

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БАРАНОВИЧСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

**Учебно-методическое пособие
для студентов инженерных специальностей**

**Рекомендовано к печати научно-методическим
советом университета**

**Барановичи
РИО БарГУ
2010**

УДК 54(075.8)
ББК 35.112я73
Т34

Составитель

И. А. Богданович

Рецензенты:

О. Е. Хотянович, кандидат технических наук (БГТУ, г. Минск);
Ю. К. Калугин, кандидат технических наук (БарГУ, г. Барановичи)

Т34 **Теплоэнергетические установки** [Текст] : учеб.-метод. пособие для студентов инженер. специальностей / сост. И. А. Богданович. — Барановичи : РИО БарГУ, 2010. — 93, [15] с. : ил. — 80 экз. — ISBN 978-985-498-371-4.

Содержит теоретические основы данного раздела дисциплины, расчеты процесса горения топлива, рассматривает методику составления теплового баланса, приведены примеры тепловых расчетов основных элементов котельных установок.

Предназначено для студентов инженерного факультета дневной и заочной форм получения образования, а также факультета непрерывного образования.

Может быть использовано при проведении практических занятий, при подготовке к экзаменам и выполнении индивидуальных заданий.

Табл. 10. Рис. 12. Прил. 3.

УДК 54(075.8)
ББК 35.112я73

ISBN 978-985-498-371-4

© БарГУ, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

Список условных обозначений	4
<i>Введение</i>	9
1 Топливо и процессы его горения	10
1.1 Виды топлива	10
1.2 Состав топлива	11
1.3 Основы процессов горения топлива	18
1.4 Расчеты процессов горения	20
1.5 Определение энтальпии газообразных продуктов сгорания	29
2 Котельные установки	35
2.1 Назначение и классификация	35
2.2 Технологическая схема котельного парового агрегата	38
2.3 Характеристика основных элементов котельной установки	41
2.3.1 Топочные устройства	41
2.3.2 Пароперегреватели	44
2.3.3 Воздухоподогреватели	45
2.3.4 Водяные экономайзеры	47
2.4 Тепловой баланс котельного агрегата	48
2.5 Расчет теплообмена в топочных устройствах	65
2.6 Расчет конвективных поверхностей нагрева котельного агрегата ...	72
2.6.1 Пароперегреватели	72
2.6.2 Экономайзеры	73
2.6.3 Воздухоподогреватели	74
3 Индивидуальные задания	85
Приложение А	88
Приложение Б	95
Приложение В	96
Список использованных источников	104

СПИСОК УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

A^P	—	зольность рабочей массы (содержание золы в рабочей массе топлива), %
A^c	—	зольность сухой массы (содержание золы в сухой массе топлива), %
$a_{\text{шл+пр}}$	—	доля золы в шлаке и провале в сумме от общего количества золы, введенного в топку с топливом, %
$a_{\text{ун}}$	—	доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания
$a_{\text{шл}}$	—	доля золы топлива в шлаке
B	—	расход натурального топлива, кг / с
B_y	—	расход условного топлива, кг / с
$C_{\text{шл+пр}}$	—	содержание горючих в шлаке и провале в сумме, %
$C_{\text{ун}}$	—	содержание горючих в уносе, %
$C_{\text{топл}}^P$	—	теплоемкость рабочей массы топлива, кДж / (кг · °С)
$C_{\text{топл}}^c$	—	теплоемкость сухой массы твердого топлива, кДж / (кг · °С)
$C_{\text{H}_2\text{O}}$	—	теплоемкость воды, кДж / (кг · °С)
C_p	—	средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг (1 м^3) топлива кДж / (кг · °С).
$c_{\text{шл}}$	—	массовая теплоемкость шлака, кДж / (кг · °С)
$C_{\text{H}_2\text{O}}^v$	—	средняя объемная теплоемкость водяных паров, кДж / ($\text{м}^3 \cdot \text{°С}$)
$C_{\text{возд}}^v$	—	средняя объемная теплоемкость влажного воздуха, кДж / ($\text{м}^3 \cdot \text{°С}$)
$C_{\text{y.г}}^v$	—	средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении, определяемая по t_{yx} , кДж / ($\text{м}^3 \cdot \text{°С}$)
$C_{\text{рец}}^v$	—	средняя объемная теплоемкость рециркулирующих газов, кДж / ($\text{м}^3 \cdot \text{°С}$)
D	—	паропроизводительность или мощность котла, кг / с
$D_{\text{п.п}}$	—	расход перегретого пара, кг / с
$D_{\text{н.п}}$	—	расход насыщенного пара, кг / с
$D_{\text{п.-п}}$	—	расход пара через пароперегреватель, кг / с
D_3	—	расход воды через экономайзер, кг / с
d_{r}	—	влажность газообразного топлива, г / м^3
E	—	тепловой эквивалент топлива
$H_{\text{л}}$	—	лучевоспринимающая поверхность нагрева, м^2
$H_{\text{п.-п}}$	—	конвективная поверхность нагрева пароперегревателя, м^2
H_3	—	конвективная поверхность нагрева экономайзера, м^2
$H_{\text{возд.-п}}$	—	конвективная поверхность нагрева воздухоподогревателя
I	—	энтальпия продуктов сгорания 1 кг (м^3) топлива, кДж / м^3 , кДж / кг

$I_{возд}^0$	—	энтальпия избыточного воздуха, кДж / м ³
I_z	—	энтальпия золы данного топлива, кДж / кг
$I_{п}$	—	энтальпия пара, идущего на дутье или распыливание топлива, кДж / кг
$I_{п.п}$	—	энтальпия перегретого пара, кДж / кг
$I_{н.п}$	—	энтальпия насыщенного пара, кДж / кг
$I_{п.вод}$	—	энтальпия питательной воды, кДж / кг
$I_{к.вод}$	—	энтальпия котловой воды, кДж / кг
I_2	—	энтальпия воды, поступающей в котел, кДж / кг
I_1	—	энтальпия воды, выходящей из котла, кДж / кг
$I_{у.г}$	—	энтальпия продуктов сгорания, кДж / кг
$I_{х.возд}^0$	—	энтальпия холодного воздуха, кДж / кг
I'_z	—	средняя энтальпия золы, кДж / кг
$I'_{п.-п}$	—	энтальпия продуктов сгорания на входе в пароперегреватель, кДж / кг
$I'_{э}$	—	энтальпия продуктов сгорания на входе в экономайзер, кДж / кг
$I'_{возд.-п}$	—	энтальпия продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель, кДж / кг
$I'_{п.в.}$	—	энтальпия воды (или пароводяной смеси) на входе в экономайзер, кДж / кг
$I'_{возд.-п}$	—	энтальпия теоретически необходимого объема воздуха на входе в воздухоподогреватель, кДж / кг
I'	—	энтальпия сухого насыщенного пара, кДж / кг
$I''_{п.-п}$	—	энтальпия продуктов сгорания на входе в пароперегреватель, кДж / кг
$I''_{э}$	—	энтальпия продуктов сгорания на выходе из экономайзера, кДж / кг
$I''_{возд.-п}$	—	энтальпия продуктов сгорания на выходе из воздухоподогревателя, кДж / кг
$I''_{п.в.}$	—	энтальпия воды (или пароводяной смеси) на выходе из экономайзера, кДж / кг
$I''_{возд.-п}$	—	энтальпия теоретически входе в него, кДж / кг
I''	—	энтальпия воды, кДж / кг
$k_{п.-п}$	—	коэффициент теплопередачи для пароперегревателя, кВт / (м ² · °С)
$k_э$	—	коэффициент теплопередачи для экономайзера, кВт / (м ² · °С)
$k_{возд.-п}$	—	коэффициент теплопередачи для воздухоподогревателя, кВт / (м ² · °С)
M_B	—	расход воды, кг / с
M	—	расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположения максимума температуры в топке
P	—	величина непрерывной продувки, %
$P_{п.п}$	—	давление перегретого пара, МПа

$Q_{\text{в}}^{\text{р}}$	—	высшая теплота сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива, кДж / кг
$Q_{\text{н}}^{\text{с}}$	—	низшая теплота сгорания сухой массы газообразного топлива, кДж / м ³
$Q_{\text{т}}$	—	полезное тепловыделение в топке, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_{\text{р}}^{\text{р}}$	—	располагаемая теплота, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_1(q_1)$	—	теплота, полезно использованная в котлоагрегате на получение пара, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_2(q_2)$	—	потери теплоты с уходящими газами, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_3(q_3)$	—	потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_4(q_4)$	—	потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_5(q_5)$	—	потери теплоты в окружающую среду, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_6(q_6)$	—	потеря теплоты с физической теплотой шлака, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_{\text{физ}}$	—	физическая теплота топлива, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_{\text{вн. возд}}$	—	теплота, вносимая в топку с воздухом, подогретым вне агрегата, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_{\text{вн. дуг}}$	—	теплота, вносимая в топку с паровым дутьем, кДж / кг, кДж / м ³
$Q_{\text{к}}$	—	теплота, затраченная на разложение карбонатов при сжигании сланцев, кДж / кг.
$Q_{4_{\text{шл}}}$	—	потери теплоты топлива со шлаком, кДж / кг
$Q_{4_{\text{пр}}}$	—	потери теплоты с провалом топлива под колосниковую решетку, кДж / кг
$Q_{4_{\text{ун}}}$	—	потери теплоты с частицами топлива, уносимыми уходящими газами, кДж / кг
$Q_{\text{РЕЦ}}$	—	теплота рециркулирующих газов, кДж / кг
$Q_{\text{п.-п}}$	—	количество теплоты, воспринятое паром в пароперегревателе, кДж / кг
Q_3	—	количество теплоты, воспринятое водой в экономайзере, кДж / кг
$Q_{\text{возд.-п}}$	—	количество теплоты, воспринятое воздухом в воздухоподогревателе, кДж / кг
$Q'_{\text{возд}}$	—	теплота, вносимая в топку с поступающим холодным или горячим воздухом, кДж / кг
S'	—	энтропия сухого насыщенного пара, кДж / (кг · °С)
S''	—	энтропия воды, кДж / (кг · °С)
$T_{\text{т}}$	—	абсолютная теоретическая температура горения топлива в топке, К
t	—	температура газов на выходе из топки, °С
$t_{\text{рец}}$	—	температура рециркулирующих газов, °С
$t_{\text{т}}$	—	теоретическая температура горения топлива в топке, °С
$t_{\text{в}}$	—	температура воды на выходе из котла, °С
$t_{\text{п.в}}$	—	температура питательной воды на входе в экономайзер или пароводяной коллектор (сепаратор), °С
$t_{\text{н}}$	—	температура насыщения, °С

$t_{н.п}$	—	температура пара на входе в пароперегреватель, °С
$t_{возд}$	—	температура воздуха, °С
$t_{топлив}$	—	температура топлива на входе в топку, °С
$t_{у.г}$	—	температура уходящих газов на выходе из последнего газохода, °С
$t_{шл}$	—	температура шлака, °С
$t_{г.возд}$	—	температура горячего воздуха, °С
$t_{х.возд}$	—	температура холодного воздуха, °С
$t_{п.п}$	—	температура перегретого пара, °С
\bar{t}	—	средняя температура воздуха в воздухоподогревателе, °С
$t'_{п.-п}$	—	температура газов на входе в пароперегреватель, °С
t'_3	—	температура газов на входе в экономайзер, °С
$t'_{возд}$	—	температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С
t'_T	—	температура газов на выходе из топки, °С
$t'_{возд}$	—	температура воздуха на входе в воздухоподогреватель, °С
$t'_{возд.-п}$	—	температура газов на входе в воздухоподогреватель, °С
$t''_{возд}$	—	температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя, °С
$t''_{возд.-п}$	—	температура газов на выходе из воздухоподогревателя, °С
$t''_{п.-п}$	—	температура газов на выходе из пароперегревателя, °С
t''_3	—	температура газов на выходе из экономайзера, °С
$t''_в$	—	температура воды на выходе из экономайзера, °С
$t''_{возд}$	—	температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя, °С
$\Delta t_{возд}$	—	разность температур подогретого и холодного воздуха, °С.
$\Delta t_{п.-п}$	—	температурный напор в пароперегревателе, °С
$\Delta t_б$	—	разность температур между продуктами сгорания и паром на том конце поверхности нагрева, где она наибольшая, °С;
$\Delta t_м$	—	разность температур между продуктами сгорания и паром на том конце поверхности нагрева, где она наименьшая, °С
Δt_3	—	температурный напор в экономайзере, °С
$\Delta t_{возд.-п}$	—	температурный напор в воздухоподогревателе, °С
V_0	—	теоретическое количество воздуха необходимое для полного сжигания 1 кг топлива, м ³ / кг; м ³ / м ³
$V_{возд}$	—	действительный расход воздуха, м ³ / кг; м ³ / м ³
V_{RO_2}	—	теоретический объем трехатомных газов (SO ₂ + CO ₂), м ³ / кг

V_{K_2}	—	теоретический объем двухатомных газов (O_2 , N_2 и др.), $m^3 / кг$
$V_{H_2O}^{min}$	—	теоретический объем водяных паров, $m^3 / кг$
$V_{y.g}$	—	объем уходящих (дымовых) газов на выходе из последнего газохода котлоагрегата, $m^3 / кг$
V_{rec}	—	удельный объем рециркулирующих газов, $m^3 / кг$;
ΔV	—	объем избыточного воздуха, $m^3 / кг$; m^3 / m^3
$W_{п}$	—	расход пара, идущего на дутье или распыливание топлива, $кг / кг$
W^p	—	содержание влаги в топливе (рабочая влажность), %
X	—	масса топлива, $кг$
α	—	коэффициент избытка воздуха
α_T	—	коэффициент избытка воздуха в топке
α_T	—	степень черноты топки
$\alpha_{пр}$	—	присос воздуха в пылеприготовительной установке
$\alpha_{y.g}$	—	коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом (за последним газоходом)
$\Delta\alpha_{п.-п}$	—	присос воздуха в газоходе пароперегревателя
$\Delta\alpha_э$	—	присос воздуха в газоходе экономайзера
$\Delta\alpha_{возд.-п}$	—	присос воздуха в воздухоподогревателе
$\Delta\alpha_{пр}$	—	присос воздуха в топке
$\beta_{возд.-п}$	—	отношение объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому
β_{PEC}	—	доля рециркулирующего воздуха
$\eta_{к.а}$	—	коэффициент полезного действия котельного агрегата (КПД)
$\eta_{к.а}^{бр}$	—	коэффициент полезного действия котельного агрегата (брутто)
$\eta_{к.у}^{нт}$	—	КПД котельной установки (нетто)
ξ	—	условный коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей
ϕ	—	коэффициент сохранения теплоты

ВВЕДЕНИЕ

«Теплотехника» — наука о законах и способах получения и переработки теплоты, преобразования ее в другие виды энергии.

