\, d \sqrt{p}\ мм, \qquad (8\text{-}52)$$

где d — диаметр окружности, которая может быть проведена на плоской стенке, так



Фиг. 8-37. Схема укрепления с неравномерным расположением связей.

чтобы она соприкасалась с местами крепления, расположенными на данной стенке;

p — расчетное давление в котле, *кг/см²*.

Формулы (8-50), (8-51) и (8-52) действительны для плоских стенок, выполненных из стали с пределом прочности $\sigma_в^{20} = 36$ *кг/мм²*.

При выполнении стенок из стали с большим пределом прочности $\sigma_в^{20}$ толщина стенок может быть уменьшена умножением полученной указанным выше способом величины s на $\sqrt{36/\sigma_в^{20}}$.

Расчет стальных трубных досок газотрубных котлов

Части трубной доски (решетки), расположенные вне пучка труб, рассчитывают, как плоские стенки, и укрепляют, если по расчетам в соответствии с формулами (8-50), (8-51) и (8-52) это крепление является необходимым.

Части трубной решетки, расположенные между трубами, рассчитывают следующим образом:

1) При установке особых анкерных тяг или анкерных труб, поставленных на резьбе, расчет трубной решетки ведут по формулам (8-47) и (8-51). В этом случае остальные трубы укрепляются в трубной решетке только развальцовкой.

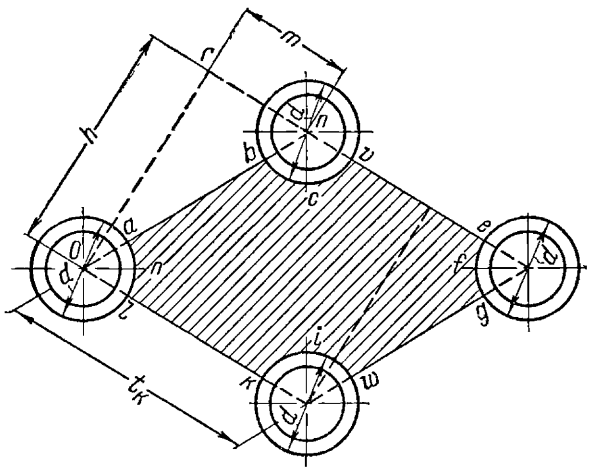
Толщина трубной решетки для надежного крепления анкерных труб наружного диаметра $d_н = 38 \div 100$ *мм* должна быть не менее

$$s = 5 + \frac{d_н}{8}\ мм, \qquad (8\text{-}53)$$

при этом наименьшая площадь сечения мостика между соседними отверстиями для труб

должна быть при $d_н = 38$ *мм*. $f_{38} = 180$ *мм*^{2} и при $d_н = 100$ *мм* соответственно $f_{100} = 450$ *мм*^{2}.

2) В трубных решетках, не имеющих анкерных креплений, необходимая надежность против сдвига и вырывания из трубных досок завальцованных или приваренных концов труб обеспечивается при определенной величине нагрузки на 1 *пог. см* окружности



Фиг. 8-38. Схема расположения труб в трубной доске (решетке) газотрубного котла.

трубы по ее наружному диаметру. Эту нагрузку определяют (фиг. 8-38) по формуле

$$q = \frac{p\,(\text{площадь } abcvefgwiklnd)}{\pi d} \text{ кг/см}. \qquad (8\text{-}54)$$

Допускаемая нагрузка q не должна превышать следующих величин: 40 *кг/см* при трубах, завальцованных в гнездах трубной доски; 50 *кг/см* при трубах, завальцованных и отбортованных только с одного конца; 70 *кг/см* при трубах, завальцованных с отбортовкой концов с обеих сторон.

Если концы труб приварены к трубной доске, величина q принимается из расчета на срез одинарного валикового шва. Коэффициент прочности такого сварного шва следует принимать $\varphi = 0{,}7$, а запас прочности по пределу прочности на растяжение $n_в = 5{,}3$.

Напряжение от изгиба трубной решетки, ограниченной четырьмя соседними трубами (фиг. 8-38) заштрихованной части, в сомнительных случаях определяют по формуле

$$R_{изг} \geqslant \frac{p}{360\left(1 - 0{,}7\,\frac{d}{l}\right)\left(\frac{s}{l}\right)^2} \text{ кг/мм}^2, \qquad (8\text{-}55)$$

где допускаемое напряжение на изгиб принимается равным

$$R_{изг} = \frac{\sigma_в}{4{,}5} \text{ кг/мм}^2.$$

Если $$R_{изг} > \frac{\sigma_в^{20}}{4{,}5} \text{ кг/мм}^2,$$

то необходимо установить тяги или анкерные трубы;

d — диаметр трубных отверстий в трубной решетке, *мм*;

s — толщина трубной решетки, *мм*;

l — среднеарифметическая величина из сторон h и $t_к$ прямоугольника, по своей площади равновеликого заштрихованной части трубной решетки (фиг. 8-38), определяется по формуле

$$l = \frac{h + t_к}{2} \text{ мм}. \qquad (8\text{-}56)$$

У огневых камер, потолки которых не соединены анкерными болтами или креплением иной конструкции со стенками цилиндрической части котла, а поддерживаются скобами или анкерными балками, опирающимися на края трубных досок, толщину трубной доски определяют по формуле

$$s = \frac{pLt}{1\,900\,(t - d_в)} \text{ мм}, \qquad (8\text{-}57)$$

где L — длина огневой камеры, *мм*;

t — расстояние между центрами труб, *мм*;

$d_в$ — внутренний диаметр труб, *мм*.

Формула (8-57) применима для расчетов трубной доски при условии, что она изготовляется из стали с пределом прочности $\sigma_в^{20}$ не менее 36 *кг/мм*^{2}.

Распорные болты и анкерные связи на давление

$$p \leqslant 22 \text{ кг/см}^2.$$

Наименьший диаметр распорного болта определяют по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4p_1}{\pi R}} \text{ мм}. \qquad (8\text{-}58)$$

Нагрузку на площадку, ограниченную между четырьмя соседними распорными болтами, подсчитывают по формуле

$$p_1 = \left(ab - \frac{\pi d^2}{4}\right)p \approx abp \text{ кг}, \qquad (8\text{-}59)$$

где R — допускаемое напряжение $кг/мм^2$; для распорных болтов и анкерных связей принимается $R=6$ $кг/мм^2$ и для анкерных труб $R=3\div6$ $кг/мм^2$;

a и b — расстояния между центрами распорных болтов, $мм$ (обычно $a=b=180$ $мм$, но не более 200 $мм$);

p — расчетное давление в котле, $кг/см^2$.

Углеродистая сталь для котельных связей и анкеров по механическим свойствам должна удовлетворять требованиям ГОСТ 536-41, приведенным в табл. 8-19.

ТАБЛИЦА 8-19

Механические свойства стали, предназначенной для изготовления котельных связей и анкеров (по ГОСТ 536-41)

Сталь	Предел прочности $\sigma_в^{20}$, $кг/мм^2$	Относительное удлинение, %		Технологическая проба на осадку в холодном состоянии
		δ_{10}	δ_5	
		не менее		
МСт.—2	34÷38	26	31	$h_1/h=0{,}4$
МСт.—3	38÷47	24	28	

Толщина плоского днища с отбортованными краями рассчитывается по формуле

$$s=\sqrt{\frac{3p}{800\sigma_в^{20}}}\cdot\left[D_в-r_в\left(1+\frac{2r_в}{D_в}\right)\right]\ мм, \quad (8\text{-}60)$$

где p — наибольшее расчетное давление в котле, $кг/см^2$;

$\sigma_в^{20}$ — нижний предел прочности стали на разрыв, $кг/см^2$;

$D_в$ — внутренний диаметр днища, $мм$;

$r_в$ — внутренний радиус переходной дуги от цилиндрической к плоской части днища, $мм$.

При $D=300\div350$; $400\div500$;

$r_в^{мин}=$ 25 30

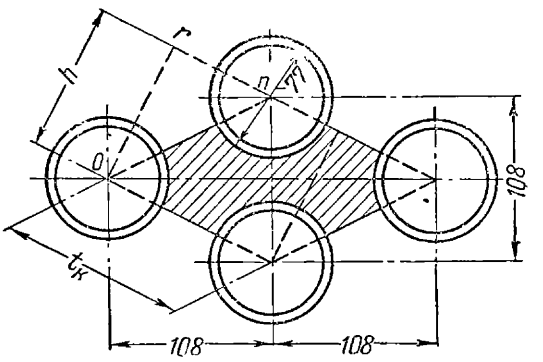
При $D=600\div2\,400$; $2\,450\div3\,000$ $мм$

$r_в^{мин}=$ 35 40 $мм$

Для углеродистой стали марки 15К с пределом прочности $\sigma_в^{20}=36$ $кг/мм^2$ величина допускаемого рабочего давления на плоское днище определяется по формуле

$$p=9\,600\left[\frac{s}{D_в-r_в\left(1+\frac{2r_в}{D_в}\right)}\right]^2\ кг/см^2. \quad (8\text{-}61)$$

Задача 8-53. После аварии горизонтально-водотрубного котла системы Шухова-Берлин установлено, что передние трубные решетки крайних секций деформировались, причем стрела прогиба решеток направлена в топочное пространство, часть кипятильных труб была сдвинута, а четыре кипятильные трубы совершенно вышли из гнезд вальцовок.



Фиг. 8-39. Трубная решетка головки секции котла системы Шухова-Берлин (к задаче 8-53).

Произвести поверочный расчет трубных решеток на прочность, если известно, что давление в котле $p=15$ $кг/см^2$, материал решетки — сталь марки 15К.

Размеры междутрубной площадки указаны на фиг. 8-39.

Решение. Расчетная толщина площадки трубной решетки секции котла при укреплении труб в гнездах путем только развальцовки

$$s=5+\frac{d_1}{8}=5+\frac{77}{8}\approx14{,}6\ мм.$$

Расстояние $t_к$ между центрами четырех отверстий по периметру заштрихованной междутрубной площадки (фиг. 8-39)

$$t_к=\sqrt{108^2+54^2}\approx121\ мм.$$

Простенки между трубными отверстиями имеют следующие размеры:

$$t_к-d_1=121-77=44\ мм \text{ и } 108-d_1=108-77=31\ мм.$$

Величина сечения наименьшего простенка между трубными отверстиями

$$f=s\cdot31=14{,}6\cdot31=452{,}6\ мм^2.$$

По нормам расчета наименьшая площадь сечения простенка между двумя отверстиями, наиболее близко расположенными друг к другу, должна при $d_н=38$ $мм$ быть не менее $f_{38}=180$ $мм^2$ и при $d_н=100$ $мм$, $f_{100}=450$ $мм^2$. Исходя из указанных величин, расчетное сечение простенка не должно быть меньше величины

$$f=\frac{450\cdot77}{100}=346{,}5\ мм^2.$$

Следовательно, сечение простенка удовлетворяет нормам, так как действительная его величина на 30% больше, чем это требуется.

Нагрузка на 1 *пог. мм* окружности трубы

$$q=\frac{p\left(t_к h-\frac{\pi d^2}{4}\right)}{100\,\pi d}=$$

$$=\frac{15\left(121\cdot 96{,}0-\frac{3{,}14\cdot 77^2}{4}\right)}{100\cdot 3{,}14\cdot 77}=4{,}30\ кг/мм,$$

где h — высота прямоугольника со сторонами $t_к$ и h, площадь которого равна заштрихованной части трубной решетки (фиг. 8-39), $h=96$ *мм*.

Нагрузка q на 1 *пог. мм* окружности трубы не должна превышать $q\leqslant 5$ *кг/мм*. В нашем случае эта величина не выходит за пределы допустимой.

Проверяем междутрубную площадку на изгиб

$$R_{изг}=\frac{p}{360\left(1-0{,}7\frac{d}{l}\right)\left(\frac{s}{l}\right)^2}=$$

$$=\frac{15}{360\left(1-0{,}7\frac{77}{109}\right)\left(\frac{14{,}6}{109}\right)^2}=4{,}6\ кг/мм^2,$$

где

$$l=\frac{t_к+h}{2}=\frac{121+96{,}0}{2}=108{,}5\ мм\approx 109\ мм.$$

Полученная величина изгиба не выходит за допустимые пределы, так как допускаемое напряжение для стали с пределом прочности $\sigma_в^{20}=36$ *кг/мм*^{2}

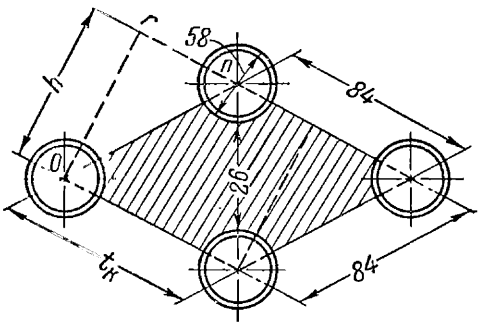
$$[R_{изг}]\leqslant\frac{\sigma_в^{20}}{4{,}5}=\frac{36}{4{,}5}=8\ кг/мм^2.$$

Из приведенного поверочного расчета следует, что прочность трубной решетки удовлетворяет существующим нормам паровых котлов и что прогиб решетки возник вследствие нарушения нормального эксплоатационного режима котла. Это могло произойти вследствие остановки (даже кратковременной) циркуляции при быстром падении давления, упуска воды в котле, нарушения водного режима, обусловившего образование слоя накипи на внутренней поверхности нагрева котла и т. п.

Задача 8-54. Произвести поверочный расчет передней трубной решетки котла локомобильного типа.

Рабочее давление пара $p=12$ *кг/см*^{2}, предел прочности металла при растяжении $\sigma_в^{20}=36{,}0$ *кг/мм*^{2}. Концы кипятильных труб только завальцовываются, отбортовок и анкерных креплений трубная система котла не имеет.

Размеры междутрубной площадки приведены на фиг. 8-40.



Фиг. 8-40. Передняя трубная решетка локомобильного котла (к задаче 8-54).