Одним из основных источников энергии является теплота, получаемая при сжигании органического топлива. Теплоэнергетические установки широко применяются в промышленности, на транспорте и в сельском хозяйстве.

Устройство, принцип работы и методика теплового расчета теплоэнергетических установок соответствуют содержанию учебной программы дисциплины «Теплотехника», что способствует подготовке специалистов, владеющих навыками грамотной эксплуатации теплоэнергетического оборудования.

В первой части пособия рассматриваются виды, состав топлива и теоретические основы расчета процессов их горения, рассмотрены методики расчета показателей полного сгорания твердого, жидкого и газообразного топлива, определения энтальпии газообразных продуктов сгорания.

Вторая часть включает характеристику основных элементов котельной установки и принципы их работы. Приводятся методики расчета теплового баланса котельного агрегата, расчета теплообмена в топочных устройствах, расчета конвективных поверхностей нагрева.

Третья часть содержит индивидуальные задания тридцать вариантов для студентов по основным рассмотренным методикам расчета.

В приложениях имеется необходимый справочный материал.

Учебно-методическое пособие поможет студентам правильно использовать формулы для выполнения тепловых расчетов теплоэнергетических установок, к которым относятся котельные агрегаты.

Пособие рекомендовано для проведения практических занятий по дисциплине «Теплотехника», самостоятельной работы студентов, выполнения индивидуальных заданий, а также для подготовки к экзаменам.

1 ТОПЛИВО И ПРОЦЕССЫ ЕГО ГОРЕНИЯ

1.1 Виды топлива

Топливо — горючие вещества органического происхождения, используемые для получения теплоты.

По агрегатному состоянию они делятся на твердые, жидкие и газообразные, по происхождению — на природные и искусственные.

К твердому природному топливу относятся дрова, торф, бурый и каменный уголь, антрацит, горючие сланцы и др., к искусственному твердому топливу — древесный уголь, кокс, брикеты. Жидким природным топливом является нефть. Из нее в результате переработки получают искусственное жидкое топливо: бензин, керосин, мазут, спирт и др. К природному газообразному топливу относят природные газы, а к искусственному — доменный, коксовый, генераторный газы, нефтяной крекинг и др.

Состав горючей массы ископаемого твердого топлива зависит от условий его происхождения и геологического возраста. По геологическому возрасту (в порядке возрастания) твердое топливо может быть расположено следующим образом: древесина, торф, горючие сланцы, бурый уголь, каменный уголь, антрацит.

Торф образуется из болотных растений под водой без доступа воздуха, залегают неглубоко от поверхности земли пластами толщиной до 10 м. Чем выше степень разложения торфа, тем больше в нем содержится углерода и, следовательно, выше его удельная теплота сгорания. Торф является местным топливом. Транспортировать его нецелесообразно, так как он содержит влаги (до 50%) и минеральных примесей (до 11%), при перевозке крошится, легко увлажняется, а промерзший и выветрившийся торф рассыпается. Его целесообразно газифицировать, полученное газовое топливо удобно для транспортирования и сжигания. Выход летучих веществ на горючую массу топлива доходит до 70%.

Горючие сланцы являются древним торфом, имеющим большое сходство с ископаемым (сланцевым) углем. При сухой перегонке они разлагаются на кокс, смолу и побочные продукты перегонки, подвергающиеся дальнейшей переработке. Горючие сланцы являются ценным местным топливом и химическим сырьем. Выход летучих веществ на горючую массу составляет до 90%.

Ископаемые угли, образованные из деревьев и растений каменноугольного периода, являются главным видом естественного твердого топлива. По геологическому возрасту ископаемые угли делят на бурые, каменные и антрацит.

По мере увеличения геологического возраста угля в нем повышается содержание углерода, а следовательно, повышается и его удельная теплота сгорания.

Бурый уголь залегают под землей неглубоко, иногда его разработки ведутся открытым способом. Бурый уголь относят к низкосортному топливу, так как содержит до 45% влаги на рабочую массу топлива и до 40% минеральных примесей на сухую массу. Выход летучих веществ на горючую массу доходит до 60%. Бурый уголь механически непрочен и дает большое количество крошки.

Каменный уголь почти всегда залегают глубоко под землей, поэтому его добыча связана с подземными работами. Он содержит 75—93% углерода, влажность рабочего топлива колеблется в диапазоне от 4 до 12%, зольность на сухую массу — от 6 до 30, выход летучих веществ от сухой массы — от 10 до 45%.

Антрацит является самым древним ископаемым углем. Он плотный и поэтому имеет низкую рабочую влажность (от 4 до 6%), зольность от сухой массы составляет от 14 до 18, выход летучих веществ 4—7%.

Нефть в натуральном виде в качестве топлива обычно не применяют. В основном используется *мазут*, представляющий собой тяжелый остаток переработки нефти. Топочный мазут является высококачественным, почти безбалластным топливом; различают малосернистый (до 0,7% серы) и сернистый (до 3% серы) мазут.

Природный газ добывают не только из специальных газовых скважин, но и как побочный продукт при добыче нефти (*попутный нефтяной газ*). Основной составной частью природного газа является метан CH_4 . Природный газ обладает высокой удельной теплотой сгорания и используется в качестве топлива для промышленных печей, автотранспорта, а также для бытовых нужд.

К искусственному газообразному топливу относятся коксовый, мазутный, генераторный газы, получаемые при переработке нефти и естественного твердого топлива, а также в качестве побочного продукта в некоторых отраслях промышленного производства, как, например, доменный газ, который образуется в доменных печах при выплавке чугуна. Примерно половина полученного газа расходуется на собственные нужды доменной печи, а вторая половина газа может быть использована в качестве топлива.

1.2 Состав топлива

Твердое и жидкое топливо состоит из горючих (углерод, водород, летучая сера) и негорючих (азот, кислород) элементов, а также из балласта (зола и влага).

Углерод (С) является основным горючим элементом, на долю которого приходится 55—95% горючей массы топлива. Теплота сгорания углерода топлива принимается равной 34 000 кДж / кг.

Водород (Н) представляет собой второй по значению горючий элемент. Наибольшее количество водорода содержит газообразное топливо (до 25%), в основном состоящее из метана и других углеводородов. В твердом топливе содержится до 10% водорода. Теплота сгорания водорода топлива составляет 278 000 кДж / кг.

Сера (S) входит в состав различных горючих и негорючих веществ и является вредным компонентом топлива, так как продукты ее сгорания загрязняют окружающую среду и вызывают коррозию оборудования. Горючая часть серы в составе органических соединений называется *органической серой* (S_{op}), а в составе колчедана — *колчеданной серой* (S_k). *Летучая сера* таким образом представляет собой сумму: $S_l = S_{op} + S_k$. Теплота сгорания серы принимается равной 9 300 кДж / кг.

Негорючая часть серы входит в состав сульфатов различных металлов и называется *сульфатной серой* (S_c). При сгорании топлива сульфаты частично разлагаются, но в основном переходят в золу.

Кислород (О) и *азот* (N) не участвуют в процессе горения. Кислород связывает часть водорода, уменьшая теплоту сгорания топлива. Азот при горении топлива выделяется в газообразном состоянии.

Зольная (минеральная) часть топлива (А) является балластом. Она снижает теплоту сгорания топлива, вызывает дополнительные расходы на перевозку топлива и его размол, приводит к шлакованию и недожогу топлива. Минеральные негорючие примеси образуются в топливе как естественным путем, так и попадают в него в процессе добычи. В состав минеральных примесей входят силикаты, глинозем, известь, оксиды различных металлов, а также сульфаты и карбонаты. Зольность топлива колеблется в широких пределах, достигая в сланцах 60%.

Влага (W) является также вредным компонентом топлива. Для испарения ее требуется затратить часть тепла, выделяющегося при сгорании топлива, и поэтому увеличение влажности приводит к снижению теплоты сгорания топлива. Содержание влаги в топливе в основном определяется возрастом топлива, условиями его залегания, добычи и хранения и иногда достигает 30—50% (у бурых углей и торфа).

Газообразное топливо состоит из горючих (CO , H_2 , C_mH_n) и негорючих (N_2 , O_2 , CO_2) газов и небольшого количества водяного пара (H_2O).

Важной характеристикой твердого топлива является **выход летучих веществ** — величина, выражающая количество газообразных продуктов,

выделяющихся из топлива при термическом разложении без доступа воздуха (задается в процентах на горючую массу). В состав летучих веществ входят окись углерода, углекислый газ, водород, различные углеводороды и другие газы, образующиеся в результате разложения топлива. Водяной пар, выделяющийся при испарении влаги топлива, к летучим не относят.

Выход летучих веществ прямо пропорционально зависит от степени разложения топлива. Наибольший выход летучих веществ имеют топлива с низкой степенью разложения. Топливо с большим выходом летучих веществ лучше воспламеняется и горит, так как лучше перемешивается с воздухом. Это обстоятельство учитывается при конструировании и эксплуатации топочных устройств.

Образующийся после термического разложения топлива твердый остаток называется **коксом**. Его применяют в качестве топлива в металлургическом производстве.

Важным показателем топлива является температура плавления золы. Легкоплавкая зола приводит к шлакованию частиц топлива, в результате чего происходит неполное сгорание топлива. Зола состоит из веществ, имеющих различную температуру плавления, и поэтому плавится в некотором интервале температур. Сначала зола размягчается и при более высокой температуре переходит в жидкое состояние. При оценке свойств топлива определяют значения температур размягчения и перехода золы в жидкое состояние.

Элементарный состав топлива может быть задан рабочей, сухой, горючей или органической массами. При этом при буквенном обозначении элемента, входящего в состав топлива, вверху ставят индексы «р», «с», «г» или «о» соответственно.

Элементарный состав топлива задается в процентах по массе и может быть представлен в следующих равенствах:

рабочая масса:

$$C^p + H^p + O^p + N^p + S^p + A^p + W^p = 100\%;$$

сухая —

$$C^c + W^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\%;$$

горючая —

$$C^g + H^g + O^g + S^g + N^g = 100\%;$$

органическая —

$$C^0 + H^0 + N^0 + O^0 = 100\%.$$

Для пересчета состава топлива с одной массы на другую для твердого и жидкого топлива (кроме сланцев) применяют коэффициенты, приведенные в таблице 1.1.

Т а б л и ц а 1.1 — Коэффициенты для пересчета состава топлива с одной массы на другую

Заданная масса топлива	Коэффициенты пересчета на массу		
	рабочую	сухую	горючую
Рабочая	1	$\frac{100}{100 - W^P}$	$\frac{100}{100 - W^P - A^P}$
Сухая	$\frac{100 - W^P}{100}$	1	$\frac{100}{100 - W^P}$
Горючая	$\frac{100 - W^P - A^P}{100}$	$\frac{100 - A^P}{100}$	1

Средний состав смеси, %, двух твердых или жидких видов топлива, заданных массовыми долями, определяется следующими уравнениями:

$$C_{\text{см}}^P = x_1 C_1^P + (1 - x_1) C_2^P; \quad (1.1)$$

$$H_{\text{см}}^P = x_1 H_1^P + (1 - x_1) H_2^P; \quad (1.2)$$

$$S_{\text{лсм}}^P = x_1 S_{\text{л1}}^P + (1 - x_1) S_{\text{л2}}^P; \quad (1.3)$$

$$N_{\text{см}}^P = x_1 N_1^P + (1 - x_1) N_2^P; \quad (1.4)$$

$$O_{\text{см}}^P = x_1 O_1^P + (1 - x_1) O_2^P; \quad (1.5)$$

$$A_{\text{см}}^P = x_1 A_1^P + (1 - x_1) A_2^P; \quad (1.6)$$

$$W_{\text{см}}^P = x_1 W_1^P + (1 - x_1) W_2^P, \quad (1.7)$$

- где $C_1^p, H_1^p, S_{п1}^p, N_1^p, O_1^p$ — массовые доли компонентов в первом топливе (%);
- $C_2^p, H_2^p, S_{п2}^p, N_2^p, O_1^p$ — массовые доли компонентов во втором топливе (%);
- A_1^p, W_1^p — компоненты, выражающие соответственно количество влаги и золы в первом топливе, %;
- A_2^p, W_2^p — содержание соответственно влаги и золы во втором топливе, %;
- x_1 — массовая доля одного из топлив в смеси, определяемая по формуле

$$x_1 = \frac{X_1}{X_1 + X_2}, \quad (1.8)$$

где X_2, X_1 — массы топлив, входящих в смесь.

Для пересчета элементарного состава химических элементов $Z_2 = Z_1$ при изменении влажности с W_2 на W_1 можно воспользоваться следующим выражением:

$$Z_2 = Z_1 \frac{100 - W_2}{100 - W_1}. \quad (1.9)$$

Пример 1.1

Определить состав рабочей массы угля, имеющего следующий состав горючей массы: $C^Г = 70,6\%$; $H^Г = 5,4\%$; $S_{п}^Г = 1,9\%$; $N^Г = 1,7\%$; $O^Г = 20,4\%$; зольность сухой массы A^c равна $35,0\%$, рабочая влажность W^p составляет $18,0\%$.

Решение

Пользуясь коэффициентами для пересчета (см. табл. 1.1), определяем зольность рабочей массы топлива по формуле

$$A^p = A^c \frac{100 - W^p}{100} = 35 \frac{100 - 18}{100} = 28,7\%$$

и находим состав рабочей массы топлива по следующим формулам:

$$C^p = C^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 70,6 \frac{100 - (28,7 + 18,0)}{100} = 37,7\% ;$$

$$H^p = H^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 5,4 \frac{100 - (28,7 + 18,0)}{100} = 2,9\% ;$$

$$S_{\text{л}}^p = S_{\text{л}}^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 1,9 \frac{100 - (28,7 + 18,0)}{100} = 1,0\% ;$$

$$N^p = N^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 1,7 \frac{100 - (28,7 + 18,0)}{100} = 0,9\% ;$$

$$O^p = O^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 20,6 \frac{100 - (28,7 + 18,0)}{100} = 11,0\% .$$

Для проверки точности вычислений найдем сумму составляющих элементов рабочей массы топлива:

$$C^p + H^p + S_{\text{л}}^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 37,7 + 2,9 + 1,0 + 0,9 + 11,0 + 28,5 + 18,0 = 100\% .$$

Пример 1.2

В топке котла сжигается смесь, состоящая из 5 000 кг угля составом ($C_1^p = 55,2\%$, $H_1^p = 3,8\%$, $S_{\text{л}1}^p = 3,2\%$, $N_1^p = 1,0\%$, $O_1^p = 5,8\%$, $A_1^p = 23,0\%$, $W_1^p = 8,0\%$) и 3 400 кг угля составом ($C_2^p = 39,5\%$, $H_2^p = 5,4\%$, $S_{\text{л}2}^p = 0,4\%$, $N_2^p = 1,8\%$, $O_2^p = 9,8\%$, $A_2^p = 21,0\%$, $W_2^p = 22,1\%$).