Решение. Толщина трубной решетки

$$s=0{,}5+\frac{d}{8}=5+\frac{58}{8}=12{,}25\ мм.$$

Толщина стенки выполненной решетки $s=20$ *мм*. Расстояние m между точками r и n

$$m=0{,}5\,t_к=0{,}5\cdot 84=42\ мм.$$

Расстояние между точками O и r

$$h=\sqrt{t_к^2-m^2}=\sqrt{84^2-42^2}=72{,}7\ мм.$$

Величина междутрубной площадки, ограниченной четырьмя соседними трубами,

$$F=t_к\cdot h-\frac{\pi d^2}{4}=84\cdot 72{,}7-\frac{3{,}14\cdot 58^2}{4}=3\,466\ мм^2.$$

Таким образом, нагрузка на 1 *пог. мм* окружности трубы составит:

$$q=\frac{pF}{100\,\pi d}=\frac{12\cdot 3\,466}{100\cdot 3{,}14\cdot 58}=2{,}28\ кг/мм.$$

Полученная величина нагрузки не выходит за пределы допускаемой, так как надежность против сдвига концов труб, завальцованных в гнездах трубной решетки, обеспечивается при значениях $q\leqslant 4{,}0$ *кг/мм* на 1 *пог. мм* окружности трубы

$$l=\frac{t_к+h}{2}=\frac{84+72{,}7}{2}=78{,}4\ мм.$$

Напряжение на изгиб междутрубной площадки

$$R_{изг}=\frac{p}{360\left(1-0{,}7\frac{d}{l}\right)\left(\frac{s}{l}\right)^2}\leqslant\frac{\sigma_в^{20}}{4{,}5}\ кг/мм^2$$

или

$$R_{изг}=\frac{12}{360\left(1-0{,}7\frac{58}{78{,}4}\right)\left(\frac{20}{78{,}4}\right)^2}\approx 1{,}06\ кг/мм^2,$$

т. е.

$$1{,}06<\frac{36{,}0}{4{,}5}=8{,}0\ кг/мм^2.$$

Сечение простенка между отверстиями трубной решетки

$$f = s(t_к - d) = 20(84 - 58) = 520 \text{ мм}^2.$$

По нормам расчета сечение простенка при $d = 38$ мм не должно быть менее $f = 180$ мм², и при $d = 100$ мм не менее $f = 450$ мм².

Таким образом, поверочный расчет показывает, что трубная решетка рассматриваемого котла удовлетворяет существующим нормам.

Задача 8-55. Определить наименьший диаметр распорного болта плоской стенки, если известно, что расстояние между центрами распорных болтов $a = b = 160$ мм, наибольшее рабочее давление в котле $p = 10$ кг/см².

Решение. Нагрузка на площадку плоскости стенки, ограниченную четырьмя соседними болтами,

$$p_1 = \left(a \cdot b - \frac{\pi d^2}{4}\right) p \approx abp = 160^2 \cdot 0{,}1 = 2\,560 \text{ кг}.$$

Для распорных несварных болтов, выполненных из литой стали, допускаемое напряжение принимается $R = 6$ кг/мм².

Наименьший диаметр распорного болта находим из следующего соотношения:

$$\frac{p_1}{R} = \frac{\pi d^2}{4}; \text{ откуда } d = \sqrt{\frac{4p_1}{R\pi}};$$

Подставляя известные значения, получаем:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 2\,560}{6 \cdot 3{,}14}} = 23{,}2 \text{ мм}.$$

Учитывая некоторое разгружающее действие самой стенки и других элементов котла, диаметр распорного болта принимаем: $d = 20$ мм.

Задача 8-56. Определить толщину стенки плоского днища с отбортованными краями, без анкерных креплений.

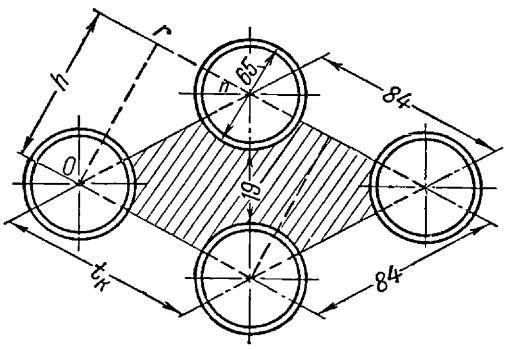
Внутренний диаметр днища $D_в = 700$ мм, радиус переходной дуги от цилиндрической к плоской части днища $r_в = 35$ мм. Днище изготовлено из углеродистой стали марки 15К и подвержено внутреннему давлению $p = 13$ кг/см².

Решение. Толщину днища рассчитываем по формуле

$$s = \sqrt{\frac{3 \cdot p}{800 \cdot \sigma_в^{20}}}\left[D_в - r_в\left(1 + \frac{2r_в}{D_в}\right)\right] =$$

$$= \sqrt{\frac{3 \cdot 13}{800 \cdot 36}}\left[700 - 35\left(1 + \frac{2 \cdot 35}{700}\right)\right] = 24{,}6 \text{ мм}.$$

Задача 8-57. Для котла локомобильного типа, упомянутого в задаче 8-54, рассчитать величину напряжения от изгиба в междутрубной площадке и нагрузку на 1 пог. мм окружности трубы. Диаметра отверстия под вальцовку $d = 65$ мм. Крепление заднего плоского днища произведено к трубной решетке с помощью шпилек, толщина трубной решетки (фиг. 8-41) $s = 30$ мм.



Фиг. 8-41. Задняя трубная решетка локомобильного котла (к задаче 8-57).

Предел прочности металла указан в условии задачи 8-54.

Ответ. $R_{изг} = 0{,}545$ кг/мм²; $q = 1{,}64$ кг/мм.

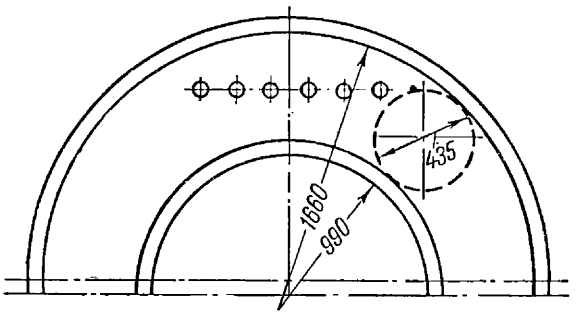
Задача 8-58. Определить толщину плоской стенки, омываемой горячими газами, не имеющей отверстий для штуцеров и усиленной равномерно расположенными связями. Рабочее давление в котле $p = 10$ кг/см², расстояние между распорными связями в одном ряду $a = 160$ мм, расстояние между рядами распорных связей $b = 160$ мм, распорные связи поставлены на резьбе и головки их расклепаны.

Ответ. $s = 12$ мм.

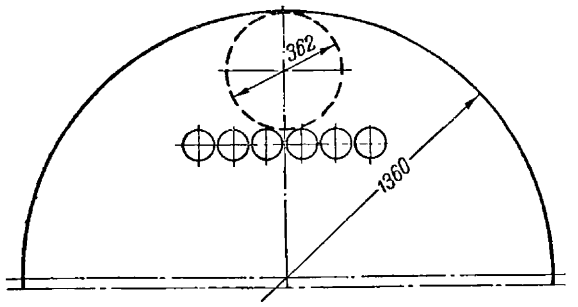
Задача 8-59. Определить расчетную толщину стенки плоского переднего днища котла, не имеющего распорных связей (фиг. 8-42). $d = 435$ мм. Материал днища углеродистая сталь марки 15К, рабочее давление в котле $p = 12$ кг/см².

Ответ. $s = 25{,}58$ мм.

Задача 8-60. Плоское днище с отбортованными краями, без анкерных креплений, работает под внутренним давлением при температуре стенки $t_{ст} = 200°$ С. Толщина стенки днища $s = 22$ мм, внутренний диаметр $D_в = 600$ мм, радиус переходной дуги от цилиндрической к плоской части днища $r_в = 35$ мм, материал днища — углеродистая сталь марки 15К с пределом прочности на растяжение $\sigma_в^{20} = 36$ кг/мм². Определить ве-



Фиг. 8-42. Плоское переднее днище котла (к задаче 8-59).



Фиг. 8-43. Плоское заднее днище котла (к задаче 8-61).

личину допускаемого рабочего давления на это днище.

Ответ. $p = 14{,}75$ *кг/см*^{2}.

Задача 8-61. Произвести поверочный расчет плоского заднего днища парового котла, не имеющего распорных связей (фиг. 8-43). Материал днища — углеродистая сталь марки 15К, рабочее давление в котле $p = 12$ *кг/см*^{2}.

Ответ. $s = 21{,}5$ *мм*.

8-9. РАСЧЕТ ПЛОСКИХ ДОНЫШЕК ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОСУДОВ

Толщину стенки плоского глухого донышка рассчитывают по следующим формулам:

если донышко имеет конструкцию, показанную на фиг. 8-44,

$$s = 0{,}05 D_в \sqrt{\frac{p}{R}} + 1 \text{ мм}; \qquad (8\text{-}62)$$

если оно имеет конструкцию, показанную на фиг. 8-45,

$$s = 0{,}07 D_в \sqrt{\frac{p}{R}} + 1 \text{ мм}, \qquad (8\text{-}63)$$

где $D_в$ — внутренний диаметр сосуда, *мм*;

p — расчетное давление в сосуде, *кг/см*^{2};

R — допускаемое напряжение, которое принимается:

а) при рабочей температуре стенки $t_{ст} \leqslant 250°$ С, по пределу прочности стали $\sigma_в^{20}$

$$R = \frac{\sigma_в^{20}}{2{,}9} \text{ кг/мм}^2;$$

б) при рабочей температуре стенки в пределах $t_{ст}$ $250 \div 400°$ С, по пределу текучести $\sigma_т^t$

$$R = \frac{\sigma_т^t}{1{,}25} \text{ кг/мм}^2,$$

в) при рабочей температуре стенки $t_{ст} > 400°$ С наименьшая из величин

$$R = \frac{\sigma_т^t}{1{,}25} \text{ кг/мм}^2 \text{ и } R = \frac{\sigma_п^t}{0{,}9} \text{ кг/мм}^2.$$

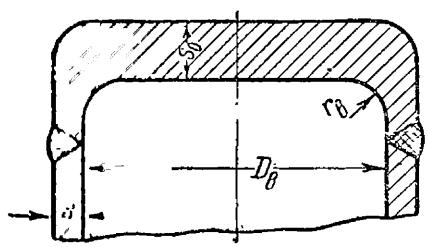
Для сосудов, работающих под давлением выше 35 *кг/см*^{2}, толщину глухих донышек, конструктивно выполненных по фиг. 8-44 при $\beta < 1{,}2$, и независимо от β для донышек, выполненных по фиг. 8-45, рассчитывают также по формулам (8-62) и (8-63) с обязательной проверкой величины напряжений от изгиба.

Напряжение от изгиба в стенке сосуда подсчитывают по формуле

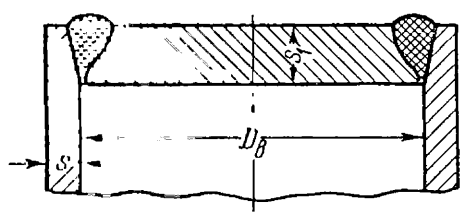
$$\sigma_и = \frac{6M}{s^2} \text{ кг/мм}^2. \qquad (8\text{-}64)$$

Напряжение от изгиба у края донышка по формуле

$$\sigma_и = \frac{6M}{s_1^2} \text{ кг/мм}^2. \qquad (8\text{-}65)$$



Фиг. 8-44. Плоское донышко цилиндрического сосуда.



Фиг. 8-45. Плоское донышко цилиндрического сосуда.

Напряжение от изгиба в центре донышка по формуле

$$\sigma_u = \frac{0{,}31pD_{cp}^2}{100s_1^2} - \frac{6M}{s_1^2} \text{ кг/мм}^2, \qquad (8\text{-}66)$$

где s — толщина стенки сосуда, *мм*;
s_1 — толщина стенки донышка, *мм*;
D_{cp} — диаметр сосуда по средней окружности, равный $(D_в + s)$ *мм*;
p — расчетное давление в сосуде, *кг/см²*;
M — изгибающий момент, рассчитанный на единицу длины и определяемый по формуле

$$M = \frac{pD_{cp}^2}{400} \cdot \frac{1{,}05 + 3{,}1\frac{s_1^3}{D_{cp}^2 s}\sqrt{\frac{D_{cp}}{s}}}{8{,}4 + 6\frac{s_1^3}{D_{cp}s^2}\sqrt{\frac{D_{cp}}{s}}} \text{ кг}. \qquad (8\text{-}67)$$

Величина напряжений от изгиба в стенке сосуда, подсчитанная по формуле (8-64), должна удовлетворять условию

$$(\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_u)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 + \sigma_u - \sigma_3)^2 \leqslant 2R^2 \text{ кг/мм}^2, \qquad (8\text{-}68)$$

где

$$\sigma_1 = \frac{pD_в}{200s} \text{ кг/мм}^2;$$

$$\sigma_2 = \frac{pD_в^2}{400s(D_в + s)} \text{ кг/мм}^2 \text{ и } \sigma_3 = -\frac{p}{200} \text{ кг/мм}^2,$$

R — допускаемое напряжение, во всех случаях принимается равным $\frac{\sigma_T^t}{1{,}2}$ *кг/мм²*.

Величины напряжений от изгиба, подсчитанные по формулам (8-65) и (8-66), должны удовлетворять условию

$$\sigma_u \leqslant \frac{\sigma_T^t}{1{,}2} \text{ кг/мм}^2.$$

В конструкциях донышек, выполненных по фиг. 8-45, сварные швы подвергаются проверке на срез, при этом напряжения на срез в наплавленном металле не должны выходить за пределы 0,8 величины допускаемых напряжений на растяжение.

Задача 8-62. Цилиндрический коллектор холодной воронки, имеющий наружный диаметр $D_н = 273$ *мм* и толщину стенки $s = 20$ *мм* находится под давлением $p = 46$ *кг/см²*. Коллектор выполнен из стали марки 20 и вынесен из топочной камеры.

Определить толщину стенки глухого плоского донышка, приваренного к коллектору в соответствии с конструкцией, изображенной на фиг. 8-45.

Решение. Принимаем рабочую температуру стенки металла коллектора равной температуре насыщения при данном давлении

$$t_{ст} = t_н = 257{,}56 \approx 258° \text{ С}.$$

По табл. 8-5 для стали марки 20 при этой температуре

$$\sigma_T^{258} = 17{,}2 \text{ кг/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение

$$R_p = \frac{\sigma_T^{258}}{n_T} = \frac{17{,}2}{1{,}25} = 13{,}75 \text{ кг/мм}^2.$$

Толщина стенки донышка

$$s_1 = 0{,}07 \cdot D_в\sqrt{\frac{p}{R}} + 1 = 0{,}07 \cdot 233\sqrt{\frac{46}{13{,}75}} + 1 \approx 31 \text{ мм}.$$

Так как $\beta < 1{,}2$ и рабочее давление выше 35 *кг/см²*, то производим проверку напряжений от изгиба, возникающих в месте соединения донышка и стенки коллектора и в центре донышка.

Изгибающий момент M на единицу длины

$$M = \frac{pD_{cp}^2}{400} \cdot \frac{1{,}05 + 3{,}1 \cdot \frac{s_1^3}{D_{cp}^2 \cdot s} \cdot \sqrt{\frac{D_{cp}}{s}}}{8{,}4 + 6 \cdot \frac{s_1^3}{D_{cp}\, s^2} \cdot \sqrt{\frac{D_{cp}}{s}}} =$$

$$= \frac{46 \cdot 253^2}{400} \cdot \frac{1{,}05 + 3{,}1\frac{31^3}{253^2 \cdot 20}\sqrt{\frac{253}{20}}}{8{,}4 + 6\frac{31^3}{253 \cdot 20^2}\sqrt{\frac{253}{20}}} = 655 \text{ кг}.$$

Величина напряжений от изгиба в стенке коллектора

$$\sigma_u = \frac{6M}{s^2} = \frac{6 \cdot 655}{20^2} = 9{,}8 \text{ кг/мм}^2,$$

у края донышка

$$\sigma_u = \frac{6M}{s_1^2} = \frac{6 \cdot 655}{31^2} = 4{,}8 \text{ кг/мм}^2;$$

в центре донышка

$$\sigma_u = \frac{0{,}31 \cdot pD_{cp}^2}{100\, s_1^2} - \frac{6M}{s_1^2} = \frac{0{,}31 \cdot 46 \cdot 253^2}{100 \cdot 31^2} - \frac{6 \cdot 655}{31^2} \approx$$

$$\approx 5{,}41 \text{ кг/мм}^2.$$

Полученные величины напряжений от изгиба у края и в центре донышка должны удовлетворять условию

$$\sigma_u \leqslant \frac{\sigma_T^t}{1{,}2} \text{ кг/мм}^2,$$

имеем:

у края донышка $4{,}8 < 14{,}35$ *кг/мм²*;

в центре донышка $5{,}41 < 14{,}35$ *кг/мм²*.

Величина напряжений от изгиба в стенке коллектора должна удовлетворять условию

$$(\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_u)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 + \sigma_u - \sigma_3)^2 \leqslant 2R^2 \text{ кг/мм}^2,$$

где $\sigma_1 = \dfrac{pD_в}{200\,s} = \dfrac{46 \cdot 233}{200 \cdot 20} = 2{,}68$ *кг/мм²*;

$$\sigma_2 = \frac{pD_в^2}{400\,s\,(D_в + s)} = \frac{46 \cdot 233}{400 \cdot 20\,(233 + 20)} = 1{,}23 \text{ кг/мм}^2,$$

$$\sigma_3 = -\frac{p}{200} = -\frac{46}{200} = -0{,}23 \text{ кг/мм}^2,$$

$$(2{,}68 - 1{,}23 - 9{,}8)^2 + (2{,}68 + 0{,}23)^2 + (1{,}23 + 9{,}8 + 0{,}23)^2 \leqslant 2 \cdot 14{,}35^2$$

$$205 < 412 \text{ кг/мм}^2.$$

Таким образом, проверка напряжений от изгиба показала, что толщина плоского донышка $s_1 = 31$ *мм* и толщина стенки коллектора удовлетворяют существующим нормам на прочность.

Задача 8-63. Определить напряжения от изгиба в стенке коллектора, снабженного плоскими глухими донышками толщиной $s_1 = 30$*мм*, которые конструктивно выполнены по фиг. 8-45.

Наружный диаметр цилиндрического коллектора перегретого пара $D_н = 325$ *мм*, толщина стенки $s = 20$ *мм*, температура перегретого пара $t''_{пер} = 420°$ С, давление $p = 34$ *кг/см²*. Коллектор выполнен из стали марки 20 и вынесен за пределы газохода.

Ответ. В данном случае $246 > 174$ *кг/мм²*; следовательно, напряжения изгиба в стенке коллектора выходят за пределы допустимых величин. Необходимо толщину стенки донышка по расчету увеличить на 12 *мм*.

Задача 8-64. Определить расчетную толщину стенки плоского глухого донышка, приваренного к цилиндрическому коллектору экрана, и конструктивно выполненного по фиг. 8-44. Наружный диаметр коллектора $D_н = 246$ *мм*, внутренний диаметр $D_в = 203$ *мм*, давление в котельном агрегате $p = 22$ *кг/см²*. Коллектор изготовлен из стали марки 10 и вынесен из топочной камеры.

Ответ. $s_1 = 15{,}6$ *мм*, практически принимают $s_1 = 18$ *мм*.

Задача 8-65. Определить допускаемое давление для необогреваемого цилиндрического коллектора, имеющего глухое плоское донышко конструкции, показанной на фиг. 8-44. Толщина донышка $s_1 = 33$ *мм*, наружный диаметр $D_н = 273$ *мм* и $\beta = 1{,}224$. Коллектор и донышки изготовлены из стали марки 20, расчетное допускаемое напряжение $R = 12{,}1$ *кг/мм²*.

Ответ. $p = 100$ *кг/см²*.

Задача 8-66. Определить толщину стенки плоского донышка необогреваемого цилиндрического коллектора, имеющего наружный диаметр $D_н = 273$ *мм* и $\beta = 1{,}43$ и предназначенного на рабочее давление $p = 110$ *кг/см²*. Коллектор выполнен из стали марки 20. Конструкция донышка по фиг. 8-44.

Ответ. $s_1 = 30$ *мм*.

8-10. РАСЧЕТ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Расчет заклепочных швов существующих клепаных барабанов сводится к определению максимально допустимого рабочего давления в котле.

Допускаемое давление для продольного заклепочного шва по напряжению заклепок на срез определяют по формуле

$$p = \frac{200 R_{ср} f z \alpha}{D_в t} \text{ кг/см}^2. \qquad (8\text{-}69)$$

Допускаемое давление для продольного заклепочного шва по напряжению заклепок на скольжение по формуле

$$p = \frac{200 R_{ск} f z}{D_в t} \text{ кг/см}^2. \qquad (8\text{-}70)$$

Допускаемое давление для поперечного заклепочного шва по напряжению заклепок на срез по формуле

$$p = \frac{400 R_{ср} f z_1}{D_в t_1} \text{ кг/см}^2. \qquad (8\text{-}71)$$

Допускаемое давление для поперечного заклепочного шва по напряжению заклепок на скольжение по формуле

$$p = \frac{400 R_{ск} f z}{D_в t_1} \text{ кг/см}^2, \qquad (8\text{-}72)$$

где f — площадь поперечного сечения заклепки, *мм²*;

z — число заклепок в пределах одного шага;

α — коэффициент, учитывающий неравномерность работы заклепок, у которых два сечения работают на срез;

ТАБЛИЦА 8-20

Расчетные формулы и конструктивные характеристики заклепочных швов паровых котлов

Типы заклепочных соединений	Коэффициент прочности шва φ	Диаметр заклепки d, *мм*	Шаг между отверстиями t, *мм*	Расстояния от кромок листа и накладок до центра ближайшего ряда отверстий и между соответствующими рядами отверстий, *мм*				Число заклепок в пределах одного шага z	Допускаемое напряжение на скольжение $R_{ск}$, *кг/мм²*	Коэффициент неравномерности работы заклепок на срез α	Толщина накладок, *мм*
				l_0	l	l_1	l_2				
Однорядный шов внахлестку (фиг. 8-46)	$(t-d)/t$	$\sqrt{50s}-4$	$2d+8$	—	$1{,}5d$	—	—	1	7	1	—
Двухрядный шов внахлестку (фиг. 8-47)	$(t-d)/t$	$\sqrt{50s}-4$	$2{,}6d+15$	—	$1{,}5d$	$0{,}6t$	—	2	6,5	1	—
Трехрядный шов внахлестку (фиг. 8-48)	$(t-d)/t$	$\sqrt{50s}-4$	$3d+22$	—	$1{,}5d$	$0{,}5t$	—	3	6	1	—
Однорядный шов с двумя накладками (фиг. 8-49)	$(t-d)/t$	$\sqrt{50s}-4$	$2{,}6d+10$	—	$1{,}35d$	$1{,}5d$	—	1	12	1,85	$(0{,}625 \div 0{,}67)s$
Двухрядный шов с двумя накладками (фиг. 8-50)	$(t-d)/t$	$\sqrt{50s}-4$	$3{,}5d+15$	—	$1{,}35d$	$1{,}5d$	$0{,}5t$	2	11	1,85	$(0{,}625 \div 0{,}67)s$
Трехрядный шов с двумя прямыми накладками (фиг. 8-51)	$(t-d)/t$	$\sqrt{50s}-4$	$3d+10$	—	$1{,}5d$	$1{,}5d$	$0{,}75t$	3	11	1,85	$0{,}8s$
Трехрядный шов с двумя волнообразными накладками (фиг. 8-52)	Наименьшая величина из двух соотношений $(t-d)/t$ и $(t-2d)/t+11f/tsR_p$	$\sqrt{50s}-4$	$6d+20$	—	$1{,}5d$	$1{,}5d$	$0{,}375t$	5	11	1,85	$0{,}8s$
Двухрядно-трехрядный шов с двумя неравными накладками (фиг. 8-53)	Наименьшая величина из двух соотношений $(t-d)/t$ и $(t-2d)/t+7f/tsR_p$	$\sqrt{50s}-4$	$6d+20$	$1{,}35d$	$1{,}5d$	$1{,}5d$	$0{,}375t$	5	11	1,68	$0{,}8s$

Примечание. f — площадь сечения заклепки, *мм²* и R_p — допускаемое напряжение на разрыв листа, *кг/мм²*.

$D_в$ — внутренний диаметр барабана, *мм*;

t — шаг отверстий под заклепки в продольном направлении, *мм*;

t_1 — шаг отверстий под заклепки в поперечном направлении, *мм*;

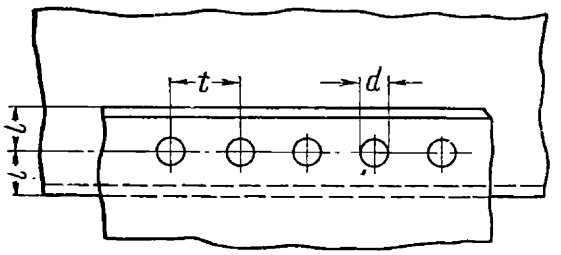
$R_{ск}$ — допускаемое напряжение на скольжение заклепочных швов, *кг/мм²*, определяемое по данным табл. 8-20 в соответствии с конструкцией заклепочного шва;

$R_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез, *кг/мм²*, которое для клепок, выполненных из углеродистой стали, принимается равным:

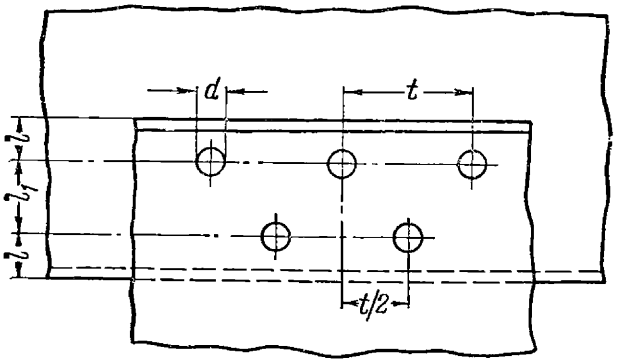
а) $R_{ср} = \frac{\sigma_в}{5{,}0}$ *кг/мм²* при рабочей температуре заклепочного соединения $t_{ст} \leqslant 250°$ С, где $\sigma_в$ — наименьший предел прочности марки стали заклепок, механические свойства которой должны удовлетворять основным требованиям ГОСТ 499-41 (табл. 8-21);

б) при рабочей температуре заклепочного соединения $t_{ст} = 250 \div 350°$ С допускаемое напряжение на срез заклепки $R_{ср}$ принимается наименьшим из двух величин: $\frac{\sigma_в}{5{,}0}$ и $\frac{\sigma_T^t}{2{,}25}$, где σ_T^t предел текучести стали на растяжение при рабочей температуре.

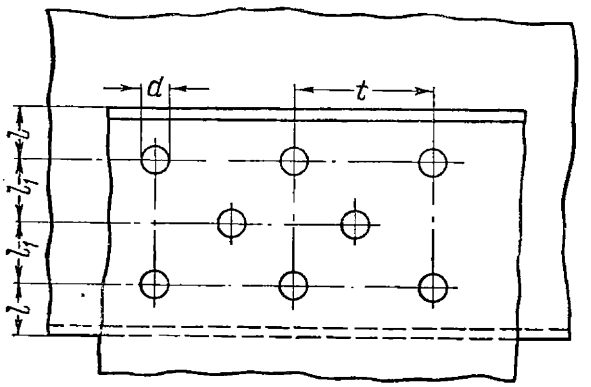
Расчет заклепочного шва производится в следующем порядке. Для установленного типа шва принимается наиболее вероятная величина коэффициента прочности шва φ. Затем, в зависимости от расчетной толщины листа s, полученной с учетом допускаемых



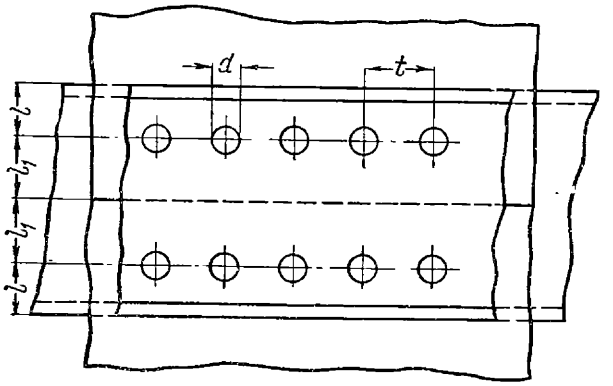
Фиг. 8-46. Однорядный шов внахлестку.



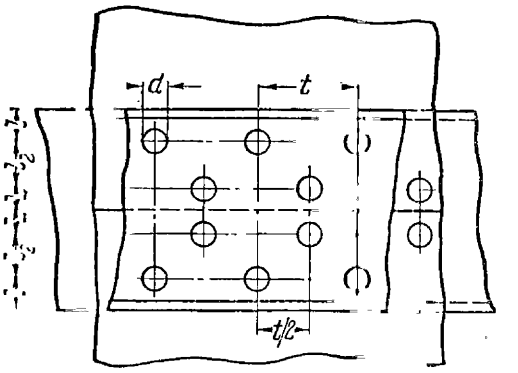
Фиг. 8-47. Двухрядный шов внахлестку.



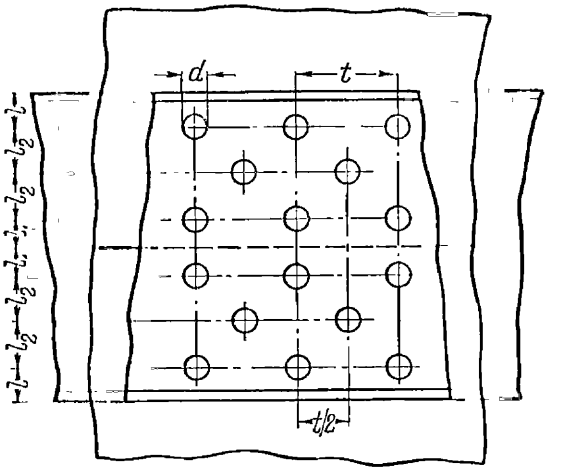
Фиг. 8-48. Трехрядный шов внахлестку.



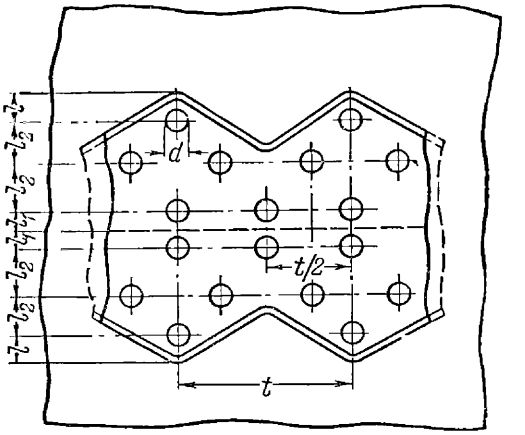
Фиг. 8-49. Однорядный шов с двумя накладками.