Определить состав рабочей смеси.

Решение

Массовую долю компонента одного из видов топлива в смеси определяем по формуле (1.8)

$$x_1 = \frac{X_1}{X_1 + X_2} = \frac{5\,000}{5\,000 + 3\,400} = 0,6.$$

Состав рабочей смеси находим, пользуясь зависимостями (1.1) — (1.7):

$$C_{\text{см}}^{\text{P}} = x_1 C_1^{\text{P}} + (1 - x_1) C_2^{\text{P}} = 0,6 \cdot 55,2 + 0,4 \cdot 39,5 = 48,9\% ;$$

$$H_{\text{см}}^{\text{P}} = x_1 H_1^{\text{P}} + (1 - x_1) H_2^{\text{P}} = 0,6 \cdot 3,8 + 0,4 \cdot 5,4 = 4,4\% ;$$

$$S_{\text{лсм}}^{\text{P}} = x_1 S_{\text{л1}}^{\text{P}} + (1 - x_1) S_{\text{л2}}^{\text{P}} = 0,6 \cdot 3,2 + 0,4 \cdot 0,4 = 2,1\% ;$$

$$N_{\text{см}}^{\text{P}} = x_1 N_1^{\text{P}} + (1 - x_1) N_2^{\text{P}} = 0,6 \cdot 1,0 + 0,4 \cdot 1,8 = 1,3\% ;$$

$$O_{\text{см}}^{\text{P}} = x_1 O_1^{\text{P}} + (1 - x_1) O_2^{\text{P}} = 0,6 \cdot 5,8 + 0,4 \cdot 9,8 = 7,4\% ;$$

$$A_{\text{см}}^{\text{P}} = x_1 A_1^{\text{P}} + (1 - x_1) A_2^{\text{P}} = 0,6 \cdot 23,0 + 0,4 \cdot 21,0 = 22,2\% ;$$

$$W_{\text{см}}^{\text{P}} = x_1 W_1^{\text{P}} + (1 - x_1) W_2^{\text{P}} = 0,6 \cdot 8,0 + 0,4 \cdot 22,1 = 13,7\% .$$

Для проверки точности вычислений найдем сумму составляющих элементов рабочей массы топлива, получившегося путем смешения двух видов углей:

$$\begin{aligned} & C_{\text{см}}^{\text{P}} + H_{\text{см}}^{\text{P}} + S_{\text{лсм}}^{\text{P}} + N_{\text{см}}^{\text{P}} + O_{\text{см}}^{\text{P}} + A_{\text{см}}^{\text{P}} + W_{\text{см}}^{\text{P}} = \\ & = 48,9 + 4,4 + 2,1 + 1,3 + 7,4 + 22,2 + 13,7 = 100\% . \end{aligned}$$

Пример 1.3

Рабочая масса торфа состоит из следующих компонентов: $C_1^{\text{P}} = 28,5\%$, $H_1^{\text{P}} = 2,9\%$, $N_1^{\text{P}} = 1,2\%$, $O_1^{\text{P}} = 16,3\%$, $S_1^{\text{P}} = 0,1\%$. Зольность рабочей

массы $A_1^p = 6,0\%$, влажность $W_1^p = 45,0\%$. Определить рабочий состав торфа при влажности $W_2^p = 30,0\%$.

Решение

Пересчет выполняем по формуле (1.9) следующим образом:

$$Z_2^p = Z_1^p \frac{100 - W_2^p}{100 - W_1^p} = Z_1^p \frac{100 - 30}{100 - 45} = 1,273 Z_1^p .$$

Получаем:

$$C_2^p = 1,273 \cdot 28,5 = 36,28\% ; H_2^p = 1,273 \cdot 2,9 = 3,69\% ;$$

$$N_2^p = 1,273 \cdot 1,2 = 1,53\% ; O_2^p = 1,273 \cdot 16,3 = 20,75\% ;$$

$$S_2^p = 1,273 \cdot 0,1 = 0,13\% ; A_2^p = 1,273 \cdot 6,0 = 7,64\% ;$$

$$W_2^p = 30,0\% .$$

1.3 Основы процессов горения топлива

Горение — быстро протекающий химический процесс взаимодействия топлива с окислителем, сопровождающийся интенсивным тепловыделением и резким повышением температуры продуктов сгорания. Химическая реакция горения в большинстве случаев является сложной, т. е. состоит из нескольких элементарных химических процессов, в которых образуются промежуточные продукты реакции. Кроме того, при горении происходят различные физические процессы (перенос тепла, движение и смесеобразование реагирующих веществ, испарение топлива и др.).

Процессу горения всегда предшествует воспламенение топлива. Минимальная температура, при которой смесь воспламеняется, называется **температурой воспламенения**. Она не является физико-химической константой вещества, так как зависит от рода газа, концентрации газа и окислителя, а также от интенсивности теплообмена между газом и окружающей средой. Из горючих газов наибольшую температуру воспламенения

имеет метан CH_4 (650—750°C) и наименьшую — ацетилен C_2H_2 (400—440°C). Существует верхний и нижний пределы концентрации газа и кислорода, вне этих пределов смеси не воспламеняются. С увеличением температуры смеси пределы воспламенения значительно расширяются.

Смеси, концентрация которых находится в пределах воспламенения, взрывоопасны, так как при постоянном объеме они сгорают практически мгновенно (детонируют). Если же горение осуществляется при постоянном давлении (смесь может беспрепятственно расширяться), то пламя обычно распространяется с небольшой скоростью. Такое горение принято называть **нормальным горением**.

Горение может быть гомогенным и гетерогенным. Процесс горения жидкого и твердого топлива является *гетерогенным*, так как он протекает в неоднородной (гетерогенной) системе. Если же горит смесь газов, то такое горение называют *гомогенным*.

Скорость гомогенного горения определяется, прежде всего, непосредственно скоростью химической реакции окисления и в меньшей степени скоростью диффузионного смешивания топлива с воздухом.

Горение жидкого топлива происходит в парообразном состоянии, т. е. в топочной камере происходит испарение топлива с поверхности капель. Скорость процесса горения определяется, прежде всего, интенсивностью испарения топлива, а также интенсивностью смешения паров топлива с окислителем и скоростью химической реакции. Часто при подаче в топочную камеру с целью увеличения суммарной поверхности капель жидкое топливо подвергается мелкодисперсному распыливанию с помощью форсунок.

Процесс горения твердого топлива можно разделить на две стадии. После испарения из топлива влаги происходит горение летучих веществ, выделяющихся в результате термического разложения топлива. Затем начинается горение твердого остатка (кокса). При очень быстром нагревании топлива обе стадии накладываются друг на друга, так как часть летучих веществ сгорает вместе с углеродом кокса. На процесс горения топлива значительно влияют также минеральные примеси (зольность). По мере выгорания углерода на поверхности частиц топлива образуется слой золы. При низкой температуре размягчения золы и высоком содержании ее этот слой обволакивает частицы топлива и ухудшает процесс горения. Кинетика процесса горения твердого топлива определяется как диффузионными характеристиками процесса, так и скоростью химической реакции окисления.

Различают *полное* (горючие элементы топлива окисляются полностью) и *неполное* (в продуктах сгорания могут находиться оксид углерода (II) — CO ,

водород, метан и другие углеводороды. Однако за показатель неполного сгорания топлива принимают содержание в газах только оксида углерода (II) *сгорание топлива*.

1.4 Расчеты процессов горения

Расчетные характеристики топлива и процессов его горения в значительной степени определяют выбор конструкции топочного устройства и способа сжигания топлива.

Одной из наиболее важных технических характеристик топлива является теплота сгорания.

Теплотой сгорания топлива Q^p , кДж / кг, кДж / м³ называют количество теплоты, выделяемой при полном сгорании 1 кг твердого (жидкого) или 1 м³ газообразного топлива.

Различают *низшую* (Q_n^p) и *высшую* (Q_v^p) теплоту сгорания рабочей массы и жидкого топлива. Низшая теплота сгорания меньше высшей на количество тепла, затрачиваемое на испарение воды, образующейся при сгорании топлива, а также влаги, содержащейся в нем.

Теплоту сгорания топлива определяют в специальной установке, называемой калориметрической бомбой, представляющей собой герметически закрытый стальной сосуд, помещенный в водяной калориметр. В бомбе сжигается навеска исследуемого топлива в среде сжатого кислорода. Количество выделяемого при этом тепла определяется по повышению температуры воды в калориметре.

Величины высшей и низшей теплоты сгорания рабочей, горючей и сухой массы твердого (жидкого) топлива связаны выражениями:

$$Q_v^p = Q_n^p + 225H^p + 25W^p ;$$

$$Q_v^r = Q_n^r + 225H^r ;$$

$$Q_v^c = Q_n^c + 225H^c .$$

Тепловые расчеты котлов выполняют, используя низшую теплоту сгорания рабочей массы.

Теплоте сгорания топлива Q_H^p , кДж / кг, кДж / м³, можно рассчитать по следующим эмпирическим формулам:

1) для твердого и жидкого топлива (формула Д. И. Менделеева):

$$Q_H^p = 339C^p + 1256H^p - 109(O^p - S_n^p) - 25,1(9H^p + W^p), \quad (1.10)$$

где $C^p, H^p, O^p, S_n^p, W^p$ — массовые доли углерода, водорода, кислорода, летучей серы и воды в топливе, %, соответственно;

2) для газообразного топлива:

$$Q_H^p = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 638C_2H_6 + \\ + 913C_3H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 591C_2H_4 + \\ + 860C_3H_6 + 1135C_4H_8 + 1403C_6H_6, \quad (1.11)$$

где $H_2, CO, H_2S, CH_4, C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10}, C_5H_{12}, C_2H_4, C_3H_6, C_4H_8$ — содержание газов в смеси в процентах по объему при нормальных условиях.

Для сравнения теплоты сгорания отдельных видов топлива введено понятие условного топлива, теплота сгорания которого равна 29 300 кДж / кг или 7 000 ккал / кг. При расчете топливного баланса расход топлива часто определяют в тоннах условного топлива.

Пересчет расхода натурального топлива B на условное B_y , кг / с, осуществляется по формуле

$$B_y = BE, \quad (1.12)$$

где E — тепловой эквивалент топлива, определяемый по формуле

$$E = \frac{Q_H^p}{29\,300}. \quad (1.13)$$

Объем воздуха, необходимый для полного сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива или 1 м³ газообразного топлива, определяется на

основе расчета стехиометрических уравнений реакции окисления кислородом горючих компонентов топлива.

Теоретическое количество воздуха V_0 , $\text{м}^3 / \text{кг}$, необходимое для полного сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива, рассчитывается по следующей формуле:

$$V_0 = 0,089C^P + 0,265H^P + 0,033 (S_{\text{л}}^P - O^P). \quad (1.14)$$

Теоретическое количество воздуха V_0 , $\text{м}^3 / \text{м}^3$ необходимое для сгорания 1 м^3 газообразного топлива, рассчитывается по формуле

$$V_0 = 0,0476 \left[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right], \quad (1.15)$$

где m, n — индексы в химических формулах соответствующих углеводородов (например, для метана CH_4 $m = 1, n = 4$).

В практических условиях работы топочных устройств не удается осуществить полное горение топлива в соответствии с теоретическим количеством воздуха. Причинами этого могут быть неравномерная подача топлива, плохое перемешивание воздуха с топливом, несовершенство топочных устройств и др.

Для достижения полноты горения топлива воздух в топочную камеру подают с некоторым избытком $V_{\text{возд}} > V_0$.

Отношение действительного объема воздуха $V_{\text{возд}}$, $\text{м}^3 / \text{кг}, \text{м}^3 / \text{м}^3$, к теоретически необходимому V_0 , $\text{м}^3 / \text{кг}, \text{м}^3 / \text{м}^3$, называется **коэффициентом избытка воздуха** α и определяется по формуле

$$\alpha = \frac{V_{\text{возд}}}{V_0},$$

откуда действительный расход воздуха $V_{\text{возд}}$ равен

$$V_{\text{возд}} = V_0 \alpha. \quad (1.16)$$

Объем избыточного воздуха ΔV , м³/кг, м³/м³, равен

$$\Delta V = (\alpha - 1)V_0. \quad (1.17)$$

Коэффициент избытка воздуха в зависимости от вида топлива, способа его сжигания, конструкции топочного устройства колеблется в основном в пределах 1,05...1,5. Например, для твердого топлива при слоевом сжигании $\alpha = 1,2...1,25$ и при сжигании во взвешенном состоянии — $\alpha = 1,3...1,5$; для жидкого и газообразного топлива $\alpha = 1,05...1,2$.

Чем мельче и однороднее топливо и чем лучше оно перемешано с воздухом, тем меньший требуется избыток воздуха. Все виды жидкого топлива подаются в топку в мелко распыленном состоянии и хорошо перемешанными с воздухом. Твердое топливо часто превращают в пыль и вдувают в топку в смеси с воздухом.

Коэффициент избытка воздуха является важной характеристикой процесса горения топлива. Для экономичной работы установки необходимо поддерживать оптимальное значение коэффициента α . Повышение его увеличивает объем дымовых газов и потери тепла с уходящими газами, что снижает коэффициент полезного действия (КПД) установки. Однако при слишком малом значении α может произойти неполное сгорание топлива.

Состав и объем продуктов сгорания. При полном сгорании топлива топочные газы содержат продукты полного окисления элементов горючей массы топлива, т. е. CO_2 , H_2O . Поэтому состав сухих газов в процентах по объему может быть представлен суммой

$$\text{CO}_2 + \text{SO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 100\% .$$

Обозначая объем трехатомных газов RO_2 , получим следующее выражение:

$$\text{RO}_2 + \text{O}_2 + \text{N}_2 = 100\% .$$

Объем продуктов сгорания топлива (дымовых газов) при сжигании топлива рассчитывают также по отношению к 1 кг или к 1 м³ подаваемого в топку топлива.

При сжигании 1 кг твердого и жидкого топлива состав продуктов сгорания рассчитывается следующим образом:

1) теоретический объем трехатомных газов $(\text{SO}_2 + \text{CO}_2)V_{\text{RO}_2}$, $\text{м}^3/\text{кг}$, по формуле

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0186(C^{\text{P}} + 0,375S_{\text{л}}^{\text{P}}); \quad (1.18)$$

2) теоретический объем двухатомных газов (O_2 , N_2 и др.) V_{R_2} , $\text{м}^3/\text{кг}$, по формуле

$$V_{\text{R}_2} = 0,79V_0 + 0,8 \frac{N^{\text{P}}}{100}; \quad (1.19)$$

3) теоретический объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}}$, $\text{м}^3/\text{кг}$, по формуле

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}} = 0,111H^{\text{P}} + 0,0124W^{\text{P}} + 0,0161V_0. \quad (1.20)$$

В формуле (1.20) первое и второе слагаемое учитывают объем водяного пара, образуемого при сжигании водорода топлива и испарении влаги W^{P} , а третье слагаемое соответствует объему водяного пара, поступающего вместе с воздухом.