Фиг. 8-50. Двухрядный шов с двумя накладками.



Фиг. 8-51. Трехрядный шов с двумя прямыми накладками.



Фиг. 8-52. Трехрядный шов с двумя волнообразными накладками.

ТАБЛИЦА 8-21

Механические свойства стали для заклепок

Сталь	Предел прочности $\sigma_в$, кг/мм²	Относительное удлинение, %		Технологические пробы	
		δ_{10}	δ_5	На осадку в холодном состоянии	На расплющивание в холодном состоянии
		Не менее			
МСт. 2	34÷42	26	31	$h_1/h = 0{,}4$	До диаметра, равного 2,5 d прутка
МСт. 3	38÷47	22	26		

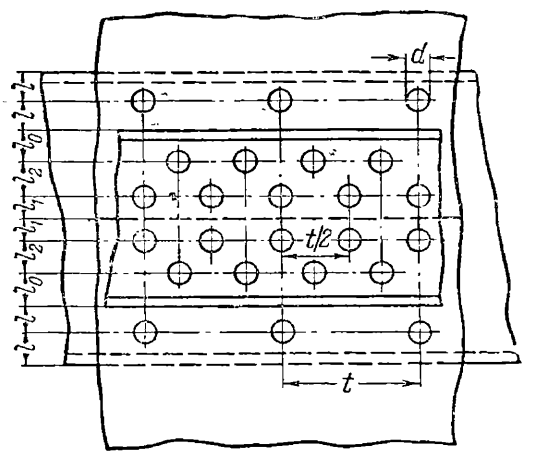
напряжений в листах и сопротивления скольжению, определяют диаметр заклепки d, а далее подсчитывают шаг t между отверстиями под заклепки. В отдельных случаях по конструктивным соображениям величины φ_1 t и d уточняются, после чего снова проверяются напряжения в листе и в заклепочных швах, величина которых не должна выходить за пределы допустимых.

Задача 8-67. Рассчитать заклепочное соединение выпуклого днища с цилиндрической частью барабана. Рабочее давление в котле $p = 34$ кг/см², наружный диаметр днища $D_н = 1\,294$ мм, толщина стенки $s = 36$ мм, нижний предел прочности углеродистой стали, из которой выполнено днище, $\sigma_в = 41$ кг/мм², нижний предел прочности материала заклепок $\sigma_в' = 32$ кг/мм².

Решение. Конструкцию заклепочного шва, соединяющего днище с цилиндрической частью барабана, принимаем внахлестку двухрядным с шахматным расположением заклепок, как показано на фиг. 8-47.

Расчетный диаметр заклепки определяем по формуле

$$d = \sqrt{50\,s} - 4 = \sqrt{50 \cdot 36} - 4 = 38{,}4 \text{ мм}.$$



Фиг. 8-53. Двухрядно-трехрядный шов с двумя неравными накладками.

Диаметр поставленной заклепки принимаем несколько меньшим, равным $d = 35$ мм.

Расчетный шаг между отверстиями заклепок подсчитываем по выражению

$$t_1 = 2{,}6\,d + 14 = 2{,}6 \cdot 35 + 15 = 106 \text{ мм}.$$

Действительный шаг по наружной окружности цилиндрической части днища принимаем $t_1 = 97$ мм.

При выбранном шаге и диаметре заклепок коэффициент прочности заклепочного шва будет

$$\varphi = \frac{t_1 - d_1}{t_1} = \frac{97 - 35{,}5}{97} = 0{,}634,$$

где d_1 — диаметр отверстия под заклепку, который принимаем на 0,5 мм больше диаметра поставленной заклепки.

Напряжение цилиндрической части днища на растяжение определяем по формуле

$$R = \frac{p\,D_н}{400\,(s-c)\varphi} = \frac{34 \cdot 1\,294}{400\,(36-3)\,0{,}634} = 5{,}49 \text{ кг/мм}^2.$$

Количество заклепок по всей окружности днища двухрядного заклепочного шва составит:

$$z = 2 \cdot \frac{\pi D_н}{t_1} = 2 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 1\,294}{97} = 84.$$

Напряжение заклепок на срез

$$R_{ср} = \frac{(t - z_1 d)(s - c) R}{\frac{\pi d^2}{4} z_2 \alpha} =$$

$$= \frac{(97 - 35)(36 - 3)\,5{,}49}{\frac{3{,}14 \cdot 35^2}{4} \cdot 2} = 5{,}9 \text{ кг/мм}^2 \ (< 7 \text{ кг/мм}^2),$$

где $c = 3$ мм — увеличение толщины днища, имеющего лаз;

$z_1 = 1$ — число заклепок одного ряда, ослабляющих лист в пределах одного шага;

$z_2 = 2$ — полное число заклепок шва в пределах одного шага;

α — коэффициент, учитывающий неравномерность работы; для односрезных сечений $\alpha = 1$, для двухсрезных сечений $\alpha = 1{,}85$.

Напряжение скольжения для поперечного сечения днища

$$R_{ск} = \frac{p\,D_н\,t_1}{400 \cdot \frac{\pi d^2}{4} z_2} = \frac{34 \cdot 1\,294 \cdot 97}{400 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 35^2}{4} \cdot 2} = 5{,}54 \text{ кг/мм}^2.$$

Величина допускаемых напряжений скольжения для данного типа шва по табл. 8-20 составляет

$$R_{ск} = 5{,}5 \div 6{,}5 \text{ кг/мм}^2.$$

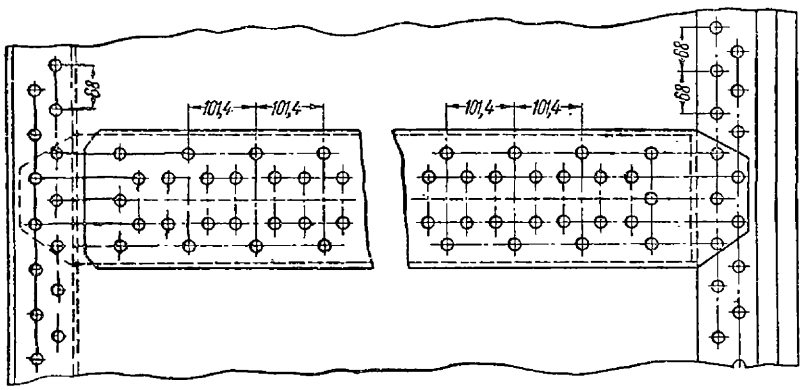
Запас прочности листа на растяжение по нижнему пределу прочности металла днища

$$n_в = \frac{\sigma_в}{R} = \frac{41}{5{,}49} = 7{,}46 > 4{,}0.$$

Запас прочности в заклепках на срез

$$n_{срез} = \frac{\sigma'_в}{R_{срез}} = \frac{32}{5{,}9} = 5{,}42 > 5.$$

Задача 8-68. Произвести поверочный расчет барабана парового котла локомобильного типа, рассчитанного на давление $p = 12$ *кг/см²*. Барабан состоит из двух обечаек: внутренний диаметр передней обечайки $D_в = 1\,522$ *мм*, диаметр отверстий под заклепку $d = 20$ *мм*, расстояние между отверстиями под заклепку в продольном направлении барабана $t = 101{,}4$ *мм*, внутренний диаметр задней обечайки $D_в = 1\,496$ *мм*, диаметр отверстий под заклепку $d = 20$ *мм*, расстояние между отверстиями заклепок $t = 100{,}7$ *мм*, продольный заклепочный шов двухрядный встык с двумя накладками (фиг. 8-54), поперечный заклепочный шов двухрядный внахлестку с шахматным расположением заклепок, число их в одном ряду $z = 70$, диаметр $d = 20{,}0$ *мм*, материал барабана — углеродистая сталь марки ЗК, предел прочности $\sigma_в = 38$ *кг/мм²*.



Фиг. 8-54. Заклепочный шов парового котла локомобильного типа (к задаче 8-68).

Ответ. $s = 13$ *мм*. Напряжение на растяжение в листе от внутреннего давления $R = 8{,}76$ *кг/мм²*; напряжение скольжения в продольном заклепочном шве $R_{ск} = 4{,}92$ *кг/мм²*.

Задача 8-69. Определить допускаемое рабочее давление для парового котла, имеющего клепаный барабан. В продольном направлении барабана заклепочный шов выполнен в соответствии с фиг. 8-50, диаметр заклепки $d = 30$ *мм*, шаг между заклепками $t = 120$ *мм*. В поперечном направлении заклепочный шов имеет $d = 30$ *мм*, $t_1 = 95$ *мм*, внутренний диаметр барабана $D_в = 1\,280$ *мм*, толщина стенки $s = 23$ *мм*, диаметр кипятильных труб $d_н = 83$ *мм*, шаг между ними в продольном направлении $t = 234$ *мм*. Материал обечайки — углеродистая сталь марки МСт. 3 с пределом прочности $\sigma_в = 41$ *кг/мм²*, материал заклепок — сталь марки МСт. 2 с пределом прочности $\sigma'_в = 34$ *кг/мм²*.

Ответ. По напряжениям заклепок на скольжение допускаемое давление $p = 20$ *кг/см²*; по напряжениям заклепок на срез допускаемое давление $p \approx 23$ *кг/см²*. Рабочее давление в котле принимаем равным 20 *кг/см²*.

8-11. РАСЧЕТ БОЛТОВ И ШПИЛЕК РАЗЪЕМНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При расположении болтов или шпилек по окружности с равными расстояниями между ними нагрузку, приходящуюся на один болт или шпильку, определяют по формуле

$$p_1 = \frac{p}{z} \text{ кг}. \qquad (8\text{-}73)$$

Для прямоугольных и овальных соединений при равных шагах между шпильками нагрузку, приходящуюся на одну шпильку, определяют по формуле

$$p_1 = \frac{pl}{2\pi r} \text{ кг}, \qquad (8\text{-}74)$$

где p — общая нагрузка на разъемные соединения, *кг*;
z — число болтов или шпилек в разъемном соединении;
l — расстояние между центрами болтов или шпилек, *мм*;
r — наименьшее расстояние от оси шпильки до центра тяжести прямоугольного или овального отверстия, *мм*.

Расчетный диаметр стержня шпильки определяют по формуле

$$d = 1{,}13\sqrt{\frac{p_1}{R}} \text{ мм}. \qquad (8\text{-}75)$$

Для стальных шпилек диаметр стержня может быть приблизительно подсчитан по формуле

$$d = A\sqrt{p_1} + 5 \text{ мм}, \qquad (8\text{-}76)$$

где p_1 — нагрузка на одну шпильку, *кг*;
R — допускаемое напряжение на разрыв, *кг/мм²*;
A — коэффициент, зависящий от качества металла и изготовления шпильки, принимаемый обычно в пределах 0,4 ÷ 0,55.

Расчетный диаметр стержней болтов или шпилек размером до 60 *мм*, работающих в основном на разрыв при повышенных температурах, определяется по формуле

$$d = \frac{1}{\sqrt{\psi}} \cdot \sqrt{\frac{4 p_1 n_T^t}{\pi \sigma_T^t \varphi}} \text{ мм}, \qquad (8\text{-}77)$$

где p_1 — нагрузка, приходящаяся на один болт или шпильку, *кг*;
n_T^t — коэффициент запаса прочности по пределу текучести, который принимают равным от 2 до 2,5, эта величина дана с учетом предварительной затяжки болта, которая в явной форме расчетом не учитывается;
z — число болтов или шпилек;
σ_T^t — расчетный предел текучести, *кг/мм²*, в случае отсутствия точных указаний принимают $\sigma_T^t = (0{,}5 \div 0{,}55)\,\sigma_в$;
φ — коэффициент, учитывающий температурные условия работы и качество изготовления разъемного соединения.

В пределах температур до 200° С и грубом изготовлении болтов, гаек, отверстий и уплотнительных поверхностей при рабочем давлении не более 8 *кг/см²* значение φ берут равным 0,5. При рабочей температуре до 300° С и качественном изготовлении болтов, гаек и обработанных уплотнительных поверхностей принимают $\varphi = 0{,}75$. Если отверстия для болтов также качественно обработаны, то в расчетную формулу подставляется значение $\varphi = 1{,}0$. При температуре $t > 300°$ С и качественной обработке всех деталей разъемного соединения коэффициент φ на каждые 20° С повышения температуры выше 300° С уменьшается по сравнению с 1,0 на 4%.

Коэффициент ψ, учитывающий наличие резьбы, зависит от диаметра; при $d \leqslant 60$ *мм* его подсчитывают по формуле

$$\psi = \left(\frac{1{,}1d - 6}{d}\right)^2, \qquad (8\text{-}78)$$

где d — диаметр стержня, *мм*;

При $d > 60$ *мм* в расчетную формулу для определения минимального диаметра стержня подставляется $\psi = 1{,}0$.

Для изготовления болтов и шпилек применяются углеродистая сталь марок 20, 25, 30, 35, а для агрегатов, работающих при высоких давлениях и температурах, — легированные стали 30М, 30ХМА, ЭИ10.

При параметрах $p < 35$ *кг/см²* и $t_{ст} < 425°$ С для болтов шпилек ориентировочно могут быть приняты предельные значения $\sigma_в^{20} = 55$ *кг/мм²*; $\sigma_T^t = 12$ *кг/мм²* и $\sigma_n^t = 8$ *кг/мм²*. Для высоких давлений и температур $\sigma_в^{20} = 100$ *кг/мм²*; $\sigma_T^t = 30 \div 40$ *кг/мм²* и $\sigma_n^t = 10$ *кг/мм²*. Для болтов и шпилек, изготовленных из легированных сталей принимают для стали 30ХМА $\sigma_в^{20} = 80$ *кг/мм²*; $\sigma_T^{20} = 60$ *кг/мм²*; $\sigma_n^{450} = 9$ *кг/мм²*; $\sigma_n^{475} = 6{,}5$ *кг/мм²* и $\sigma_n^{500} = 4$ *кг/мм²*; для стали ЭИ10 $\sigma_в^{20} = 100 \div 115$ *кг/мм²*; $\sigma_T^{20} = 90$ *кг/мм²*; $\sigma_n^{450} = 20$ *кг/мм²*; $\sigma_n^{475} = 13$ *кг/мм²*; $\sigma_n^{500} = 8$ *кг/мм²* и $\sigma_n^{525} = 5$ *кг/мм²*.

Задача 8-70. Произвести поверочный расчет шпилек разъемного соединения жаровой трубы с передним днищем котла. Число шпилек $z = 48$, оси их расположены по окружности закрепляющего кольца диаметром $D = 1\,232$ *мм*; передняя трубная решетка имеет 95 завальцованных дымогарных труб с наружным диаметром $d_н = 58$ *мм*; давление в котле $p = 12$ *кг/см²*.

Решение. Общая нагрузка на разъемное соединение от давления пара в котле

$$P = \frac{\pi}{4} p (D^2 - d^2 \cdot 95) = \frac{3{,}14}{4} \cdot \frac{12}{100} \times$$

$$\times (1\,232^2 - 58^2 \cdot 95) = 112\,900 \text{ кг}.$$

При расположении шпилек по окружности с равным шагом между ними нагрузка на одну шпильку будет

$$p_1 = \frac{P}{z} = \frac{112\,900}{48} = 2\,350 \text{ кг}.$$

Диаметр шпилек подсчитываем по приближенной формуле (8-76). Коэффициент, зависящий от качества материала и изготовления шпильки, принимаем $A = 0{,}55$, откуда

$$d = A\sqrt{p_1} + 5 = 0{,}55\sqrt{2\,350} + 5 = 31{,}75 \text{ мм}.$$

Шпильки разъемного соединения, установленные на котле заводом-изготовителем, имеют диаметр $d = 1\frac{1}{4}''$, что соответствует 31,75 *мм*.

Напряжение, возникающее в живом сечении шпильки с учетом глубины нарезки, будет

$$R=\frac{p_1}{\frac{\pi d^2}{4}}=\frac{2\,350}{\frac{3{,}14\cdot 27{,}1^2}{4}}=1{,}07\ кг/мм^2.$$

Полученная величина напряжения не выходит за допустимые пределы.

Задача 8-71. Определить максимальный диаметр шпильки для разъемного соединения паропровода. Параметры пара: $p=30\ кг/см^2$, $t''_{пер}=400°$ С. Фланцы разъемного соединения для паропровода диаметром 350 *мм* выполнены в соответствии с ГОСТ. Диаметр окружности, по которой расположены шпильки $D=510\ мм$, число шпилек $z=16$.

Решение. При расчете болтов и шпилек разъемного соединения величина коэффициента ψ в начале расчета обычно принимается ориентировочно, а затем после подсчета уточняется по отношению к действительной величине этого коэффициента.

Принимаем ориентировочно $\psi=0{,}85$. Для заданных параметров пара и паропроводе шпильки должны быть изготовлены из легированной стали марки 30ХМА с пределом текучести $\sigma^t_T=12\ кг/мм^2$, запас прочности по пределу текучести принимаем $n_T=2{,}0$.

Нагрузка, приходящаяся на одну шпильку,

$$p_1=p\cdot\frac{\pi D^2}{4\cdot z}=30\cdot\frac{3{,}14\cdot 510^2}{4\cdot 16\cdot 100}=3\,830\ кг.$$

При температуре $t>300°$ С и качественно обработанных деталях разъемного соединителя коэффициент, учитывающий температурные условия, на каждые 20° С повышения температуры выше 300° С уменьшается по сравнению с 1,0 на 4%: следовательно,

$$\varphi=1-0{,}04\frac{400-300}{20}=0{,}80.$$

Подставляя найденные значения в формулу для определения минимального диаметра шпильки, будем иметь:

$$d=\frac{1}{\sqrt{\psi}}\sqrt{\frac{4\cdot p_1 n_T}{\pi\sigma^t_T\varphi}}=\frac{1}{\sqrt{0{,}85}}\sqrt{\frac{4\cdot 3\,830\cdot 2}{3{,}14\cdot 12\cdot 0{,}80}}=34{,}5\ мм.$$

При этом диаметре шпильки

$$\psi=\left(\frac{1{,}1\,d-6}{a}\right)^2=\left(\frac{1{,}1\cdot 34{,}5-6}{34{,}5}\right)^2=0{,}857.$$

что близко совпадает с ориентировочно принятой величиной.

Задача 8-72. Расчетный диаметр шпильки заднего разъемного соединения котла $d=28{,}58\ мм$, число шпилек $z=42$, давление пара $p=6\ кг/см^2$ передается на площадь кольца, имеющего наружный диаметр $D_н=1\,496\ мм$ и внутренний диаметр $D_в=990\ мм$.

Определить величину напряжения, возникающего в шпильках.

Ответ. $R=3{,}15\ кг/мм^2$.

8-12. РАСЧЕТ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

Общую площадь сечения всех установленных на котле предохранительных клапанов подсчитывают по нормам Котлонадзора по формуле

$$ndh=A\frac{D}{p}\ см^2, \qquad (8\text{-}79)$$

где n — общее число установленных предохранительных клапанов;

d — диаметр предохранительного клапана, *см*;

h — высота подъема предохранительного клапана, *см*;

A — коэффициент, зависящий от конструкции, соответствующих геометрических свойств и величины подъема тарелки клапана;

D — часовая паропроизводительность котла при максимальной длительной нагрузке, *кг/час*;

p — абсолютное давление в котле, *кг/см²*.

Коэффициент A принимают равным 0,0075 для клапанов с малой высотой подъема $h\leqslant\frac{d}{20}$, 0,0095 — для среднеподъемных клапанов $h\leqslant\frac{d}{10}$, 0,015 — для полноподъемных клапанов $h\geqslant\frac{d}{4}$.

Задача 8-73. Для котла Шухова-Берлин, рассчитанного на рабочее давление $p=13\ ати$ и паропроизводительность $D=8\,400\ кг/час$, определить необходимое число предохранительных клапанов.

Решение. Суммарное проходное сечение предохранительных клапанов с малой высотой подъема $h\leqslant\frac{d}{20}$ определяем по формуле

$$dh=0{,}0075\,\frac{D}{P}.$$

Подставив значения, получим

$$d^2=20\cdot 0{,}0075\frac{8\,400}{14}=90\ см^2.$$

Диаметр клапана будет

$$d = \sqrt{90} = 9{,}49 \text{ см}.$$

При установке одного предохранительного клапана диаметром $d = 9{,}49$ *см* давление на его тарелку составит:

$$p_1 = p\frac{\pi d^2}{4} = 14 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 9{,}49^2}{4} = 989 \text{ кг}.$$

Полученная величина давления p_1 превышает норму, обеспечивающую возможность подъема груза при проверке клапана одним человеком.

Поэтому подбираем сечение клапана с таким расчетом, чтобы давление на тарелку не превышало 700 *кг*. Принимая диаметр клапана $d = 50$ *мм*, получим давление на его тарелку равным:

$$p_1 = p\frac{\pi d^2}{4} = 14 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 5^2}{4} = 275 \text{ кг} < 700 \text{ кг}.$$

При диаметре клапана $d = 50$ *мм* число их будет:

$$n = \frac{f_{расч}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{\frac{3{,}14 \cdot 9{,}49^2}{4}}{\frac{3{,}14 \cdot 5^2}{4}} = 3{,}6.$$

Принимаем два двойных предохранительных клапана с высотой подъема $h = \frac{d}{20}$.

Для данного котла можно поставить также один двойной предохранительный клапан диаметром $d = 76$ *мм* с высотой подъема $h = \frac{d}{20}$.

Задача 8-74. Определить суммарное проходное сечение предохранительных клапанов для котла с рабочим давлением $p = 34$ *кг/см*^{2} и максимальной паропроизводительностью $D = 200$ *т/час*.

Решение. Принимаем предохранительные клапаны полноподъемные с высотой подъема $h = \frac{d}{4}$, при этом коэффициент $A = 0{,}015$

После подстановки заданных значений в формулу (8-79) получим расчетное сечение всех предохранительных клапанов, установленных на котле:

$$d^2 = 4 \cdot 0{,}015 \cdot \frac{D}{p} = 0{,}06 \cdot \frac{200\,000}{35} \approx 343 \text{ см}^2$$

$$f_{расч} = \frac{\pi d^2}{4} \approx 269 \text{ см}^2,$$

Число полноподъемных двойных предохранительных клапанов рычажного типа с диаметром прохода $d = 50$ *мм* берем равным 6 и для них определяем проходное сечение

$$f_1 = 6 \cdot 2\frac{\pi d^2}{4} = 12\frac{3{,}14 \cdot 5^2}{4} \cong 236 \text{ см}^2.$$

Принимаем еще два полноподъемных одинарных клапана рычажного типа с диаметром прохода клапана $d_2 = 40$ *мм*; проходное сечение их будет

$$f_2 = 2\frac{\pi d_2^2}{4} \approx 25 \text{ см}^2.$$

Действительное сечение всех установленных на котле предохранительных клапанов составит:

$$f_{действ} = f_1 + f_2 = 236 + 25 = 261 \text{ см}^2.$$

Расхождение между расчетным и действительным сечением прохода находим по выражению

$$\Delta = \frac{f_{расчет} - f_{действ}}{f_{расчет}} \cdot 100 = \frac{269 - 261}{269} \cdot 100 \approx 3\%.$$

Это количество предохранительных клапанов для установки на данном котле считаем практически достаточным. Величина расхождения между расчетным и действительным сечением около 3% незначительна и вполне допустима.

Задача 8-75. Для котла системы Шухова-Берлина определить суммарное сечение предохранительных клапанов. Давление в котле $p = 13$ *ати*, максимальная паропроизводительность в $D = 2{,}4$ *т/час*, диаметр прохода клапана принять равным $d = 50$ *мм*.

Ответ. $f_{расч} = 20{,}25$ *см*^{2}, а $f_{действ.} = 25{,}7$ *см*^{2}, т. е. принят к установке один двойной предохранительный клапан рычажного типа, $d = 50$ *мм*.

Задача 8-76. Для однобарабанного котла с максимальной паропроизводительностью $D = 75$ *т/час* и давлением $p = 35$ *ата* определить суммарное расчетное сечение всех установленных предохранительных клапанов.

Ответ. $f_{расч} = 101{,}3$ *см*^{2}.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. Я. Корницкий. Применение правила Вельтера-Бертье к топкам, „Известия ВТИ", 1931, № 11—12.
2. Л. К. Рамзин, О поглощении SO_2, „Известия ВТИ", 1926, № 1.
3. ЦКТИ, Нормы теплового расчета котельного агрегата, Машгиз, 1941.
4. С. Я. Корницкий, К методике увязки тепловых балансов, „Известия ВТИ", 1932, № 1.
5. Энергооборудование СССР, вып. 2, Госэнергоиздат, 1934.
6. А. М. Гурвич и Н. Н. Кендысь, Новые данные по теплопередаче в топках паровых котлов, „Котлотурбостроение", 1948, № 3.
7. ЦКТИ, Нормы термодинамического расчета котельных агрегатов, Машгиз, 1949.
8. Пар высокого давления в энергетике. Сборник статей, Госэнергоиздат, 1950.
9. ВТИ, Нормы теплового расчета котельного агрегата, Госэнергоиздат, 1951.
10. ЦКТИ, Нормы расчета котельных агрегатов на прочность, Машгиз, 1950.
11. Котельные установки, т. I, Госэнергоиздат, 1941.
12. Котельные установки, т. II, Госэнергоиздат, 1946.
13. М. П. Вукалович, Термодинамические свойства водяного пара, Госэнергоиздат, 1946.
14. А. М. Гурвич, Теплообмен в топках паровых котлов, Госэнергоиздат, 1950.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА НАСЫЩЕННОГО ВОДЯНОГО ПАРА
(по данным М. П. Вукаловича)

p	t	v'	v''	γ''	i'	i''	r	s'	s''
0,010	6,698	0,0010001	131,7	0,007596	6,99	600,1	593,4	0,0243	2,1117
0,015	12,737	0,0010007	89,64	0,01116	12,74	602,8	590,0	0,0457	2,1000
0,020	17,204	0,0010013	68,27	0,01465	17,21	604,8	587,6	0,0612	2,0917
0,025	20,776	0,0010020	55,28	0,01809	20,78	606,4	585,6	0,0735	2,0854
0,030	23,772	0,0010027	46,53	0,02149	23,78	607,7	583,9	0,0836	2,0801
0,035	26,359	0,0010034	40,23	0,02486	26,37	608,8	582,4	0,0923	2,0756
0,040	28,641	0,0010041	35,46	0,02820	28,65	609,8	581,1	0,0998	2,0715
0,045	30,69	0,0010047	31,73	0,03152	30,70	610,7	580,0	0,1065	2,0678
0,050	32,55	0,0010053	28,73	0,03481	32,56	611,5	578,9	0,1126	2,0644
0,060	35,82	0,0010064	24,19	0,04134	35,84	612,9	577,1	0,1232	2,0583
0,070	38,66	0,0010074	20,92	0,04780	38,68	614,1	575,5	0,1324	2,0531
0,080	41,16	0,0010084	18,45	0,05421	41,18	615,2	574,1	0,1402	2,0486
0,090	43,41	0,0010093	16,51	0,06056	43,43	616,2	572,8	0,1474	2,0447