При сжигании 1 м^3 газообразного топлива состав продуктов сгорания рассчитывается следующим образом:

1) теоретический объем трехатомных газов $(\text{SO}_2 + \text{CO}_2)V_{\text{RO}_2}$, $\text{м}^3/\text{м}^3$, по формуле

$$V_{\text{R}_2\text{O}} = 0,01 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m \text{H}_n); \quad (1.21)$$

2) теоретический объем двухатомных газов (O_2 , N_2 и др.) V_{R_2} , $\text{м}^3/\text{м}^3$, по формуле

$$V_{\text{R}_2} = 0,79V_0 + 0,01N_2; \quad (1.22)$$

3) теоретический объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\min}$, м³/м³, по формуле

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\min} = 0,01 \left(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} C_m \text{H}_n + 1,61\alpha V_0 + 0,124d_r \right), \quad (1.23)$$

где d_r — влагосодержание газообразного топлива, г/м³ (для природного газа $d_r = 10$ г/м³).

При коэффициенте расхода воздуха $\alpha > 1$ продукты сгорания содержат дополнительный объем воздуха и влагу этого воздуха. Поэтому для *твердого, жидкого и газообразного видов топлива* расчет объема продуктов сгорания осуществляется следующим образом:

1) избыточный объем водяных паров $\Delta V_{\text{H}_2\text{O}}$, м³/кг, м³/м³, по формуле

$$\Delta V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,016(\alpha - 1)V_0; \quad (1.24)$$

2) действительный объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}$, м³/кг, м³/м³, по формуле

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\min} + \Delta V_{\text{H}_2\text{O}}; \quad (1.25)$$

3) общий объем дымовых газов $\sum V$, м³/кг, м³/м³, по формуле

$$\sum V = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + \Delta V. \quad (1.26)$$

Пример 1.4

Определить показатели полного сгорания каменного угля, имеющего следующий состав рабочей массы: $C^p = 70,0\%$; $H^p = 3,3\%$; $O^p = 2,0\%$; $N^p = 1,5\%$; $S_{\text{п}}^p = 0,5\%$. Зольность рабочей массы топлива A^p равна 14,7% и рабочая влажность W^p составляет 8,0%. Коэффициент избытка воздуха α равен 1,4.

Решение

Низшая теплота сгорания угля Q_H^p определяется по уравнению (1.10):

$$\begin{aligned} Q_H^p &= 339C^p + 1\,256H^p - 109(O^p - S_n^p) - 25,1(9H^p + W^p) = 339 \cdot 70 + \\ &+ 1\,256 \cdot 3,3 - 109(2 - 0,5) - 25,1(9 \cdot 3,3 + 8) = 26\,765,03 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Теоретическое количество воздуха V_0 , необходимое для полного сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива, вычисляется по формуле (1.14) и равно

$$\begin{aligned} V_0 &= 0,089C^p + 0,265H^p + 0,033(S_n^p - O^p) = 0,089 \cdot 70,0 + \\ &+ 0,265 \cdot 3,3 + 0,033(0,5 - 2) = 6,61 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

Действительный расход воздуха определяется по формуле (1.16). Подставив численные значения, получим

$$V_{\text{возд}} = V_0 \alpha = 6,61 \cdot 1,4 = 9,25 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Объем избыточного воздуха ΔV определяется по формуле (1.17) и равен

$$\Delta V = (\alpha - 1)V_0 = 2,64 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Теоретический объем трехатомных газов ($SO_2 + CO_2$) рассчитывается по формуле (1.18) и равен

$$V_{RO_2} = 0,0186 (C^p + 0,375S_n^p) = 0,0186(70,0 + 0,375 \cdot 0,5) = 1,3 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Теоретический объем двухатомных газов (O_2, N_2 и др.) определяется по формуле (1.19) следующим образом:

$$V_{R_2} = 0,79V_0 + 0,8 \frac{N^p}{100} = 0,79 \cdot 6,61 + 0,8 \frac{1,5}{100} = 5,23 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров рассчитывается по формуле (1.20) и равен

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}} = 0,111\text{H}^{\text{P}} + 0,0124\text{W}^{\text{P}} + 0,0161\text{V}_0 = \\ = 0,111 \cdot 3,3 + 0,0124 \cdot 8 + 0,0161 \cdot 6,61 = 0,57 \text{ м}^3 / \text{кг} .$$

Избыточный объем водяных паров $\Delta V_{\text{H}_2\text{O}}$ определяется по формуле (1.24) и равен

$$\Delta V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,016(\alpha - 1)\text{V}_0 = 0,016 \cdot 0,4 \cdot 6,61 = 0,042 \text{ м}^3 / \text{кг} .$$

Действительный объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}$ определяется по формуле (1.25)

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}} + \Delta V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,57 + 0,042 = 0,61 \text{ м}^3 / \text{кг} .$$

Общий объем дымовых газов рассчитывается по формуле (1.26)

$$\sum V = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + \Delta V = 1,3 + 5,23 + 0,61 + 2,64 = 9,87 \text{ м}^3 / \text{кг} .$$

Пример 1.5

Определить показатели полного сгорания природного газа, имеющего следующий состав: $\text{CH}_4 = 94,0\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 1,7\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,5\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,2\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,2\%$; $\text{CO}_2 = 0,1\%$; $\text{H}_2\text{S} = 0,3\%$; $\text{N}_2 = 2,0\%$; $\text{H}_2 = 1,0\%$. Коэффициент избытка воздуха α равен 1,1.

Решение

Низшая теплота сгорания газообразного топлива Q_{H}^{P} определяется по формуле (1.11) и равна

$$Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 108 \text{H}_2 + 126\text{CO} + 234\text{H}_2\text{S} + 358\text{CH}_4 + 638\text{C}_2\text{H}_6 + \\ + 913\text{C}_3\text{H}_8 + 1187\text{C}_4\text{H}_{10} + 1461\text{C}_5\text{H}_{12} + 591\text{C}_2\text{H}_4 + \\ + 860\text{C}_3\text{H}_6 + 1135\text{C}_4\text{H}_8 + 1403\text{C}_6\text{H}_6 = 108 \cdot 1,0 + 234 \cdot 0,3 +$$

$$\begin{aligned}
 &+358 \cdot 94,0 + 638 \cdot 1,7 + 913 \cdot 0,5 + 1187 \cdot 0,2 + 1461 \cdot 0,2 = \\
 &= 35900,9 \text{ кДж} / \text{м}^3.
 \end{aligned}$$

Теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 м³ газообразного топлива подсчитывается по формуле (1.15)

$$\begin{aligned}
 V_0 &= 0,0476 \left[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right] = \\
 &= 0,0476 \left[0,5 \cdot 0,1 + 1,5 \cdot 0,3 + (1+1) \cdot 94,0 + (2+1,5) \cdot 1,7 + \right. \\
 &\quad \left. + (3+2) \cdot 0,5 + (4+5) \cdot 0,2 + (5+6) \cdot 0,2 \right] = \\
 &= 9,6 \text{ м}^3 / \text{м}^3.
 \end{aligned}$$

Действительный расход воздуха $V_{\text{возд}}$ определяется по формуле (1.16) и равен

$$V_{\text{возд}} = V_0 \alpha = 9,6 \cdot 1,1 = 10,56 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Объем избыточного воздуха ΔV рассчитывается по формуле (1.17)

$$\Delta V = (\alpha - 1)V_0 = 0,96 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Теоретический объем трехатомных газов ($\text{SO}_2 + \text{CO}_2$) V_{RO_2} определяется по формуле (1.21)

$$\begin{aligned}
 V_{\text{RO}_2} &= 0,01 \left(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m C_m\text{H}_n \right) = \\
 &= 0,01 \cdot (0,1 + 0,3 + 94 + 2 \cdot 0,5 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,2) = 1,011 \text{ м}^3 / \text{м}^3.
 \end{aligned}$$

Теоретический объем двухатомных газов (O_2 , N_2 и др.) V_{R_2} рассчитывается по формуле (1.22)

$$V_{\text{R}_2} = 0,79V_0 + 0,01N_2 = 0,79 \cdot 9,6 + 0,01 \cdot 2,0 = 7,6 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Теоретический объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}}$ определяется по формуле (1.23)

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}} = 0,01 \left(\text{H}_2\text{S} + \text{H}_2 + \sum \frac{n}{2} C_m \text{H}_n + 11,61\alpha V_0 + 0,124d_r \right) =$$

$$= 0,01 \left(1,0 + 0,3 + 2 \cdot 94,0 + 3 \cdot 1,7 + 4 \cdot 0,5 + 5 \cdot 0,2 + \right. \\ \left. + 6 \cdot 0,2 + 1,61 \cdot 1,1 \cdot 9,6 + 0,124 \cdot 10,1 \right) = 2,17 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Избыточный объем водяных паров $\Delta V_{\text{H}_2\text{O}}$ определяется по формуле (1.24) и равен

$$\Delta V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,016(\alpha - 1)V_0 = 0,016 \cdot 0,1 \cdot 9,6 = 0,015 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Действительный объем водяных паров $V_{\text{H}_2\text{O}}$ определяется по формуле (1.25)

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}} + \Delta V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,17 + 0,015 = 2,185 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Общий объем дымовых газов определяется по формуле (1.26)

$$\sum V = V_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + DV =$$

$$= 1,011 + 7,6 + 2,185 + 0,96 = 11,756 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

1.5 Определение энтальпии газообразных продуктов сгорания

Для выполнения тепловых расчетов топочных устройств необходимо знать энтальпию продуктов сгорания, отнесенную к 1 кг твердого или жидкого топлива, кДж / кг или к 1 м³ газообразного топлива, кДж / м³.

Энтальпия (теплосодержание) — количество теплоты, необходимое для нагревания в изобарном процессе 1 кг (1 м³) газа от 0 до t °С.

Энтальпия продуктов сгорания I , кДж / м³, кДж / кг, 1 кг *твердого*, *жидкого* или 1 м³ *газообразного* топлива определяется как сумма энтальпий теоретического объема газов I^0 при $\alpha = 1$, избыточного воздуха $I_{\text{возд}}^0 (\alpha - 1)$ и золы данного топлива I_3 , т. е.

$$I = I_{\Gamma}^0 + I_{\text{возд}}^0 (\alpha - 1) + I_3. \quad (1.27)$$

Энтальпия теоретического объема газов I^0 , кДж / м³, кДж / кг при $\alpha = 1$ и температуре газов t определяется по формуле

$$I_{\Gamma}^0 = \left(V_{\text{RO}_2} C'_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} C'_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\min} C'_{\text{H}_2\text{O}} \right) t, \quad (1.28)$$

где V_{RO_2} , V_{R_2} , $V_{\text{H}_2\text{O}}^{\min}$ — теоретические объемы продуктов сгорания топлива, м³ / кг, м³ / м³;

C'_{RO_2} , C'_{R_2} , $C'_{\text{H}_2\text{O}}$ — средние объемные теплоемкости трехатомных, двухатомных газов и водяных паров соответственно, кДж / (м³·°C), значения которых приведены в приложении А в таблице А.1.

Энтальпия воздуха $I_{\text{возд}}^0$, кДж / м³, кДж / кг при $\alpha = 1$ и температуре t , °C, определяется по формуле

$$I_{\text{возд}}^0 = V_0 C'_{\text{возд}} t, \quad (1.29)$$

где V_0 — теоретический объем воздуха, м³ / кг, м³ / м³;

$C'_{\text{возд}}$ — средняя объемная теплоемкость влажного воздуха, кДж / (м³·°C), (см. приложение А табл. А.1).

Энтальпия золы данного топлива I_3 , кДж / кг, при температуре t , °C, определяется по формуле

$$I_3 = \alpha_{\text{зн}} \frac{A^{\text{P}}}{100} I_3', \quad (1.30)$$

где $\alpha_{\text{зн}}$ — доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания;

A^{P} — содержание золы в топливе, %.

Энтальпию золы учитывают только тогда, когда приведенная величина уноса золы ($\alpha_{\text{ун}} A^p$) > 6.

Для газообразного топлива I_3 показатель равен нулю.

Пример 1.6

Определить энтальпию продуктов сгорания на выходе из топки, получаемых при полном сгорании 1 кг угля, следующего состава: $C^p = 70,0\%$; $H^p = 3,3\%$; $O^p = 2,0\%$; $N^p = 1,5\%$; $S_{\text{II}}^p = 0,5\%$; $A^p = 14,7\%$; $W^p = 8,0\%$. Температура газов t на выходе из топки равна $1\,000^\circ\text{C}$, доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания, $\alpha_{\text{ун}}$ составляет 0,88. Коэффициент избытка воздуха α равен 1,4.

Построить It -диаграмму для продуктов сгорания в интервале температур горения $600 \dots 2\,000^\circ\text{C}$.

Решение

Теоретически необходимый объем воздуха V_0 , объем трехатомных V_{R_2O} и двухатомных V_{R_2} газов, а также теоретический объем водяных паров $V_{H_2O}^{\text{min}}$ рассчитываем по формулам, приведенным выше (см. пример 1.4).

Получим $V_0 = 6,61 \text{ м}^3/\text{кг}$, $V_{RO_2} = 1,3 \text{ м}^3/\text{кг}$, $V_{R_2} = 5,23 \text{ м}^3/\text{кг}$, $V_{H_2O}^{\text{min}} = 0,57 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Энтальпия теоретического объема газов I_{Γ}^0 при $\alpha = 1$ и температуре газов $t = 1\,000^\circ\text{C}$ определяется по формуле (1.28)

$$I_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} C'_{RO_2} + V_{R_2} C'_{R_2} + V_{H_2O}^{\text{min}} C'_{H_2O}) t = (1,3 \cdot 2,2218 + 5,23 \cdot 1,3944 + 0,57 \cdot 1,7264) 1\,000 = 11\,165,0 \text{ кДж / кг.}$$

Значения средних объемных теплоемкостей трехатомных, двухатомных газов и водяных паров C'_{RO_2} , C'_{R_2} , C'_{H_2O} взяты из таблицы А.1 (см. приложение А).

Энтальпия воздуха $I_{\text{возд}}^0$ при $\alpha = 1$ и температуре $t = 1\,000^\circ\text{C}$ определяется по формуле (1.29)

$$I_{\text{возд}}^0 = V_0 C'_{\text{возд}} t = 6,61 \cdot 1,4406 \cdot 1\,000 = 9\,522,4 \text{ кДж / кг.}$$

Значение средней объемной теплоемкости влажного воздуха содержится в таблице А.1 (см. приложение А).