Продолжение приложения I

p	t	v'	v''	γ''	i'	i''	r	s'	s''
0,10	45,45	0,0010101	14,95	0,06688	45,41	617,0	571,6	0,1538	1,9478
0,11	47,33	0,0010108	13,67	0,07315	47,29	617,8	570,5	0,1596	1,9399
0,12	49,06	0,0010116	12,60	0,07938	49,01	618,5	569,5	0,1650	1,9326
0,13	50,67	0,0010123	11,68	0,08559	50,62	619,2	568,6	0,1700	1,9259
0,14	52,18	0,0010130	10,89	0,09177	52,13	619,9	567,8	0,1747	1,9197
0,15	53,60	0,0010137	10,21	0,09791	53,54	620,5	567,0	0,1790	1,9140
0,20	59,67	0,0010170	7,795	0,1283	59,61	623,1	563,5	0,1974	1,8903
0,25	64,56	0,0010196	6,322	0,1582	64,49	625,1	560,6	0,2120	1,8718
0,30	68,68	0,0010221	5,328	0,1877	68,61	626,8	558,2	0,2241	1,8567
0,40	75,42	0,0010261	4,069	0,2458	75,36	629,5	554,1	0,2437	1,8334
0,50	80,86	0,0010296	3,301	0,3029	80,81	631,6	550,8	0,2592	1,8150
0,60	85,45	0,0010326	2,733	0,3594	85,41	633,4	548,0	0,2721	1,8001
0,70	89,45	0,0010355	2,409	0,4152	89,43	634,9	545,5	0,2832	1,7874
0,80	92,99	0,0010381	2,125	0,4705	92,99	636,2	543,2	0,2930	1,7767
0,90	96,18	0,0010405	1,904	0,5253	96,19	637,4	541,2	0,3018	1,7673
1,0	99,09	0,0010428	1,725	0,5797	99,12	638,5	539,4	0,3096	1,7587
1,1	101,76	0,0010449	1,578	0,6337	101,81	639,4	537,6	0,3168	1,7510
1,2	104,25	0,0010468	1,455	0,6875	104,32	640,3	536,0	0,3235	1,7440
1,3	106,56	0,0010487	1,350	0,7410	106,66	641,2	534,5	0,3297	1,7375
1,4	108,74	0,0010504	1,259	0,7942	108,85	642,0	533,1	0,3354	1,7315
1,5	110,79	0,0010521	1,180	0,8472	110,92	642,8	531,9	0,3408	1,7260
1,6	112,73	0,0010537	1,111	0,8999	112,89	643,5	530,6	0,3459	1,7209
1,7	114,57	0,0010553	1,050	0,9524	114,76	644,1	529,3	0,3508	1,7161
1,8	116,33	0,0010569	0,9952	1,005	116,54	644,7	528,2	0,3554	1,7115
1,9	118,01	0,0010584	0,9460	1,057	118,24	645,3	527,1	0,3597	1,7071
2,0	119,62	0,0010599	0,9016	1,109	119,87	645,8	525,9	0,3638	1,7029
2,1	121,16	0,0010614	0,8613	1,161	121,4	646,3	524,9	0,3677	1,6989
2,2	122,65	0,0010628	0,8246	1,213	122,9	646,8	523,9	0,3715	1,6952
2,3	124,08	0,0010641	0,7910	1,264	124,4	647,3	522,9	0,3751	1,6917
2,4	125,46	0,0010654	0,7601	1,316	125,8	647,8	522,0	0,3786	1,6884
2,5	126,79	0,0010666	0,7316	1,367	127,2	648,3	521,1	0,3820	1,6851
2,6	128,08	0,0010678	0,7052	1,418	128,5	648,7	520,2	0,3853	1,6819
2,7	129,34	0,0010690	0,6806	1,469	129,8	649,1	519,3	0,3884	1,6788
2,8	130,55	0,0010701	0,6578	1,520	131,0	649,5	518,5	0,3914	1,6759
2,9	131,73	0,0010713	0,6365	1,571	132,2	649,9	517,7	0,3944	1,6730
3,0	132,88	0,0010725	0,6166	1,622	133,4	650,3	516,9	0,3973	1,6703
3,1	134,00	0,0010736	0,5979	1,673	134,5	650,6	516,1	0,4001	1,6676
3,2	135,08	0,0010747	0,5804	1,723	135,6	650,9	515,3	0,4028	1,6650
3,3	136,14	0,0010758	0,5639	1,773	136,7	651,2	514,5	0,4055	1,6625
3,4	137,18	0,0010769	0,5483	1,824	137,8	651,6	513,8	0,4081	1,6601
3,5	138,19	0,0010780	0,5335	1,874	138,8	651,9	513,1	0,4106	1,6579
3,6	139,18	0,0010790	0,5196	1,925	139,8	652,2	512,4	0,4130	1,6557
3,7	140,15	0,0010799	0,5064	1,975	140,8	652,5	511,7	0,4153	1,6536
3,8	141,09	0,0010809	0,4939	2,025	141,8	652,8	511,0	0,4176	1,6514
3,9	142,02	0,0010818	0,4820	2,075	142,7	653,1	510,4	0,4199	1,6494
4,0	142,92	0,0010828	0,4706	2,125	143,6	653,4	509,8	0,4221	1,6474
4,1	143,81	0,0010837	0,4598	2,175	144,5	653,7	509,2	0,4243	1,6454
4,2	144,68	0,0010846	0,4495	2,225	145,4	653,9	508,5	0,4264	1,6435
4,3	145,54	0,0010856	0,4397	2,274	146,3	654,2	507,9	0,4285	1,6416
4,4	146,38	0,0010865	0,4303	2,324	147,2	654,4	507,2	0,4306	1,6398
4,5	147,20	0,0010875	0,4213	2,374	148,0	654,7	506,7	0,4326	1,6380
5,0	151,11	0,0010918	0,3816	2,621	152,1	655,8	503,7	0,4422	1,6297
6,0	158,08	0,0010999	0,3213	3,112	159,3	657,8	498,5	0,4591	1,6151
7,0	164,17	0,0011072	0,2778	3,600	165,6	659,4	493,8	0,4737	1,6029
8,0	169,61	0,0011140	0,2448	4,085	171,3	660,8	489,5	0,4865	1,5922
9,0	174,53	0,0011203	0,2189	4,568	176,4	662,0	485,6	0,4980	1,5827

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙ-

(по данным

Числа слева от ступенчатой линии относятся к воде

p, кг/см²	t°C	40°	60°	80°	100°	120	140°	160°	180°	200°	220°	240°	260°	280°	300°
0,05	v	29,42	31,31	33,19	35,08	36,96	38,85	40,73	42,62	44,50	46,39	48,27	50,15	52,04	53,92
	i	615,4	624,5	633,5	642,5	651,5	660,6	669,8	678,9	688,1	697,3	706,5	715,9	725,3	734,6
	s	2,0175	2,0453	2,0716	2,0964	2,1200	2,1425	2,1641	2,1847	2,2045	2,2236	2,2420	2,2599	2,2771	2,2939
0,06	v	24,50	26,08	27,65	29,23	30,80	32,37	33,94	35,51	37,08	38,65	40,22	41,79	43,36	44,93
	i	615,4	624,4	633,5	642,5	651,5	660,6	669,7	678,9	688,0	697,3	706,5	715,9	725,3	734,6
	s	1,9972	2,0252	2,0514	2,0763	2,0999	2,1224	2,1439	2,1646	2,1844	2,2035	2,2219	2,2397	2,2570	2,2738
0,07	v	21,00	22,36	23,71	25,06	26,40	27,75	29,09	30,43	31,78	33,12	34,47	35,82	37,16	38,51
	i	615,3	624,4	633,5	642,5	651,5	660,6	669,7	678,8	688,0	697,3	706,5	715,9	725,2	734,6
	s	1,9801	2,0081	2,0344	2,0593	2,0829	2,1054	2,1270	2,1476	2,1674	2,1865	2,2049	3,2228	2,2400	2,2568
0,08	v	1,0079	19,56	20,74	21,92	23,10	24,28	25,46	26,64	27,82	28,99	30,17	31,35	32,52	33,70
	i	40,0	624,4	633,5	642,5	651,4	660,6	669,7	678,8	688,0	697,3	706,5	715,9	725,2	734,6
	s	0,1365	1,9932	2,0195	2,0444	2,0680	2,0906	2,1121	2,1327	2,1525	2,1717	2,1901	2,2079	2,2252	2,2420
0,09	v	1,0079	17,38	18,43	19,48	20,53	21,58	22,62	23,67	24,72	25,77	26,81	27,86	28,91	29,95
	i	40,0	624,2	633,3	642,3	651,3	660,5	669,5	678,7	687,9	697,1	706,4	715,7	725,1	734,5
	s	0,1365	1,9802	2,0065	2,0314	2,0550	2,0776	2,0991	2,1197	2,1395	2,1587	2,1771	2,1949	2,2122	2,2290
0,10	v	1,0079	15,64	16,58	17,53	18,47	19,42	20,36	21,30	22,24	23,19	24,13	25,07	26,02	26,96
	i	40,0	624,1	633,3	642,3	651,3	660,4	669,5	678,7	687,9	697,1	706,4	715,7	725,1	734,5
	s	0,1365	1,9685	1,9948	2,0198	2,0434	2,0659	2,0875	2,1081	2,1279	2,1470	2,1655	2,1833	2,2006	2,2174
0,12	v	1,0079	13,02	13,81	14,60	15,39	16,18	16,96	17,75	18,54	19,32	20,11	20,89	21,68	22,46
	i	40,0	624,1	633,3	642,3	651,3	660,4	669,5	678,7	687,9	697,1	706,4	715,7	725,1	734,5
	s	0,1365	1,9482	1,9746	1,9996	2,0232	2,0458	2,0673	2,0881	2,1079	2,1270	2,1455	2,1633	2,1806	2,1973
0,14	v	1,0079	11,16	11,84	12,51	13,19	13,86	14,54	15,21	15,88	16,56	17,23	17,90	18,58	19,25
	i	40,0	624,0	633,2	642,3	651,3	660,4	669,5	678,7	687,9	697,1	706,4	715,7	725,1	734,5
	s	0,1365	1,9310	1,9575	1,9825	2,0062	2,0287	2,0503	2,0709	2,0908	2,1099	2,1283	2,1462	2,1635	2,1803
0,16	v	1,0079	9,759	10,36	10,95	11,54	12,13	12,72	13,31	13,90	14,49	15,07	15,66	16,25	16,84
	i	40,0	623,9	633,2	642,2	651,2	660,3	669,5	678,6	687,8	697,1	706,3	715,7	725,0	734,5
	s	0,1365	1,9160	1,9427	1,9678	1,9914	2,0139	2,0355	2,0562	2,0760	2,0952	2,1137	2,1314	2,1487	2,1655
0,18	v	1,0079	8,669	9,200	9,728	10,25	10,78	11,30	11,83	12,35	12,87	13,40	13,92	14,45	14,97
	i	40,0	623,8	633,1	642,2	651,2	660,3	669,4	678,6	687,8	697,0	706,3	715,7	725,0	734,5
	s	0,1365	1,9027	1,9296	1,9546	1,9783	2,0009	2,0225	2,0431	2,0630	2,0821	2,1006	2,1184	2,1357	2,1526
0,20	v	1,0079	7,797	8,277	8,752	9,226	9,699	10,17	10,64	11,11	11,58	12,06	12,53	13,00	13,47
	i	40,0	623,7	633,0	642,1	651,2	660,3	669,4	678,6	687,8	697,0	706,3	715,7	725,0	734,5
	s	0,1365	1,8908	1,9178	1,9429	1,9667	1,9892	2,0108	2,0315	2,0513	2,0705	2,0890	2,1068	2,1241	2,1410
0,22	v	1,0079	1,0171	7,521	7,954	8,385	8,815	9,245	9,675	10,10	10,53	10,96	11,39	11,82	12,24
	i	40,0	59,9	632,9	642,1	651,1	660,3	669,4	678,6	687,8	697,0	706,3	715,6	725,0	734,5
	s	0,1365	0,1984	1,9072	1,9323	1,9561	1,9787	2,0003	2,0210	2,0408	2,0600	2,0784	2,0963	2,1136	2,1305
0,24	v	1,0079	1,0171	6,893	7,290	7,685	8,080	8,474	8,869	9,262	9,656	10,05	10,45	10,84	11,23
	i	40,0	59,9	632,8	641,9	651,0	660,1	669,3	678,4	687,6	696,9	706,2	715,5	724,9	734,4
	s	0,1365	0,1984	1,8975	1,9227	1,9464	1,9691	1,9907	2,0113	2,0312	2,0504	2,0688	2,0867	2,1040	2,1208
0,26	v	1,0079	1,0171	6,359	6,727	7,092	7,456	7,821	8,184	8,549	8,912	9,276	9,639	10,00	10,37
	i	40,0	59,9	632,7	641,9	651,0	660,1	669,2	678,4	687,6	696,9	706,2	715,5	724,9	734,4
	s	0,1365	0,1984	1,8885	1,9138	1,9375	1,9602	1,9818	2,0025	2,0223	2,0415	2,0600	2,0778	2,0951	2,1121
0,28	v	1,0079	1,0171	5,903	6,244	6,584	6,922	7,261	7,598	7,936	8,274	8,612	8,950	9,287	9,624
	i	40,0	59,9	632,6	641,8	650,9	660,1	669,2	678,4	687,6	696,9	706,1	715,5	724,9	734,3
	s	0,1365	0,1984	1,8801	1,9054	1,9292	1,9519	1,9735	1,9941	2,0141	2,0333	2,0518	2,0697	2,0870	2,1037

p кг/см²	t°C	40°	60°	80°	100°	120°	140°	160°	180°	200°	220°	240°	260°	280°	300°
0,30	v	1,0079	1,0171	5,507	5,826	6,143	6,459	6,776	7,092	7,407	7,722	8,038	8,352	8,667	8,981
	i	40,0	59,9	632,6	641,8	650,9	660,0	669,2	678,4	687,6	696,8	706,1	715,5	724,8	734,3
	s	0,1365	0,1984	1,8722	1,8976	1,9214	1,9441	1,9657	1,9864	2,0064	2,0256	2,0441	2,0620	2,0793	2,0961
0,40	v	1,0079	1,0171	4,123	4,365	4,604	4,842	5,079	5,317	5,553	5,790	6,026	6,263	6,500	6,736
	i	40,0	59,9	632,0	641,5	650,6	659,8	669,0	678,2	687,4	696,6	705,9	715,3	724,7	734,2
	s	0,1365	1,1984	1,8398	1,8658	1,8898	1,9125	1,9342	1,9550	1,9748	1,9940	2,0125	2,0304	2,0477	2,0645
0,50	v	1,0079	1,0171	1,0290	3,487	3,679	3,870	4,060	4,250	4,440	4,629	4,819	5,008	5,197	5,387
	i	40,0	59,9	80,0	641,2	650,5	659,6	668,8	678,0	687,3	696,5	705,9	715,2	724,6	734,1
	s	0,1365	0,1984	0,2567	1,8407	1,8648	1,8876	1,9094	1,9302	1,9501	1,9693	1,9878	2,0057	2,0230	2,0398
0,60	v	1,0079	1,0171	1,0290	2,902	3,063	3,223	3,382	3,540	3,700	3,858	4,016	4,174	4,331	4,489
	i	40,0	59,9	80,0	640,9	650,3	659,5	668,7	677,9	687,2	696,5	705,8	715,2	724,6	734,1
	s	0,1365	0,1984	0,2567	1,8197	1,8442	1,8671	1,8889	1,9097	1,9296	1,9489	1,9674	1,9853	2,0026	2,0195
0,70	v	1,0079	1,0171	1,0290	2,484	2,623	2,760	2,896	3,033	3,169	3,304	3,440	3,576	3,711	3,847
	i	40,0	60,0	80,0	640,5	650,1	659,3	668,6	677,8	687,1	696,4	705,7	715,1	724,5	734,0
	s	0,1365	0,1984	0,2567	1,8020	1,8268	1,8498	1,8716	1,8925	1,9125	1,9317	1,9503	1,9682	1,9856	2,0025
0,80	v	1,0079	1,0171	1,0289	2,169	2,292	2,413	2,532	2,652	2,771	2,890	3,009	3,127	3,246	3,364
	i	40,0	60,0	80,0	640,1	649,8	659,1	668,3	677,6	686,9	696,3	705,6	715,0	724,4	733,9
	s	0,1365	0,1984	0,2567	1,7866	1,8118	1,8349	1,8568	1,8777	1,8977	1,9170	1,9356	1,9535	1,9709	1,9877
0,90	v	1,0079	1,0171	1,0289	1,925	2,035	2,143	2,249	2,356	2,462	2,568	2,672	2,779	2,884	2,989
	i	40,0	60,0	80,0	639,7	649,5	658,9	668,2	677,5	686,8	696,1	705,5	715,0	724,4	733,9
	s	0,1365	0,1984	0,2567	1,7727	1,7984	1,8216	1,8436	1,8645	1,8846	1,9039	1,9225	1,9403	1,9576	1,9746
1,0	v	1,0079	1,0170	1,0289	1,730	1,830	1,926	2,023	2,119	2,214	2,310	2,405	2,500	2,595	2,690
	i	40,0	60,0	80,0	639,1	649,1	658,6	667,8	677,1	686,5	695,9	705,4	714,9	724,3	733,8
	s	0,1365	0,1984	0,2567	1,7599	1,7861	1,8093	1,8312	1,8522	1,8724	1,8918	1,9106	1,9287	1,9464	1,9635
1,2	v	1,0078	1,0170	1,0289	1,0435	1,521	1,602	1,683	1,763	1,843	1,923	2,002	2,082	2,161	2,240
	i	40,0	60,0	80,0	100,0	648,6	658,2	667,5	676,8	686,1	695,6	705,2	714,7	724,3	733,8
	s	0,1365	0,1984	0,2567	0,3121	1,7650	1,7885	1,8106	1,8318	1,8522	1,8716	1,8903	1,9084	1,9261	1,9432
1,4	v	1,0078	1,0170	1,0289	1,0435	1,300	1,371	1,440	1,509	1,578	1,647	1,715	1,783	1,851	1,919
	i	40,0	60,0	80,0	100,0	648,1	657,8	667,2	676,6	686,0	695,4	705,0	714,6	724,2	733,8
	s	0,1365	0,1984	0,2567	0,3121	1,7467	1,7710	1,7933	1,8144	1,8346	1,8542	1,8730	1,8912	1,9089	1,9260
1,6	v	1,0078	1,0170	1,0289	1,0435	1,135	1,197	1,258	1,319	1,379	1,439	1,499	1,559	1,619	1,678
	i	40,0	60,0	80,0	100,0	647,5	657,5	667,0	676,4	685,8	695,3	704,8	714,4	724,0	733,7
	s	0,1365	0,1984	0,2567	0,3121	1,7309	1,7558	1,7780	1,7992	1,8196	1,8392	1,8580	1,8762	1,8939	1,9111
1,8	v	1,0078	1,0170	1,0289	1,0435	1,006	1,062	1,117	1,171	1,225	1,278	1,332	1,385	1,438	1,491
	i	40,0	60,0	80,0	100,1	646,8	657,1	666,7	676,2	685,6	695,1	704,6	714,2	723,8	733,5
	s	0,1365	0,1984	0,2567	0,3121	1,7165	1,7419	1,7646	1,7859	1,8063	1,8259	1,8447	1,8630	1,8807	1,8979
2,0	v	1,0078	1,0170	1,0289	1,0435	0,9027	0,9545	1,003	1,052	1,101	1,149	1,197	1,245	1,293	1,341
	i	40,0	60,0	80,0	100,1	646,1	656,7	656,4	675,9	685,3	694,8	704,4	714,0	723,6	733,4
	s	0,1365	0,1984	0,2567	0,3121	1,7033	1,7294	1,7525	1,7740	1,7944	1,8140	1,8329	1,8513	1,8689	1,8860
2,5	v	1,0078	1,0170	1,0289	1,0434	1,0603	0,7597	0,8003	0,8399	0,8790	0,9179	0,9567	0,9953	1,033	1,071
	i	40,0	60,0	80,0	100,1	120,3	655,7	665,7	675,3	684,7	694,3	704,0	713,7	723,3	733,1
	s	0,1365	0,1984	0,2567	0,3121	0,3647	1,7030	1,7267	1,7484	1,7600	1,7888	1,8078	1,8260	1,8437	1,8610
3,0	v	1,0078	1,0170	1,0288	1,0434	1,0602	0,6296	0,6643	0,6975	0,7304	0,7631	0,7956	0,8281	0,8603	0,8923
	i	40,0	60,0	80,0	100,1	120,3	654,4	664,8	674,7	684,2	693,7	703,4	713,1	722,9	732,7
	s	0,1365	0,1983	0,2567	0,3121	0,3647	1,6806	1,7053	1,7272	1,7478	1,7677	1,7869	1,8053	1,8230	1,8403
4,0	v	1,0077	1,0169	1,0288	1,0433	1,0602	1,0798	0,4940	0,5197	0,5448	0,5697	0,5944	0,6190	0,6433	0,6676
	i	40,1	60,0	80,0	100,1	120,3	140,7	663,3	673,5	683,2	692,8	702,5	712,4	722,2	732,1
	s	0,1365	0,1983	0,2566	0,3120	0,3646	0,4150	1,6704	1,6935	1,7146	1,7346	1,7540	1,7727	1,7907	1,8080

Продолжение приложения II

320°	340°	360°	380°	400°	420°	440°	460°	480°	500°	520°	540°	550°	t° C	P кг/см²
9,296	9,610	9,924	10,24	10,56	10,87	11,18	11,50	11,81	12,13	12,44	12,75	12,91	*v*	
743,8	753,4	763,0	772,8	782,5	792,4	802,4	812,4	822,6	832,7	843,0	853,4	858,7	*i*	0,30
2,1124	2,1284	2,1439	2,1590	2,1737	2,1882	2,2025	2,2164	2,2300	2,2434	2,2566	2,2696	2,2760	*s*	
6,971	7,207	7,443	7,679	7,916	8,151	8,387	8,623	8,858	9,093	9,329	9,564	9,682	*v*	
743,8	753,4	763,0	772,7	782,5	792,4	802,3	812,4	822,6	832,7	843,0	853,4	858,7	*i*	0,40
2,0808	2,0967	2,1122	2,1273	2,1421	2,1565	2,1707	2,1847	2,1983	2,2117	2,2249	2,2378	2,2442	*s*	
5,577	5,767	5,955	6,144	6,333	6,521	6,710	6,898	7,087	7,275	7,464	7,652	7,746	*v*	
743,7	753,3	763,0	772,7	782,5	792,3	802,3	812,3	822,6	832,7	843,0	853,4	858,7	*i*	0,50
2,0561	2,0720	2,0875	2,1026	2,1173	2,1318	2,1460	2,1599	2,1736	2,1870	2,2001	2,2131	2,2195	*s*	
4,646	4,804	4,961	5,118	5,277	5,434	5,591	5,749	5,906	6,063	6,220	6,376	6,454	*v*	
743,7	753,3	762,9	772,6	782,4	792,3	802,3	812,3	822,4	832,6	843,0	853,4	858,6	*i*	0,60
2,0359	2,0518	2,0673	2,0824	2,0972	2,1117	2,1259	2,1399	2,1534	2,1668	2,1800	2,1930	2,1994	*s*	
3,982	4,117	4,252	4,388	4,522	4,657	4,792	4,927	5,061	5,196	5,331	5,465	5,532	*v*	
743,6	753,2	762,9	772,6	782,4	792,3	802,2	812,3	822,4	832,6	842,9	853,3	858,5	*i*	0,70
2,0189	2,0348	2,0503	2,0654	2,0802	2,0946	2,1089	2,1228	2,1365	2,1498	2,1630	2,1760	2,1825	*s*	
3,482	3,601	3,720	3,838	3,956	4,074	4,191	4,309	4,427	4,545	4,663	4,781	4,840	*v*	
743,6	753,2	762,8	772,5	782,4	792,2	802,2	812,2	822,4	832,6	842,9	853,3	858,5	*i*	0,80
2,0040	2,0199	2,0354	2,0505	2,0653	2,0798	2,0940	2,1079	2,1216	2,1350	2,1482	2,1612	2,1677	*s*	
3,095	3,200	3,305	3,410	3,515	3,620	3,725	3,830	3,936	4,040	4,145	4,249	4,302	*v*	
743,4	753,0	762,7	772,4	782,3	792,2	802,2	812,2	822,3	832,6	842,9	853,3	858,5	*i*	0,90
1,9909	2,0068	2,0223	2,0374	2,0522	2,0667	2,0808	2,0947	2,1084	2,1218	2,1350	2,1480	2,1545	*s*	
2,784	2,880	2,975	3,068	3,163	3,257	3,352	3,446	3,540	3,635	3,729	3,824	3,871	*v*	
743,4	753,0	762,6	772,4	782,3	792,2	802,1	812,2	822,3	832,5	842,8	853,2	858,3	*i*	1,0
1,9800	1,9961	2,0116	2,0268	2,0417	2,0562	2,0703	2,0842	2,0977	2,1110	2,1240	2,1368	2,1431	*s*	
2,320	2,399	2,478	2,556	2,635	2,713	2,792	2,871	2,950	3,028	3,107	3,186	3,225	*v*	
743,4	753,0	762,6	772,4	782,3	792,2	802,1	812,2	822,3	832,5	842,8	853,1	858,2	*i*	1,2
1,9598	1,9759	1,9914	2,0066	2,0215	2,0360	2,0501	2,0640	2,0775	2,0908	2,1038	2,1167	2,1230	*s*	
1,987	2,056	2,123	2,190	2,258	2,325	2,393	2,460	2,528	2,595	2,662	2,731	2,765	*v*	
743,4	753,0	762,6	772,4	782,3	792,2	802,1	812,2	822,3	832,5	842,7	853,1	858,2	*i*	1,4
1,9426	1,9587	1,9742	1,9895	2,0044	2,0189	2,0331	2,0470	2,0605	2,0738	2,0868	2,0997	2,1060	*s*	
1,738	1, 98	1,857	1,916	1,975	2,034	2,093	2,152	2,211	2,270	2,330	2,389	2,418	*v*	
743,3	752,9	762,6	772,4	782,3	792,2	802,1	812,2	822,3	832,5	842,6	853,0	858,1	*i*	1,6
1,9276	1,9437	1,9594	1,9747	1,9896	2,0041	2,0182	2,0321	2,0457	2,0590	2,0720	2,0848	2,0912	*s*	
1,545	1,598	1,650	1,702	1,755	1,807	1,860	1,913	1,965	2,018	2,071	2,124	2,149	*v*	
743,1	752,8	762,6	772,4	782,3	792,2	802,1	812,2	822,2	832,4	842,6	853,0	858,1	*i*	1,8
1,9145	1,9306	1,9463	1,9616	1,9765	1,9910	2,0052	2,0191	2,0327	2,0460	2,0590	2,0718	2,0782	*s*	
1,390	1,437	1,485	1,532	1,579	1,626	1,673	1,721	1,768	1,815	1,864	1,911	1,935	*v*	
743,0	752,8	762,6	772,4	782,2	792,1	802,1	812,1	822,2	832,4	842,6	852,9	858,1	*i*	2,0
1,9027	1,9190	1,9347	1,9500	1,9649	1,9794	1,9936	2,0075	2,0210	2,0343	2,0473	2,0601	2,0665	*s*	
1,111	1,149	1,187	1,225	1,262	1,300	1,338	1,376	1,414	1,452	1,490	1,528	1,547	*v*	
742,7	752,5	762,3	772,2	782,0	791,9	802,0	812,0	822,0	832,2	842,4	852,8	857,9	*i*	2,5
1,8778	1,8941	1,9098	1,9251	1,9400	1,9545	1,9688	1,9827	1,9963	2,0096	2,0226	2,0355	2,0419	*s*	
0,9243	0,9562	0,9881	1,020	1,052	1,083	1,115	1,147	1,179	1,210	1,242	1,273	1,288	*v*	
742,5	752,3	762,1	771,9	781,8	791,8	801,8	811,8	821,9	832,1	842,3	852,6	857,8	*i*	3,0
1,8572	1,8736	1,8895	1,9048	1,9197	1,9342	1,9485	1,9624	1,9761	1,9894	2,0024	2,0152	2,0216	*s*	
0,6917	0,7158	0,7398	0,7637	0,7875	0,8114	0,8352	0,8590	0,8828	0,9066	0,9304	0,9542	0,9660	*v*	
741,9	751,8	761,6	771,5	781,4	791,4	801,5	811,6	821,7	831,9	842,0	852,3	857,6	*i*	4,0
1,8249	1,8412	1,8571	1,8726	1,8876	1,9021	1,9164	1,9304	1,9441	1,9574	1,9705	1,9833	1,9896	*s*	