Энтальпия золы I_3 данного топлива при температуре $t = 1\ 000^\circ\text{C}$ определяется по формуле (1.30)

$$I_3 = \alpha_{\text{ун}} \frac{A^{\text{P}}}{100} I'_3 = 0,88 \cdot \frac{14,7}{100} \cdot 984,0 = 127,3 \text{ кДж / кг.}$$

Энтальпию золы учитывают только тогда, когда приведенная величина уноса золы ($\alpha_{\text{ун}} A^{\text{P}}$) > 6 .

В нашем случае величина уноса золы $\alpha_{\text{ун}} A^{\text{P}} = 0,88 \times 14,7 = 12,94 > 6$.

Энтальпия продуктов I_{Γ} полного сгорания топлива при $t = 1\ 000^\circ\text{C}$ рассчитывается по формуле (1.27)

$$\begin{aligned} I_{\Gamma} &= I_{\Gamma}^0 + I_{\text{возд}}^0 (\alpha - 1) + I_3 = 11\ 165,0 + 9\ 522,4 (1,4 - 1) + 127,3 = \\ &= 15\ 101,3 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Энтальпия теоретического объема газов I_{Γ}^0 при температуре газов $t = 600^\circ\text{C}$ равна

$$\begin{aligned} I_{\Gamma}^0 &= (V_{\text{RO}_2} C'_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} C'_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}} C'_{\text{H}_2\text{O}}) t = (1,3 \cdot 2,0538 + \\ &+ 5,23 \cdot 1,3440 + 0,57 \cdot 1,6170) \cdot 600 = 6\ 372,5 \text{ кДж / кг,} \end{aligned}$$

при $t = 2\ 000^\circ\text{C}$ равна

$$\begin{aligned} I_{\Gamma}^0 &= (V_{\text{RO}_2} C'_{\text{RO}_2} + V_{\text{R}_2} C'_{\text{R}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{min}} C'_{\text{H}_2\text{O}}) t = (1,3 \cdot 2,4444 + \\ &+ 5,23 \cdot 1,4868 + 0,57 \cdot 1,9656) \cdot 2\ 000 = 24\ 148,1 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Энтальпия воздуха $I_{\text{возд}}^0$ при температуре $t = 600^\circ\text{C}$ равна

$$I_{\text{возд}}^0 = V_0 C'_{\text{возд}} t = 6,61 \cdot 1,3860 \cdot 600 = 5\ 496,9 \text{ кДж / кг,}$$

при $t = 2\ 000^\circ\text{C}$ равна

$$I_{\text{B}}^0 = 6,61 \cdot 1,5372 \cdot 2\ 000 = 2\ 0321,8 \text{ кДж / кг.}$$

Энтальпия золы I_3 данного топлива при температуре $t = 600^\circ\text{C}$ равна

$$I_3 = \alpha_{\text{ун}} \frac{A^P}{100} I'_3 = 0,88 \frac{14,7}{100} 560,6 = 72,5 \text{ кДж / кг,}$$

при $t = 2000^\circ\text{C}$ равна

$$I_3 = 0,88 \frac{14,7}{100} 1285,2 = 166,2 \text{ кДж / кг.}$$

Энтальпия продуктов сгорания I_Γ 1 кг угля при $t = 600^\circ\text{C}$ равна

$$I_\Gamma = I_\Gamma^0 + I_{\text{возд}}^0 (\alpha - 1) + I_3 = 6372,5 + 5496,9 (1,4 - 1) + 72,5 = 8643,8 \text{ кДж / кг,}$$

при $t = 2000^\circ\text{C}$ равна

$$I_\Gamma = 24148,1 + 20321,8 (1,4 - 1) + 166,2 = 32443,0 \text{ кДж / кг.}$$

По найденным значениям энтальпий продуктов сгорания строится It -диаграмма (рис. 1.1).

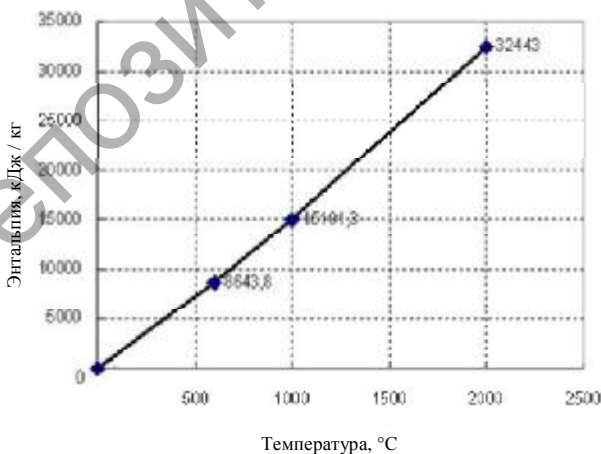


Рисунок 1.1 — It -диаграмма

Контрольные вопросы

1. Дайте определение понятия «топливо».
2. Перечислите основные природные энергетические ресурсы.
3. Охарактеризуйте состав твердого, жидкого и газообразного топлива.
4. Способы выражения элементарного состава топлива.
5. Перечислите основные элементы, входящие в рабочую массу топлива.
6. Что относится к балласту топлива?
7. Как осуществляется пересчет с одной массы топлива на другую?
8. Как рассчитывается средний состав смеси двух твердых или жидких видов топлива?
9. Как осуществляется пересчет элементарного состава топлива при изменении влажности?
10. Что представляет собой процесс горения топлива? Охарактеризуйте полное и неполное сгорание.
11. Дайте определение понятия «теплота сгорания топлива». Какая разница существует между теплотой сгорания топлива высшей и низшей?
12. Как определяется теплота сгорания топлива опытным и расчетным путем?
13. Как производится пересчет расходов натурального топлива в условное?
14. Как определяется теоретическое количество воздуха, необходимого для полного сгорания топлива?
15. Дайте определение понятия «коэффициент избытка воздуха». Какие значения он может принимать?
16. Как определяется теоретический объем трехатомных, двухатомных газов и объем водяных паров при сжигании различных видов топлива?
17. Как определяется энтальпия продуктов сгорания топлива?

2 КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

2.1 Назначение и классификация

Устройства, предназначенные для получения водяного пара или горячей воды за счет тепловой энергии, называют **котельными установками**. В соответствии с этим котлы подразделяют на *паровые* и *водогрейные*.

В качестве источников теплоты для котельных установок используются природные и искусственные виды топлива (природный уголь, жидкие и газообразные продукты нефтехимической переработки, природный газ и пр.), а также отходящие газы промышленных печей и других устройств. Котельные агрегаты, утилизирующие теплоту отходящих из печей газов или других продуктов различных технологических процессов, называют **котлами-утилизаторами**.

Котельные установки состоят из котла (котельного агрегата) и вспомогательного оборудования. В *котельный агрегат* входят: топочное устройство (камера с горелками), паровой котел, пароперегреватель, экономайзер и воздухоподогреватель. К *вспомогательным устройствам* котельной установки можно отнести тягодутьевые, шлако- и золоулавливающие устройства, каркас, обмуровку и др.

К основным рабочим характеристикам котла относятся: *паропроизводительность или мощность котла* D , кг / с, определяемая количеством пара, вырабатываемого в единицу времени; *рабочее давление* p , МПа — избыточное давление в пароводяном коллекторе; *температура перегретого пара* на выходе из пароперегревателя $t_{п.п}$, °С; температура нагретой воды (для водогрейных котлов) — температура воды на выходе из котла $t_{в}$, °С; температура питательной воды на входе в экономайзер или пароводяной коллектор (сепаратор) $t_{п.в}$, °С; *расход топлива* B , кг / с; *коэффициент полезного действия котельного агрегата (КПД)* $\eta_{к.а}$, представляющий собой отношение полезно используемой теплоты к теплоте, которая вводится в котел с теплоотдающим теплоносителем и является важнейшей экономической характеристикой котла и др.

К удельным характеристикам котлов относятся следующие: удельная паропроизводительность (удельный паросъем), удельная теплопроизводительность (для водогрейных котлов) и др.

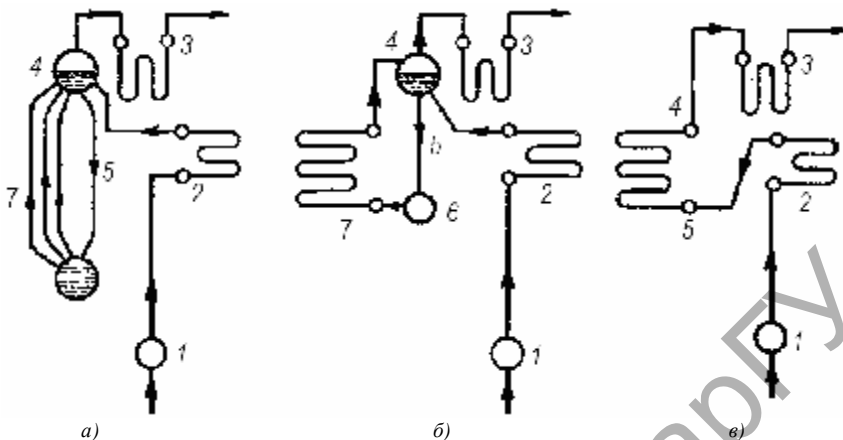
Классифицировать котельные установки можно по:

а) *паропроизводительности*, т / ч:

- малой — до 20—25;
 - средней — до 160—220;
 - высокой — свыше 220;
- б) *величине давления пара, МПа:*
- низкого — до 1,5;
 - среднего — до 4;
 - высокого — до 14;
 - сверхкритического — свыше 14;
- в) *назначению:*
- *энергетические* котельные установки, предназначенные для выработки пара высоких параметров, необходимого для работы паровых турбин (тепловых электростанций, главных судовых двигателей и т. п.);
 - *производственно-отопительные* установки, служащие для выработки тепловой энергии, направляемой как на технологические нужды, так и на отопление производственных, служебных и жилых помещений;
 - *отопительные* котельные установки, вырабатывающие тепловую энергию для отопления и обеспечения санитарно-бытовых нужд потребителей;
- г) *способу организации движения воды и газов:*
- *водотрубные* — по трубам, которые снаружи омываются газами движется вода;
 - *газотрубные (огнетрубные)* — газы движутся внутри труб, омываемых с внешней стороны водой;
 - *газоводотрубные* — одна часть поверхности нагрева работает как водотрубная, а другая — как газотрубная;

д) *характеру движущих сил, определяющих движение воды и пароводяной смеси с естественной и принудительной циркуляциями* (рис. 2.1).

Естественная циркуляция, т. е. движение воды по замкнутому контуру, происходит вследствие разности плотностей воды и пароводяной смеси и соответствующей компоновки поверхности нагрева (рис. 2.1, а). Питательная вода, подаваемая питательным насосом 1, пройдя водяной экономайзер 2, поступает в пароводяной коллектор 4 котла, из которого по слабо обогреваемым опускным трубам 5 трубной системы котла вода опускается в нижний барабан или заменяющий его коллектор, откуда по сильно обогреваемым подъемным трубам 7 вновь возвращается в верхний барабан, частично испарившись под действием тепла, передаваемого



а — котел с естественной циркуляцией; б — котел с многократной принудительной циркуляцией; в — прямоточный котел; 1 — питательный насос; 2 — водяной экономайзер; 3 — пароперегреватель; 4 — пароводяной коллектор; 5 — опускные трубы; б — циркуляционный насос; 7 — обогреваемые подъемные трубы

Рисунок 2.1 — Схемы организации движения воды, пароводяной смеси и пара в котельном агрегате

через стенки труб. В барабане котла пар отделяется от воды и, пройдя пароперегреватель 3, поступает к потребителю. Оставшаяся же вода вместе со вновь поданной в котел водой вовлекается в циркуляцию.

Принудительный ток воды в котле создается специальным насосом. Различают *прямоточные* котлы (рис. 2.1, в), в которых искусственный поток теплоносителя создается питательным насосом, и котлы с *многократной принудительной (искусственной) циркуляцией* (рис. 2.1, б), создаваемой отдельным циркуляционным насосом. В котлах с многократной принудительной циркуляцией вода проходит в коллектор 4 котла таким же путем, как и в котле с естественной циркуляцией, но движение ее по циркуляционному контуру 5—7 котла осуществляется циркуляционным насосом б. Дальнейший путь пара из барабана в пароперегреватель и к потребителю остается таким же, как и при котлах с естественной циркуляцией. В прямоточных котлах циркуляционный испарительный контур отсутствует совсем. Испарительная поверхность нагрева 5—4 котла является непосредственным продолжением поверхности нагрева водяного экономайзера 2 и также непосредственно переходит в поверхность нагрева пароперегревателя 3;

е) *способу подачи воздуха с:*

- *вентиляторным дутьем (обычные)* — воздух в топку подается вентилятором. При этом в топке создается давление, примерно равное атмосферному;
- *компрессорным дутьем* — давление в топке значительно превышает атмосферное и создается газотурбокомпрессором, использующим энергию продуктов сгорания;

ж) *расположению* паробразующих труб к горизонтали:

- *вертикальные;*
- *горизонтальные.*

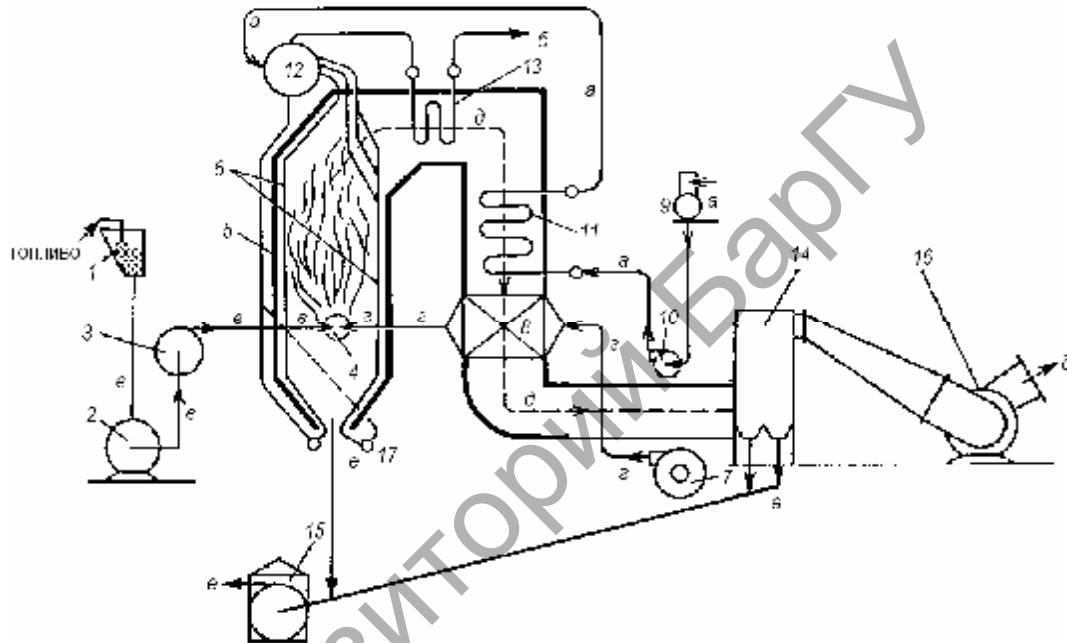
Угол наклона паробразующих труб к горизонтали имеет значения от 0 до 90°. В секционных паровых котлах с прямыми трубами угол наклона составляет 15—25° (горизонтальные котлы). В паровых котлах, условно называемых вертикальными, применяют изогнутые трубы с углом наклона до 90°. Как правило, на тех участках трубы, где происходит парообразование, этот угол больше 45°.