P кг/см²	t° C	40°	60°	80°	100°	120°	140°	160°	180°	200°	220°	240°	260°	280°	300°
5,0	v	1,0077	1,0168	1,0287	1,0433	1,0601	1,0797	0,3917	0,4129	0,4334	0,4537	0,4736	0,4935	0,5131	0,5327
	i	40,1	60,0	80,0	100,1	120,3	140,7	661,3	672,0	682,0	691,9	701,8	711,6	721,5	731,4
	s	0,1365	0,1983	0,2566	0,3120	0,3646	0,4150	1,6422	1,6667	1,6881	1,7085	1,7282	1,7471	1,7652	1,7827
6,0	v	1,0077	1,0168	1,0287	1,0432	1,0601	1,0797	0,3232	0,3416	0,3591	0,3763	0,3932	0,4099	0,4264	0,4428
	i	40,1	60,1	80,1	100,1	120,3	140,7	659,1	670,4	680,8	690,8	700,8	710,7	720,7	730,7
	s	0,1365	0,1983	0,2566	0,3120	0,3646	0,4150	1,6178	1,6439	1,6662	1,6871	1,7069	1,7259	1,7441	1,7616
7,0	v	1,0076	1,0168	1,0286	1,0432	1,0600	1,0796	1,1020	0,2906	0,3059	0,3209	0,3356	0,3501	0,3644	0,3785
	i	40,1	60,1	80,1	100,1	120,3	140,7	161,3	669,0	679,6	689,8	700,0	710,0	720,0	730,1
	s	0,1365	0,1983	0,2566	0,3120	0,3646	0,4150	0,4637	1,6242	1,6473	1,6686	1,6887	1,7079	1,7263	1,7439
8,0	v	1,0076	1,0167	1,0286	1,0431	1,0600	1,0795	1,1020	0,2524	0,2662	0,2795	0,2925	0,3054	0,3180	0,3305
	i	40,2	60,1	80,1	100,2	120,3	140,7	161,3	667,2	678,4	688,9	699,1	709,3	719,4	729,4
	s	0,1365	0,1983	0,2566	0,3119	0,3646	0,4149	0,4636	1,6067	1,6507	1,6523	1,6726	1,6920	1,7106	1,7284
9,0	v	1,0075	1,0167	1,0285	1,0431	1,0599	1,0795	1,1019	0,2226	0,2353	0,2472	0,2589	0,2704	0,2818	0,2930
	i	40,2	60,1	80,1	100,2	120,4	140,7	161,3	665,8	677,0	687,7	698,1	708,5	718,6	728,7
	s	0,1364	0,1983	0,2565	0,3119	0,3645	0,4149	0,4636	1,5907	1,6154	1,6375	1,6582	1,6780	1,6967	1,7145
10	v	1,0075	1,0166	1,0285	1,0430	1,0599	1,0794	1,1018	0,1987	0,2103	0,2214	0,2321	0,2426	0,2529	0,2630
	i	40,2	60,1	80,1	100,2	120,4	140,7	161,3	663,6	675,6	686,7	697,4	707,7	717,8	728,0
	s	0,1364	0,1982	0,2565	0,3119	0,3645	0,4149	1,4635	1,5755	1,6015	1,6241	1,6454	1,6654	1,6841	1,7020
12	v	1,0074	1,0165	1,0284	1,0429	1,0598	1,0793	1,1017	1,1273	0,1728	0,1825	0,1918	0,2007	0,2095	0,2181
	i	40,2	60,2	80,2	100,2	120,4	140,8	161,3	182,2	672,7	684,4	695,5	706,0	716,4	726,6
	s	0,1364	0,1982	0,2565	0,3119	0,3645	0,4148	0,4635	0,5106	1,5770	1,6006	1,6225	1,6429	1,6621	1,6803
14	v	1,0078	1,0164	1,0283	1,0428	1,0596	1,0792	1,1015	1,1272	0,1460	0,1547	0,1629	0,1708	0,1784	0,1859
	i	40,3	60,2	80,2	100,3	120,4	140,8	161,4	182,2	669,8	682,2	693,6	704,3	714,6	725,1
	s	0,1364	0,1982	0,2564	0,3118	0,3644	0,4148	0,4634	0,5105	1,5545	1,5802	1,6026	1,6233	1,6428	1,6614
16	v	1,0072	1,0163	1,0282	1,0427	1,0595	1,0791	1,1014	1,1270	1,1565	0,1338	0,1411	0,1482	0,1551	0,1618
	i	40,3	60,2	80,2	100,3	120,5	140,8	161,4	182,3	203,5	679,8	691,5	702,4	713,2	724,0
	s	0,1364	0,1982	0,2564	0,3118	0,3644	0,4147	0,4633	0,5104	0,5562	1,5617	1,5848	1,6060	1,6259	1,6449
18	v	1,0071	1,0162	1,0281	1,0425	1,0594	1,0789	1,1013	1,1268	1,1563	0,1175	0,1242	0,1307	0,1369	0,1430
	i	40,4	60,3	80,3	100,3	120,5	140,9	161,4	182,3	203,5	677,2	689,4	700,7	711,8	722,8
	s	0,1364	0,1982	0,2564	0,3117	0,3644	0,4147	0,4633	0,5103	0,5561	1,5443	1,5686	1,5904	1,6107	1,6299
20	v	1,0070	1,0161	1,0280	1,0425	1,0593	1,0788	1,1011	1,1267	1,1561	0,1043	0,1108	0,1168	0,1225	0,2181
	i	40,4	60,3	80,3	100,4	120,5	140,9	161,4	182,3	203,5	674,6	687,3	698,9	710,2	721,3
	s	0,1364	0,1981	0,2563	0,3117	0,3643	0,4146	0,4632	0,5102	0,5560	1,5284	1,5534	1,5760	1,5970	1,6166
25	v	1,0068	1,0159	1,0278	1,0422	1,0591	1,0785	1,1008	1,1263	1,1556	1,1899	0,08643	0,09158	0,09640	0,1010
	i	40,5	60,4	80,4	100,5	120,6	141,0	161,5	182,3	203,6	225,3	681,5	694,1	706,2	717,8
	s	0,1363	0,1980	0,2562	0,3116	0,3642	0,4145	0,4630	0,5100	0,5558	0,6009	1,5205	1,5447	1,5668	1,5875
30	v	1,0066	1,0157	1,0275	1,0419	1,0588	1,0782	1,1004	1,1259	1,1552	1,1892	0,06987	0,07459	0,07889	0,08294
	i	40,6	60,5	80,5	100,5	120,7	141,1	161,6	182,4	203,6	225,3	675,1	688,9	701,9	714,1
	s	0,1362	0,1980	0,2561	0,3115	0,3641	0,4144	0,4629	0,5098	0,5556	0,6006	1,4905	1,5171	1,5408	1,5625
35	v	1,0064	1,0155	1,0273	1,0417	1,0585	1,0779	1,1001	1,1255	1,1547	1,1886	1,2290	0,06233	0,06630	0,06998
	i	40,7	60,6	80,6	100,6	120,8	141,1	161,6	182,5	203,7	225,4	247,7	683,8	697,7	710,5
	s	0,1362	0,1979	0,2561	0,3114	0,3640	0,4143	0,4627	0,5096	0,5553	0,6004	0,6448	1,4922	1,5176	1,5405
40	v	1,0062	1,0152	1,0271	1,0414	1,0582	1,0776	1,0997	1,1251	1,1542	1,1880	1,2282	0,05302	0,05679	0,06022
	i	40,8	60,7	80,7	100,7	120,9	141,2	161,7	182,5	203,7	225,4	247,7	678,1	693,0	706,6
	s	0,1362	0,1978	0,2560	0,3113	0,3639	0,4142	0,4625	0,5094	0,5551	0,6001	0,6445	1,4686	1,4960	1,5202
45	v	1,0060	1,0150	1,0269	1,0412	1,0580	1,0773	1,0994	1,1247	1,1537	1,1874	1,2274	0,04567	0,04935	0,05260
	i	40,9	60,8	80,8	100,8	121,0	141,3	161,8	182,6	203,8	225,4	247,8	671,0	688,0	702,5
	s	0,1361	0,1978	0,2559	0,3112	0,3638	0,4141	0,4624	0,5092	0,5549	0,5999	0,6442	1,4456	1,4760	1,5018

p кг/см²	t°C	40°	60°	80°	100°	120°	140°	160°	180°	200°	220°	240°	260°	280°	300°
50	v	1,0057	1,0148	1,0266	1,0409	1,0577	1,0770	1,0990	1,1243	1,1532	1,1868	1,2266	1,2751	0,04330	0,04646
	i	41,0	60,9	80,9	100,9	121,1	141,4	161,8	182,6	203,8	225,5	247,8	271,0	682,6	698,4
	s	0,1361	0,1977	0,2558	0,3111	0,3637	0,4140	0,4622	0,5090	0,5547	0,5996	0,6439	0,6885	1,4566	1,4844
60	v	1,0053	1,0144	1,0262	1,0404	1,0572	1,0764	1,0984	1,1235	1,1522	1,1857	1,2251	1,2729	0,03405	0,03711
	i	41,2	61,1	81,1	101,1	121,2	141,5	162,0	182,8	203,9	225,5	247,8	270,9	670,5	689,0
	s	0,1360	0,1976	0,2556	0,3109	0,3635	0,4137	0,4619	0,5086	0,5543	0,5991	0,6433	0,6878	1,4187	1,4513
70	v	1,0049	1,0139	1,0257	1,0399	1,0566	1,0758	1,0977	1,1226	1,1513	1,1845	1,2236	1,2709	1,3308	0,03029
	i	41,4	61,3	81,2	101,2	121,4	141,7	162,1	182,9	204,0	225,6	247,8	270,9	295,2	678,6
	s	0,1359	0,1974	0,2555	0,3107	0,3633	0,4135	0,4617	5,5082	0,5539	0,5986	0,6428	0,6871	0,7317	1,4196
80	v	1,0045	1,0135	1,0252	1,0394	1,0561	1,0752	1,0970	1,1219	1,1504	1,1833	1,2221	1,2689	1,3279	0,02503
	i	41,6	61,5	81,4	101,4	121,6	141,8	162,2	183,0	204,1	225,7	247,8	270,9	295,1	666,6
	s	0,1359	0,1973	0,2553	0,3105	0,3631	0,4133	0,4614	0,5079	0,5535	0,5982	0,6423	0,6864	0,7308	1,3871
90	v	1,0040	1,0130	1,0248	1,0389	1,0556	1,0746	1,0963	1,1211	1,1494	1,1822	1,2206	1,2669	1,3250	1,4024
	i	41,8	61,7	81,6	101,6	121,7	142,0	162,4	183,1	204,2	225,7	247,9	270,9	295,0	320,9
	s	0,1357	0,1971	0,2551	0,3103	0,3628	0,4130	0,4611	0,5075	0,5532	0,5977	0,6417	0,6858	0,7300	0,7762
100	v	1,0036	1,0126	1,0243	1,0384	1,0550	1,0740	1,0957	1,1203	1,1485	1,1810	1,2192	1,2650	1,3222	1,3979
	i	42,1	61,9	81,8	101,8	121,9	142,1	162,5	183,2	204,3	225,8	247,9	270,9	294,9	320,7
	s	0,1356	0,1970	0,2550	0,3101	0,3626	0,4128	0,4608	0,5072	0,5527	0,5973	0,6412	0,6852	0,7293	0,7751
120	v	1,0028	1,0117	1,0234	1,0375	1,0540	1,0728	1,0943	1,1188	1,1466	1,1788	1,2163	1,2613	1,3169	1,3897
	i	42,5	62,3	82,2	102,1	122,2	142,4	162,8	183,5	204,5	225,9	248,0	270,8	294,6	320,1
	s	0,1355	0,1967	0,2547	0,3097	0,3623	0,4124	0,4603	0,5066	0,5520	0,5964	0,6402	0,6839	0,7278	0,7729
140	v	1,0019	1,0109	1,0225	1,0365	1,0529	1,0717	1,0930	1,1172	1,1448	1,1766	1,2136	1,2576	1,3118	1,3820
	i	42,9	62,7	82,5	102,5	122,6	142,8	163,1	183,7	204,7	226,1	248,0	270,8	294,5	319,5
	s	0,1352	0,1965	0,2544	0,3094	0,3619	0,4119	0,4598	0,5060	0,5513	0,5955	0,6392	0,6827	0,7263	0,7709
160	v	1,0011	1,0100	1,0216	1,0356	1,0519	1,0705	1,0917	1,1157	1,1430	1,1744	1,2108	1,2541	1,3070	1,3746
	i	43,3	63,1	82,9	102,9	122,9	143,1	163,4	183,9	204,9	226,2	248,1	270,7	294,4	319,1
	s	0,1351	0,1962	0,2541	0,3090	0,3615	0,4115	0,4593	0,5054	0,5506	0,5946	0,6382	0,6816	0,7250	0,7690
180	v	1,0003	1,0092	1,0207	1,0347	1,0508	1,0694	1,0905	1,1143	1,1412	1,1722	1,2082	1,2506	1,3023	1,3678
	i	43,7	63,5	83,3	103,2	123,2	143,3	163,6	184,2	205,1	226,3	248,2	270,7	294,2	318,7
	s	0,1350	0,1959	0,2538	0,3087	0,3611	0,4110	0,4588	0,5048	0,5499	0,5938	0,6372	0,6804	0,7236	0,7673
200	v	0,9995	1,0083	1,0198	1,0337	1,0498	1,0682	1,0892	1,1128	1,1395	1,1701	1,2055	1,2472	1,2977	1,3612
	i	44,1	63,8	83,7	103,6	123,6	143,7	163,9	184,4	205,3	226,5	248,2	270,7	294,0	318,4
	s	0,1347	0,1958	0,2536	0,3084	0,3607	0,4106	0,4583	0,5042	0,5492	0,5930	0,6363	0,6792	0,7222	0,7655
220	v	0,9986	1,0075	1,0190	1,0328	1,0488	1,0671	1,0879	1,1113	1,1379	1,1680	1,2029	1,2439	1,2933	1,3549
	i	44,5	64,2	84,0	103,9	123,9	144,0	164,2	184,7	205,4	226,6	248,3	270,7	293,9	318,0
	s	0,1345	0,1955	0,2533	0,3081	0,3603	0,4101	0,4578	0,5037	0,5485	0,5922	0,6353	0,6781	0,7208	0,7638
240	v	0,9978	1,0067	1,0181	1,0318	1,0478	1,0661	1,0866	1,1099	1,1362	1,1660	1,2005	1,2408	1,2891	1,3489
	i	44,9	64,6	84,4	104,3	124,3	144,3	164,5	184,9	205,6	226,7	248,4	270,7	293,8	317,8
	s	0,1344	0,1953	0,2530	0,3077	0,3599	0,4097	0,4573	0,5031	0,5477	0,5914	0,6343	0,6769	0,7195	0,7622
260	v	0,9970	1,0058	1,0172	1,0309	1,0468	1,0649	1,0854	1,1085	1,1345	1,1640	1,1980	1,2376	1,2850	1,3433
	i	45,3	65,0	84,8	104,6	124,6	144,6	164,8	185,2	205,8	226,9	248,5	270,7	293,7	317,5
	s	0,1342	0,1951	0,2527	0,3074	0,3595	0,4093	0,4568	0,5026	0,5472	0,5906	0,6334	0,6768	0,7181	0,7605
280	v	0,9962	1,0050	1,0164	1,0300	1,0458	1,0639	1,0842	1,1071	1,1328	1,1621	1,1956	1,2347	1,2811	1,3380
	i	45,8	65,4	85,2	105,0	124,9	144,9	165,1	185,5	206,0	227,0	248,6	270,7	293,6	317,3
	s	0,1340	0,1949	0,2525	0,3072	0,3591	0,4088	0,4564	0,5020	0,5466	0,5898	0,6324	0,6747	0,7167	0,7589
300	v	0,9954	1,0042	1,0154	1,0291	1,0448	1,0628	1,0830	1,1057	1,1312	1,1602	1,1933	1,2317	1,2773	1,3328
	i	46,2	65,8	85,5	105,4	125,3	145,2	165,4	185,7	206,2	227,1	248,6	270,7	293,5	317,0
	s	0,1338	0,1947	0,2522	0,3068	0,3587	0,4084	0,4559	0,5015	0,5459	0,5890	0,6315	0,6736	0,7154	0,7574

ОПЕЧАТКИ

Страница	Колонка	Строка	Напечатано	Должно быть
32	правая	7 сверху	$V_{H_2O} = H_2^m + 2CH_4^m + \Sigma \frac{n}{2} C_m H_n^m + \ldots$	$V_{H_2O} = 0{,}01 \left[H_2^m + 2CH_4 + \Sigma \frac{n}{2} C_m H_n^m + \right.$
37	левая	13 сверху	$+ 0{,}001 \left[\frac{d_m}{0{,}804} + \frac{0{,}1293}{0{,}804} \alpha V_0 d_в \right]$	$\left. + \frac{d_m}{0{,}804 \cdot 10} + \frac{1{,}293\ \alpha V_0 d_в}{0{,}804 \cdot 10} \right]$
37	левая	13 сверху	$V_{H_2O} = 0{,}01 \left(\frac{d^m}{0{,}804 \cdot 10} + \frac{0{,}1293 V_в d_в}{0{,}804 \cdot 10} \right) + \ldots$	
37	левая	13 сверху	$+ H_2^m + 2CH_4^m$	
49	правая	7 снизу	$t''_{в.э}$	$t_{в.э}$
59	правая	19 снизу	421	4210
59	правая	18 снизу	429	4290
60	левая	4 сверху	$+ 0{,}00546 = 0{,}0089$	$+ 0{,}0595 \approx 0{,}0629$
60	левая	6 сверху	$- 0{,}0089 = 0{,}793$	$- 0{,}0629 \approx 0{,}739$
63	правая	12 сверху	$Q_з = 47{,}1$ *ккал/кг*; $q_з = 0{,}6\%$	$Q_з = 71{,}9$ *ккал/кг*; $q_з = 0{,}99\%$
89	правая	22 сверху	———	пропущеяо: Температура горячего воздуха $t''_{гв} = 356°$ С.
96	левая	15 снизу	9,3	7,3
135	левая	17 снизу	$(z_1 - z_2)$	$(z_2 - z_1)$
159	правая	3 сверху	$\frac{13{,}4^2 + 7{,}29^2}{2}$	$\sqrt{\frac{13{,}4^2 + 7{,}29^2}{2}}$
193	левая	3 сверху	$\varphi_{пр} = \varphi_к \frac{1 + m^2}{\left(1 + \frac{m^2}{2}\right)^2 + m^2}$	$\varphi_{пр} = \varphi_к \frac{1 + m^2}{\sqrt{\left(1 + \frac{m^2}{2}\right)^2 + m^2}}$

С. П. Кашников и В. Н. Цыганков. Расчет котельных агрегатов в примерах и задачах.