2.2 Технологическая схема котельного парового агрегата

На рисунке 2.2 приведена схема котельного парового агрегата с естественной циркуляцией, работающего на пылевидном угле.

Дробленое топливо подается конвейером в бункер сырого угля 1, из которого направляется в углеразмольную мельницу 2. Полученное пылевидное топливо с помощью специального вентилятора 3 транспортируется по трубам с потоком воздуха к горелкам 4 топочной камеры 5. Здесь топливо воспламеняется и сгорает во взвешенном состоянии. К горелкам подводится также вторичный воздух дутьевым вентилятором 7, как правило, через воздухоподогреватель 8.

Топливо-воздушная смесь, подаваемая горелками в топочную камеру парового котла, сгорает, образуя высокотемпературный (около 1 500°C) факел, излучающий тепло на трубы 6, расположенные на внутренней поверхности стен топки, называемых экранами. Из бака 9, имеющего деаэрационное устройство, с помощью насоса 10 вода, предназначенная для питания котла, подается в его барабан 12, предварительно пройдя подогрев в водяном экономайзере 11. Для поддержания необходимого уровня воды в барабане котла расход питательной воды должен соответствовать паропроизводительности котельного агрегата.



1 — бункер сырого угля; 2 — углеразмольная мельница; 3, 7 — вентиляторы; 4 — горелки; 5 — топочная камера; 6 — трубная система; 8 — воздухоподогреватель; 9 — бак; 10 — насос; 11 — водяной экономайзер; 12 — барабан; 13 — пароперегреватель; 14 — газоочистительное оборудование; 15 — золоудалляющее устройство; 16 — дымосос; 17 — коллекторы

Рисунок 2.2 — Схема котельного агрегата

Испарение воды происходит в трубной системе 6. Образующийся в барабане 12 сухой насыщенный пар поступает в пароперегреватель 13, где перегревается до температуры, превышающей температуру насыщения, соответствующую давлению в котле. Затем он направляется потребителю. Пароперегреватель 13, как и экономайзер 11, представляет собой теплообменник поверхностного типа.

Топочные газы, отдав часть теплоты трубной системе 6, проходят через верхнюю часть заднего экрана, трубы которого в данном месте расположены с большими промежутками (эта часть носит название фестона) и омывают пароперегреватель. Затем продукты сгорания проходят через водяной экономайзер, воздухоподогреватель и покидают котел с температурой, несколько превышающей 100°C.

За счет снижения температуры уходящих дымовых газов в экономайзере и воздухоподогревателе уменьшаются потери тепла с уходящими газами, что значительно повышает КПД котельного агрегата.

Газы уносят из топки значительное количество золы и шлака. Поэтому после воздухоподогревателя они направляются для очистки в газоочистительное оборудование 14, служащее для очистки дымовых газов, золоудаляющее устройство 15 и затем с помощью дымососа 16 через дымовую трубу выбрасываются в атмосферу. Дымосос представляет собой вентиляторную установку центробежного типа с эклектическим приводом.

Котельные установки, работающие на твердом топливе, как правило, имеют сложную систему подачи и приготовления топлива, включающую мельницы и дробилки, механизмы для подачи топлива в топочную камеру, емкости для хранения угольной пыли, ленточные транспортеры и т. д.

Важное значение при эксплуатации котельных установок имеют процессы образования накипи внутри котла, что значительно повышает термическое сопротивление и приводит к опасному перегреву труб. Для предупреждения образования накипи котельный агрегат питается конденсатом пара. Потери конденсата восполняются обычно химически очищенной водой, из которой удалены соли жесткости.

Кроме того, в котлоагрегате имеет место сепарация капелек влаги из пара, поступающего в пароперегреватель. Внутри барабана котла устанавливаются различные устройства для механической сепарации капелек влаги. При плохой сепарации в пароперегреватель вместе с влагой будут попадать соли, которые могут осаждаться на трубках пароперегревателя. Чтобы предупредить повышение концентрации солей в воде котла, применяют непрерывную продувку котлоагрегата. При этом из барабана котла удаляется часть воды (до 3—5%) и вместо нее дополнительно

подается такое же количество питательной очищенной воды, за счет чего содержание солей в воде котла поддерживается на определенном уровне. Наряду с непрерывной продувкой применяют также периодическую, при которой из нижних коллекторов 17 удаляют часть воды, а вместе с ней и соли, выпавшие в виде твердого осадка (шлама).

Управление работой котлоагрегатов, как правило, автоматизировано. Автоматически поддерживаются в заданных пределах параметры пара, производительность, расход топлива и воздуха, уровень воды в барабане котла и т. д.

2.3 Характеристика основных элементов котельной установки

2.3.1 Топочные устройства

Топочное устройство (или топка) является основным элементом котельного агрегата и предназначено для сжигания топлива.

По способу сжигания топлива топки делятся на три основных типа: *слоевые, факельные (камерные) и вихревые* (рис. 2.3), в которых сжигается твердое топливо. В факельных топках сжигаются пылевидное, жидкое и газообразное топливо. Для твердых видов топлива применяются также комбинированные камерно-слоевые топки. В слоевых топках топливо сжигается на колосниковых решетках в слое, а в факельных и вихревых топках сгорание топлива происходит во взвешенном состоянии.

При слоевом способе сжигания (рис. 2.3, а) поток воздуха проходит сквозь слой топлива, расположенного на колосниковой решетке, состоящей из отдельных балочных или плиточных колосников, имеющих специальные отверстия, через которые продукты сгорания (шлак и зола) попадают в зольник. Скорость воздуха выбирается с учетом того, чтобы мелкие частицы топлива не уносились из слоя. Процесс горения в основном происходит в слое топлива, а в топочном объеме происходит лишь догорание газообразных продуктов.

Слоевой способ сжигания имеет ряд недостатков по сравнению с факельным: большой коэффициент избытка воздуха и значительные потери от механического недожога. Основное количество тепла в слоевых топках выделяется на колосниковой решетке, а их топочный объем используется неэффективно. Поэтому при увеличении производительности агрегата приходится значительно увеличивать площадь решетки, что затрудняет

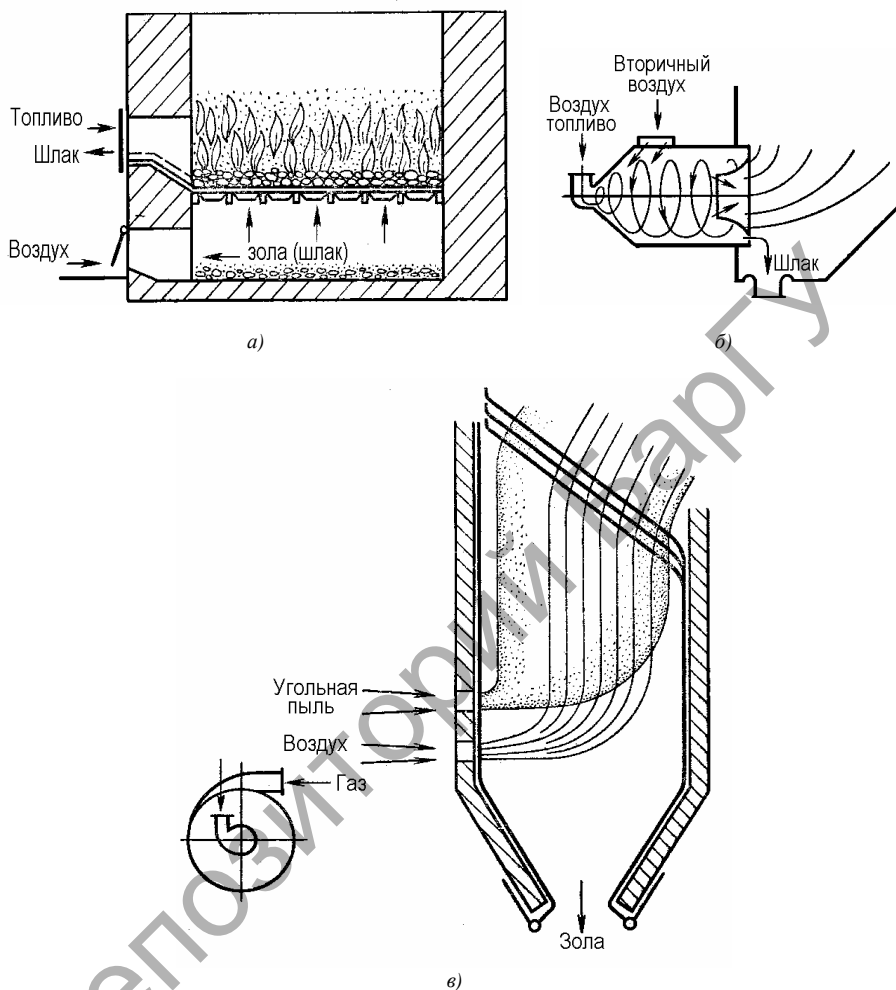


Рисунок 2.3 — Топочные устройства

применение слоевых топков для крупных котельных агрегатов. В настоящее время слоевой способ сжигания применяется только для установок невысокой производительностью не более 10—20 т / ч.

Факельные (камерные) топки предназначены для сжигания пылевидного, мелкодробленого, жидкого и газообразного топлива. Топливо

и воздух подают в топочную камеру специальными устройствами (форсунками или горелками в зависимости от рода топлива). В топках такого рода динамический напор воздуха превышает массу частиц топлива, поэтому они увлекаются потоком и сгорают во взвешенном состоянии в топочной камере (рис. 2.3, б).

Воздух, поступающий в камеру вместе с топливом, называют **первичным**. Подаваемый в камеру дополнительно остальной воздух, необходимый для полного сгорания топлива называют **вторичным**.

Преимуществом факельных топок является механизация всех производственных процессов. В отличие от слоевых топок факельные топки неустойчиво работают при малых нагрузках.

В *вихревых (или циклонных) топках* топливо сгорает в закрученном потоке воздуха и частиц топлива (рис. 2.3, в). Таким образом, создается газоздушный вихрь, увлекающий частицы горящего топлива. При этом также возможна эффективная сепарация шлака, который вследствие высокой температуры в топке может удалиться в жидком состоянии. В вихревых топках процесс горения происходит интенсивнее, поэтому в них могут сжигаться и более крупные частицы (2—5 мм), что приводит к снижению расхода энергии на размол топлива. Кроме того, к достоинствам данного вида топочных устройств относится возможность горения топлива с небольшим избытком воздуха $\alpha = 1,05 \dots 1,1$, что снижает потери теплоты с отходящими газами.

Выбор одного из перечисленных трех способов сжигания определяется видом используемого топлива и паропроизводительностью котельного агрегата. На выбор системы топки влияют такие свойства топлива, как выход летучих веществ, влажность, фракционный состав, зольность, температурные характеристики золы и спекаемость кокса.

Топочные устройства должны обеспечивать высокий КПД котлоагрегата и позволять быстро и в широких пределах регулировать нагрузку с сохранением экономичности. Объем топочного пространства должен обеспечить максимальную химическую полноту сгорания. Кроме того, топочные устройства должны быть надежными в эксплуатации и простыми в обслуживании.

В современных котельных агрегатах температура в топках достигает такого уровня, при котором необходимо защищать обмуровку стен топочной камеры. Такая защита осуществляется путем размещения на внутренней поверхности топки *топочных экранов*. Они состоят из труб, включенных в пароводяной контур котла, поэтому экраны одновременно являются дополнительной поверхностью нагрева.

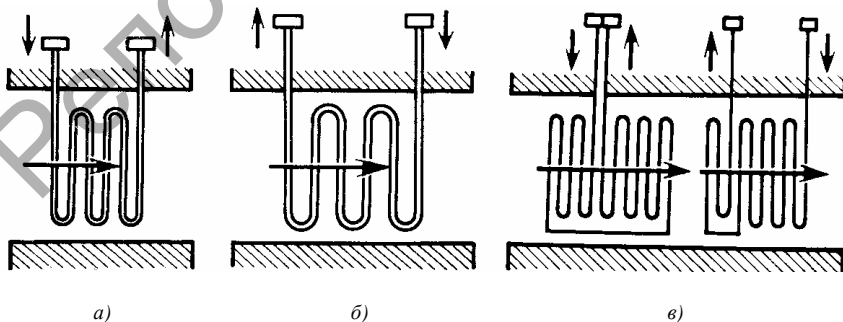
2.3.2 Паронагреватели

Пароперегреватель — элемент котельного агрегата, служащий для повышения температуры пара, поступающего из испарительной системы котла, и являющийся одним из наиболее ответственных элементов котельного агрегата.

Данное устройство представляет собой теплообменник из труб диаметром 20—60 мм, изогнутых в виде змеевиков, которые нагреваются снаружи дымовыми газами. Концы змеевиков присоединяются к коллекторам круглого или прямоугольного сечения. К одному из коллекторов подводится насыщенный пар, а из другого отводится в паропровод перегретый пар.

По характеру поверхностей нагрева пароперегреватели подразделяются на *конвективные*, *радиационные* и *конвективно-радиационные*. В радиационных пароперегревателях трубы размещаются в топочной камере, поэтому большую часть тепла они получают излучением от факела пламени. Конвективные пароперегреватели располагаются в горизонтальном газоходе или в начале конвективной шахты в виде плотных пакетов, образованных змеевиками с шагом по длине газохода, равным 2,5—3 диаметрам трубы.

В зависимости от направления движения газов и пара различают следующие основные схемы их включения в газовый поток (рис. 2.4): *прямоточную* (рис. 2.4, *а*) — газы и пар движутся параллельно, *противоточную* (рис. 2.4, *б*) — газы и пар движутся навстречу друг другу и *смешанную* (рис. 2.4, *в*).



а — прямоточная; *б* — противоточная; *в* — смешанная

Рисунок 2.4 — Схемы пароперегревателей

Наибольшая разность температур дымовых газов и пара достигается при противоточной схеме, благодаря чему поверхность нагрева пароперегревателя получается наименьшей. При прямоточной схеме средняя разность температур оказывается меньше, чем при противоточной, поэтому требуется большая поверхность нагрева.

Скорость движения пара в трубах пароперегревателя обычно составляет 20—25 м / с, что позволяет поддерживать значения коэффициента теплоотдачи на достаточно высоком уровне. Температура дымовых газов в зоне пароперегревателя равна 900—1 000°С, а температура пара, проходящего по трубкам, достигает 450—600°С, поэтому пароперегреватель изготавливается из дорогих жаропрочных сталей с большим пределом ползучести.

Температура перегретого пара всегда должна поддерживаться в определенном диапазоне, поскольку при ее понижении повышается влажность пара, а при повышении температуры сверх расчетной появляется опасность чрезмерных термических деформаций и снижения прочности отдельных элементов установки. Регулирование температуры перегрева пара может осуществляться перепуском части газов мимо пароперегревателя путем смешения перегретого пара с насыщенным и впрыскиванием воды в поток пар (до и после пароперегревателя).

2.3.3 Воздухоподогреватели

Воздухоподогреватель — теплообменный аппарат, служащий для подогрева воздуха продуктами сгорания перед подачей в топку котла.

Предварительный подогрев воздуха улучшает процесс горения топлива и повышает КПД котельной установки. Особенно это актуально при сжигании влажного топлива.

В зависимости от способа передачи тепла различают два типа воздухоподогревателей: *рекуперативные* (передача тепла от газа к воздуху происходит через стенку, разделяющую потоки газа и воздуха) и *регенеративные* (воздух воспринимает тепло от предварительно нагретых дымовыми газами керамических или металлических поверхностей). В последних поверхности попеременно нагреваются газами и охлаждаются воздухом.

Регенеративный воздухоподогреватель котла (рис. 2.5) представляет собой медленно вращающийся (3—5 об / мин) барабан (ротор) с набивкой (насадкой) из гофрированных листов, заключенных в неподвижный корпус. С помощью секторных плит корпус разделен на две части — газовую и воздушную таким образом, что при вращении ротора насадка попеременно пересекает то газовый, то воздушный поток.

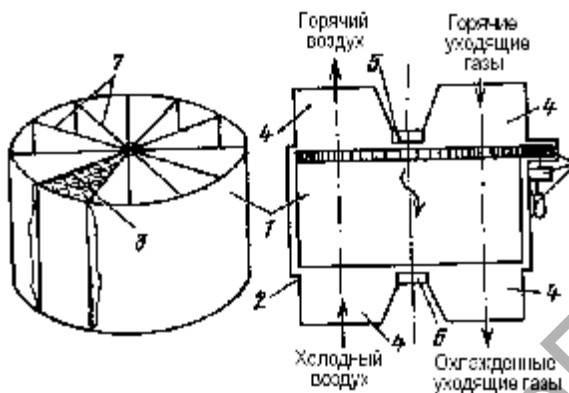


Рисунок 2.5 — Устройство регенеративного вращающегося воздухоподогревателя

Регенеративный воздухоподогреватель отличается компактностью; он широко распространен на мощных энергетических котлоагрегатах. Недостатком его являются большие (до 10%) перетоки воздуха в тракт газов, что ведет к перегрузкам дутьевых вентиляторов и дымососов и увеличению потерь с уходящими газами.

На практике чаще применяются рекуперативные воздухоподогреватели (пластинчатые и трубчатые). Общий вид трубчатого воздухоподогревателя показан на рисунке 2.6.

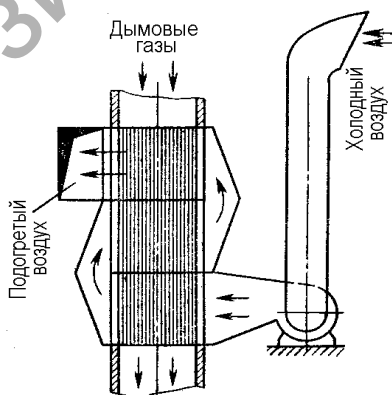


Рисунок 2.6 — Рекуперативный трубчатый воздухоподогреватель

Рекуперативные трубчатые воздухоподогреватели изготавливаются из труб с наружным диаметром 38—54 мм, расположенных в шахматном порядке. Продукты сгорания движутся внутри труб, а воздух омывает их снаружи, что облегчает очистку воздухоподогревателя от летучей золы. При средних скоростях газа 8—10 м / сек и воздуха 4—6 м / сек общий коэффициент теплопередачи составляет 12—16 Вт / (м²·°С).

Для подогрева воздуха до температуры 320—420°С применяются двухступенчатые воздухоподогреватели, вторая ступень которых устанавливается между двумя секциями водяного экономайзера и нагревается дымовыми газами, имеющими большую температуру, чем в одноступенчатых воздухоподогревателях.

2.3.4 Водяные экономайзеры

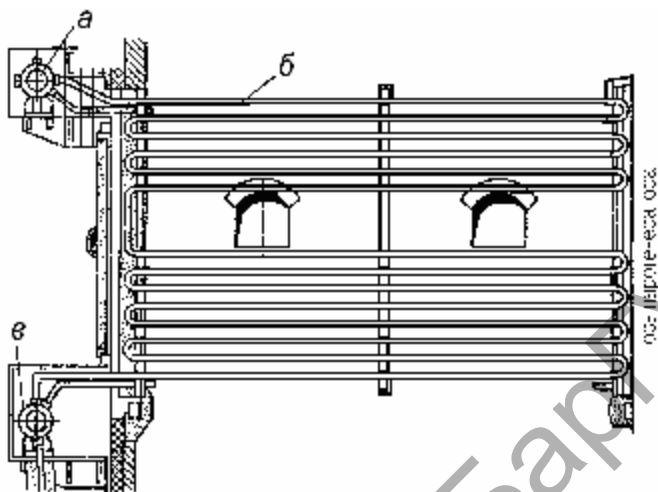
Водяной экономайзер — элемент котельного агрегата (теплообменник), в котором питательная вода перед подачей в котел подогревается продуктами сгорания топлива. Водяные экономайзеры снижают температуру уходящих газов, повышая КПД котельного агрегата. Подогрев питательной воды в экономайзере за счет тепла дымовых газов дает экономию топлива 5—12%.

В зависимости от степени подогрева воды экономайзеры могут быть *кипящего и некипящего* типов. В экономайзерах кипящего типа вода нагревается до температуры кипения и может частично испаряться. В экономайзерах некипящего типа температура воды на выходе на 30—40°С ниже температуры кипения. Они используются для парогенераторов с давлением водяного пара не выше 2,4 МПа. В данных экономайзерах закипание воды не допускается.

Экономайзеры некипящего типа изготавливаются из гладких и ребристых чугунных труб. Экономайзеры кипящего типа выполняются из стальных, преимущественно гладких, труб и используются при более высоком давлении.

Расположение труб в экономайзере обычно шахматное, но может быть и коридорным.

На рисунке 2.7 представлена схема водяного экономайзера, из которой видно, что направление движения воды осуществляется снизу вверх. При этом образующиеся пузырьки воздуха и растворенных в воде газов будут подниматься вверх, не препятствуя движению воды в трубах.



a — выходная камера; *б* — змеевики экономайзера; *в* — входная камера

Рисунок 2.7 — Водяной экономайзер

Дымовые газы движутся сверху вниз, нагревая снаружи трубы экономайзера. Противоточная схема обеспечивает высокий средний температурный напор.

Скорость дымовых газов в экономайзере составляет 6—10 м / с, а скорость воды — 0,3—1,5 м / с.

Для предохранения экономайзера от внешней коррозии температура поступающей в него воды должна быть выше температуры точки росы дымовых газов (температуры конденсации водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания). Эта температура при сжигании влажных топлив с незначительным содержанием серы колеблется от 20 до 60°С, а при сжигании сернистых топлив она может достигать 120—140°С.

2.4 Тепловой баланс котельного агрегата

Тепловой баланс котлоагрегата выражает соотношение между теплом, получаемым при сжигании топлива, полезно использованным теплом и тепловыми потерями. Он составляется на 1 кг твердого (жидкого) или на 1 м³ газообразного топлива применительно к установившемуся тепловому состоянию котельного агрегата.

Уравнение теплового баланса Q_p^p , кДж / кг, кДж / м³ имеет вид:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (2.1)$$

или в процентах от располагаемой теплоты топлива:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100, \quad (2.2)$$

где q_1, q_2, \dots, q_6 определяются по формулам:

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_p^p} 100, \quad q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} 100 \text{ и т. д.}$$

В уравнениях (2.1) и (2.2) Q_p^p — располагаемая теплота; $Q_1(q_1)$ — теплота, полезно использованная в котлоагрегате на получение пара, $Q_2(q_2)$ — потери теплоты с уходящими газами, $Q_3(q_3)$ — потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, $Q_4(q_4)$ — потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива; $Q_5(q_5)$ — потери теплоты в окружающую среду, $Q_6(q_6)$ — потеря теплоты с физической теплотой шлака.

Указанные переменные определяются зависимостями (2.11—2.23).

Располагаемая теплота Q_p^p , кДж / кг, кДж / м³, на 1 кг твердого (жидкого) или на 1 м³ газообразного топлива определяется по формулам:

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{вн. возд}} + Q_{\text{вн. дуг}} - Q_{\text{к}}; \quad (2.3)$$

$$Q_p^p = Q_n^c + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{вн. возд}} + Q_{\text{вн. дуг}}, \quad (2.4)$$

где Q_n^p и Q_n^c — низшая теплота сгорания рабочей массы твердого и жидкого топлива и сухой массы газообразного топлива, кДж / кг (кДж / м³);

$Q_{\text{тл}}$ — физическая теплота топлива, кДж / кг (кДж / м³);

$Q_{\text{вн. возд}}$ — теплота, вносимая в топку с воздухом, кДж / кг (кДж / м³);

$Q_{\text{вн. дут}}$ — теплота, вносимая в топку с паровым дутьем, кДж / кг (кДж / м³);

$Q_{\text{к}}$ — теплота, затраченная на разложение карбонатов при сжигании сланцев, кДж / кг.

Физическая теплота топлива $Q_{\text{топл}}$ рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{топл}} = C_{\text{топл}}^{\text{р}} t_{\text{топл}}, \quad (2.5)$$

где $C_{\text{топл}}^{\text{р}}$ — теплоемкость рабочей массы топлива, кДж / (кг · °С);

$t_{\text{топл}}$ — температура топлива на входе в топку, °С.

Теплоемкость рабочей массы топлива $C_{\text{топл}}^{\text{р}}$, кДж / (кг · °С), определяется следующим образом:

$$C_{\text{топл}}^{\text{р}} = C_{\text{топл}}^{\text{с}} \frac{100 - W^{\text{р}}}{100} + C_{\text{H}_2\text{O}} \frac{W^{\text{р}}}{100}, \quad (2.6)$$

где $C_{\text{топл}}^{\text{с}}, C_{\text{H}_2\text{O}}$ — соответственно теплоемкость сухой массы твердого топлива и воды, кДж / (кг · °С).

Показатель $C_{\text{тл}}^{\text{с}}$ для антрацита равен 0,921, для каменных углей — 0,962, для бурых углей — 1,088, для торфа — 1,297 и сланцев — 1,046.

Теплоемкость мазута $C_{\text{тл}}^{\text{с}}$ рассчитывается по формуле

$$C_{\text{тл}}^{\text{с}} = 1,74 + 0,0025t_{\text{т}}. \quad (2.7)$$

Физическая теплота топлива учитывается в том случае, если оно предварительно подогрето вне котлоагрегата (осуществлен подогрев мазута, сушка топлива в разомкнутой системе и т. д.).

Теплота, вносимая в топку с воздухом, подогретым вне агрегата, $Q_{\text{вн. возд}}$ определяется следующим образом:

$$Q_{\text{вн. возд}} = \alpha_{\text{т}} V_0 C_{\text{возд}}^{\text{л}} V t_{\text{возд}}, \quad (2.8)$$

где $C'_{\text{возд}}$ — средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж / (м³·°C);

$\Delta t_{\text{возд}}$ — разность температур подогретого и холодного воздуха, °C.

Теплота, вносимая в топку с паровым дутьем, $Q_{\text{п}}$ рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{вн. дут}} = W_{\text{п}} (I_{\text{п}} - 2510), \quad (2.9)$$

где $W_{\text{п}}$ и $I_{\text{п}}$ — соответственно расход и энтальпия пара, идущего на дутье или распыливание топлива, кг / кг и кДж / кг.

Для дутья расход пара составляет $W_{\text{п}} = 0,7...0,8$ кг / кг; для распыливания паровыми форсунками — $W_{\text{п}} = 0,35$ кг / кг, для распыливания паромеханическими форсунками — $W_{\text{п}} = 0,03...0,035$ кг / кг.

Теплота, затраченная на разложение карбонатов при сжигании сланцев, $Q_{\text{к}}$, кДж / кг, определяется следующим образом:

$$Q_{\text{к}} = 40,6K(\text{CO}_2)_{\text{к}}^{\text{P}}, \quad (2.10)$$

где K — коэффициент разложения карбонатов.

Теплота, полезно использованная в котлоагрегате, Q_1 , кДж / кг, определяется по формуле

$$Q_1 = \frac{D_{\text{п.п}}}{B} \left[(I_{\text{п.п}} - I_{\text{п.в}}) + \frac{P}{100} (I_{\text{к.в}} - I_{\text{п.в}}) \right] + D_{\text{н.п}} (I_{\text{н.п}} - I_{\text{п.в}}), \quad (2.11)$$

где $D_{\text{п.п}}$, $D_{\text{н.п}}$ — соответственно расход перегретого и насыщенного пара, кг / с;

$I_{\text{п.п}}$, $I_{\text{н.п}}$, $I_{\text{п.в}}$, $I_{\text{к.в}}$ — соответственно энтальпия перегретого и насыщенного пара, питательной и котловой воды, кДж / кг;

P — величина непрерывной продувки, %.

Теплота, полезно использованная в водогрейных котлах, Q_1 , кДж / кг, определяется по формуле

$$Q_1 = \frac{M_{\text{в}}}{B} (I_2 - I_1), \quad (2.12)$$

где M_B — расход воды, кг / с;

I_2 и I_1 — соответственно энтальпии воды, поступающей в котел и выходящей из него, кДж / кг.

Теплота, полезно использованная в котлоагрегате, q_1 , %, определяется по формуле

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_p} 100. \quad (2.13)$$

Потери теплоты с уходящими газами, Q_2 , кДж / кг, определяются по формуле

$$\begin{aligned} Q_2 &= (V_{y.g} C'_{y.g} t_{y.g} - \alpha_{y.g} V_0 C'_{возд} t_{возд}) (100 - q_4) / 100 = \\ &= (I_{y.g} - \alpha_{y.g} I_{x.возд}^0) (100 - q_4) / 100, \end{aligned} \quad (2.14)$$

где $V_{y.g}$ — объем уходящих (дымовых) газов на выходе из последнего газохода котлоагрегата, м³ / кг;

$C'_{y.g}$ — средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении, определяемая по $t_{y.g}$, кДж / (м³·°C);

$t_{y.g}$ — температура уходящих газов на выходе из последнего газохода, °C;

$\alpha_{y.g}$ — избытка воздуха за котлоагрегатом (за последним газоходом);

$t_{возд}$ — температура воздуха в котельной, °C;

q_4 — потеря теплоты от механической неполноты сгорания, %;

$I_{y.g}$, $I_{x.возд}^0$ — соответственно энтальпии продуктов сгорания и холодного воздуха, кДж / кг.

Потери теплоты с уходящими газами q_2 , %, рассчитываются по формуле

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p} 100. \quad (2.15)$$

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива Q_3 , кДж / кг, определяются содержанием в продуктах горения CO:

$$Q_3 = 237(C^p + 0,375 S_{II}^p)CO / (R_2O + CO), \quad (2.16)$$

где C^p и S_{II}^p — содержание углерода и серы в рабочей массе топлива, %;

CO — содержание оксида углерода в уходящих газах, %;

$R_2O = CO_2 + SO_2$ — содержание CO_2 и SO_2 в уходящих газах, %.

Для газов показатель Q_3 можно принять равным нулю.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива q_3 , %, рассчитываются следующим образом:

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p^p} 100. \quad (2.17)$$

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива Q_4 , кДж / кг, складываются из трех составляющих: потерь теплоты топлива со шлаком $Q_{4_{шл}}$, кДж / кг, потерь теплоты с провалом топлива под колосниковую решетку $Q_{4_{пр}}$, кДж / кг, и потерь теплоты с частичками топлива, уносимыми уходящими газами $Q_{4_{ун}}$, кДж / кг, т. е.

$$Q_4 = Q_{4_{шл}} + Q_{4_{пр}} + Q_{4_{ун}}. \quad (2.18)$$

Для газов показатель Q_4 равен нулю.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива q_4 , %, определяются следующим образом:

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p^p} 100 = \frac{327 A^p}{Q_p^p} \left(a_{шл+пр} \frac{b_{шл+пр}}{100 - b_{шл+пр}} + a_{ун} \frac{b_{ун}}{100 - b_{ун}} \right), \quad (2.19)$$

где $a_{\text{шл+пр}}$ — доля золы в шлаке и провале в сумме от общего количества золы, введенного в топку с топливом, %;

$b_{\text{шл+пр}}$ — содержание горючих в шлаке и провале в сумме, %;

$a_{\text{ун}}$ — доля золы в уносе от общего количества золы, введенного в топку с топливом, %;

$b_{\text{ун}}$ — содержание горючих в уносе, %.

Потери теплоты в окружающую среду Q_5 , кДж / кг, зависят от размеров поверхности котлоагрегата, качества обмуровки и тепловой изоляции.

В расчетах потери теплоты в окружающую среду принимаются по нормативным данным, а при испытаниях котельных агрегатов определяются из следующего уравнения теплового баланса:

$$Q_5 = Q_p^p - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_6) \quad (2.20)$$

или в процентах

$$q_5 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_6). \quad (2.21)$$

Потери теплоты с физической теплотой шлака Q_6 , кДж / кг, определяются следующим образом:

$$Q_6 = a_{\text{шл}} C_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^p / 100, \quad (2.22)$$

где $a_{\text{шл}}$ — доля золы топлива в шлаке;

$C_{\text{шл}}$ — массовая теплоемкость шлака, кДж / (кг·°С);

$t_{\text{шл}}$ — температура шлака, °С.

Для камерных топок $a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}$. Для слоевых топок к $a_{\text{шл}}$ следует прибавить долю золы топлива в провале $a_{\text{пр}}$.

Потери теплоты с физической теплотой шлака q_6 определяются по формуле

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_p^p} 100 = a_{\text{шл}} c_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^p / Q_p^p. \quad (2.23)$$

Коэффициенты полезного действия котельного агрегата (брутто) и установки (нетто). Коэффициент полезного действия котельного агрегата (брутто) $\eta_{к.а}^{бр}$ характеризует степень экономичности его работы и представляет собой отношение использованной в котлоагрегате теплоты к располагаемой теплоте топлива:

$$\eta_{к.а}^{бр} = \frac{Q_1}{Q_p^p} \cdot 100 \quad (2.24)$$

или

$$\eta_{к.а}^{бр} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad (2.25)$$

КПД котельной установки (нетто) $\eta_{к.у}^{нт}$ равен разности КПД котлоагрегата и расхода теплоты на собственные нужды (освещение, привод насосов, вентиляторов и т. д.):

$$\eta_{к.у}^{нт} = \eta_{к.а}^{бр} - \frac{Q_{с.н}}{BQ_p^p} \cdot 100, \quad (2.26)$$

где $Q_{с.н}$ — расход теплоты на собственные нужды, кДж / с.

Расход топлива. При тепловых расчетах котельных агрегатов различают натуральный расход топлива и расчетный.

Натуральный расход топлива B , кг / с, определяется по формуле

$$B = \frac{D_{п.п} \left[(I_{п.п} - I_{п.в}) + \frac{P}{100} (I_{к.в} - I_{п.в}) \right] + D_{н.п} (I_{н.п} - I_{п.в})}{Q_p^p \eta_{к.а}^{бр}} \cdot 100. \quad (2.27)$$

Расчетный расход топлива B_p , кг / с, определяется с учетом механической неполноты сгорания по формуле

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right). \quad (2.28)$$

Пример 2.1

В топке котельного агрегата паропроизводительностью $D = 19,4$ кг / с сжигается уголь, имеющий следующий состав рабочей массы: $C^P = 70,0\%$; $H^P = 3,3\%$; $O^P = 2,0\%$; $N^P = 1,5\%$; $S_{\text{д}}^P = 0,5\%$; $A^P = 14,7\%$; $W^P = 8,0\%$.

Составить тепловой баланс котельного агрегата, если известны температура топлива при входе в топку ($t_{\text{т}} = 20^\circ\text{C}$), натуральный расход топлива ($B = 2,3$ кг / с), давление перегретого пара ($p_{\text{п.п}} = 4,0$ МПа), температура перегретого пара ($t_{\text{п.п}} = 450^\circ\text{C}$), температура питательной воды ($t_{\text{п.в}} = 150^\circ\text{C}$), величина непрерывной продувки ($P = 5\%$); теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива ($V_0 = 6,61$ м³ / кг), объем уходящих газов на выходе из последнего газохода ($V_{\text{у.г}} = 10,91$ м³ / кг), температура уходящих газов на выходе из последнего газохода ($t_{\text{у.г}} = 160^\circ\text{C}$), средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении ($C'_{\text{у.г}} = 1,38$ кДж / (м³·°C)), коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом ($\alpha_{\text{у.г}} = 1,48$), температура воздуха в котельной ($t_{\text{возд}} = 30^\circ\text{C}$), средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении ($C'_{\text{возд}} = 1,3$ кДж / (м³·°C)), содержание в уходящих газах оксида углерода ($\text{CO} = 0,2\%$) и трехатомных газов ($\text{RO}_2 = 13,3\%$), доля золы в шлаке и провале от содержания ее в топливе ($a_{\text{шл+пр}} = 80,0\%$), доля золы в уносе от содержания ее в топливе ($a_{\text{ун}} = 20,0\%$), содержание горючих в шлаке и провале $b_{\text{шл+пр}} = 14,1\%$ и содержание горючих в уносе $b_{\text{ун}} = 30,0\%$.

Потерями теплоты с физической теплотой шлака пренебречь.

Решение

Низшая теплота сгорания рабочей массы топлива определяется по формуле (1.10) и равна $Q_{\text{н}}^P = 26\,765,03$ кДж / кг.

Теплоемкость рабочей массы топлива $C_{\text{топл}}^P$ вычисляется по формуле (2.6)

$$C_{\text{тл}}^P = C_{\text{тл}}^c \frac{100 - W^P}{100} + C_{\text{H}_2\text{O}} \frac{W^P}{100} = 0,962 \frac{100 - 8}{100} + 4,19 \frac{8}{100} = 1,22 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{°C)}$$

Физическая теплота топлива $Q_{\text{топл}}$ рассчитывается по формуле (2.5)

$$Q_{\text{топл}} = C_{\text{топл}}^p t_T = 1,22 \cdot 20 = 24,4 \quad \text{кДж / кг.}$$

Располагаемая теплота Q_p^p определяется по формуле (2.3) или (2.4)

$$\begin{aligned} Q_p^p &= Q_n^p + Q_{\text{гл}} + Q_{\text{вн.возд}} + Q_{\text{вн.дуг}} - Q_k = Q_n^p + Q_{\text{гл}} = \\ &= 26\,765,03 + 24,4 = 26\,789,5 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Теплота, вносимая в топку с паровым дутьем $Q_{\text{вн. дуг}}$, а также теплоту, затраченная на разложение карбонатов Q_k , (см. формулы 2.9 и 2.10) принимаются равными нулю.

Теплота, полезно использованная в котлоагрегате, Q_1 рассчитывается по формуле (2.11)

$$\begin{aligned} Q_1 &= \frac{D_{\text{п.п}}}{B} \left[(I_{\text{п.п}} - I_{\text{п.в}}) + \frac{P}{100} (I_{\text{кв}} - I_{\text{п.в}}) \right] + D_{\text{н.п}} (I_{\text{н.п}} - I_{\text{п.в}}) = \\ &= \frac{19,4}{2,3} \left[(3\,300 - 632,2) + \frac{5}{100} (1\,087,5 - 632,2) \right] = 22\,696,1 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

При этом $D_{\text{п.п}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

В случае, если в условии задачи дан расход воды M_B , то теплоту Q_1 рассчитывают по формуле (2.12).

Энтальпию пара $I_{\text{п.п}}$ находим по IS -диаграмме (приложение Б): $I_{\text{п.п}} = 3330$ кДж / кг, энтальпию питательной и котловой воды — по таблицам А.3, А.4 (см. приложение А): $I_{\text{п.в}} = I' = 632,2$ кДж / кг (по температуре питательной воды); $I_{\text{к.в}} = I' = 1\,087,5$ кДж / кг (по давлению перегретого пара).

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, определяется по формуле (2.19)

$$q_4 = \frac{327 A^p}{Q_p^p} \left(a_{\text{шл+пр}} \frac{b_{\text{шл+пр}}}{100 - b_{\text{шл+пр}}} + a_{\text{ун}} \frac{b_{\text{ун}}}{100 - b_{\text{ун}}} \right) =$$

$$= \frac{327 \cdot 14,8}{26\,789,5} \left(80 \frac{25}{100 - 25} + 20 \frac{30}{100 - 30} \right) = 3,9\% .$$

Потери теплоты от механической неполноты сгорания Q_4 , кДж / кг, определяем по формуле (2.19)

$$Q_4 = \frac{q_4 Q_p^p}{100} = \frac{3,9 \cdot 26\,789,5}{100} = 1\,044,8 \text{ кДж / кг.}$$

Потери теплоты с уходящими газами Q_2 находим по формуле (2.14)

$$Q_2 = (V_{\text{у.г}} C'_{\text{у.г}} t_{\text{у.г}} - \alpha_{\text{у.г}} V_0 C'_{\text{возд}} t_{\text{возд}}) (100 - q_4) / 100 =$$

$$= (10,91 \cdot 1,38 \cdot 160 - 1,48 \cdot 6,61 \cdot 1,3 \cdot 30) (100 - 3,9) / 100 = 1\,949,1 \text{ кДж / кг.}$$

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива Q_3 рассчитываются по формуле (2.16)

$$Q_3 = 237 (C^p + 0,375 S_n^p) \text{CO} / (R_2 \text{O} + \text{CO}) =$$

$$= 237 (70,0 + 0,375 \cdot 0,5) 0,2 / (13,3 + 0,2) = 246,4 \text{ Дж / кг.}$$

Потери теплоты в окружающую среду определяются по формуле (2.20)

$$Q_5 = Q_p^p - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4) =$$

$$= 26\,789,5 - (22\,696,1 + 1\,949,1 + 246,4 + 1\,044,8) = 853,1 \text{ кДж / кг.}$$

Составляющие теплового баланса определяются по формулам (2.12), (2.15), (2.17), (2.19):

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_p^p} 100 = \frac{22\,696,1}{26\,789,5} 100 = 84,7\% ;$$

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} 100 = \frac{1949,1}{26\,789,5} 100 = 7,3\%;$$

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_p^p} 100 = \frac{246,4}{26\,789,5} 100 = 0,9\%;$$

$$q_4 = \frac{Q_4}{Q_p^p} 100 = \frac{1\,044,8}{26\,789,5} 100 = 3,9\%;$$

$$q_5 = \frac{Q_5}{Q_p^p} 100 = \frac{853,1}{26\,789,5} 100 = 3,2\%.$$

Тепловой баланс котельного агрегата Q_p^p согласно формулы (2.1) представляет собой следующую сумму:

$$\begin{aligned} Q_p^p &= Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = \\ &= 22\,696,1 + 1\,949,1 + 246,4 + 1\,044,8 + 853,1 = 26\,789,5 \text{ кДж / кг} \end{aligned}$$

или в процентах от располагаемой теплоты топлива согласно уравнению (2.2):

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 84,7 + 7,3 + 0,9 + 3,9 + 3,2 = 100\%.$$

Пример 2.2

В топке котла сжигается малосернистый мазут следующего состава:

$C^p = 84,65\%$, $H^p = 11,7\%$, $O^p = 0,3\%$, $S_{л}^p = 0,3\%$, $A^p = 0,05\%$, $W^p = 3,0\%$.
 Определить в кДж / кг и процентах потери теплоты с уходящими газами из котлоагрегата, если известны коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом ($\alpha_{y.g} = 1,35$), температура уходящих газов на выходе из последнего газохода ($t_{y.g} = 160^\circ\text{C}$), температура воздуха в котельной ($t_{\text{возд}} = 30^\circ\text{C}$), средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении ($C'_{\text{возд}} = 1,3 \text{ кДж / (м}^3 \cdot ^\circ\text{C)}$) и температура подогрева мазута ($t_{\text{топл}} = 90^\circ\text{C}$).

Решение

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.10) и получаем:

$$\begin{aligned} Q_{\text{H}}^{\text{P}} &= 339C^{\text{P}} + 1256\text{H}^{\text{P}} - 109\left(\text{O}^{\text{P}} - \text{S}_{\text{л}}^{\text{P}}\right) - 25,1\left(9\text{H}^{\text{P}} + \text{W}^{\text{P}}\right) = \\ &= 339 \cdot 84,65 + 1256 \cdot 11,7 - 25,1(11,7 + 3,0) = 43\,760,5 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Теплоемкость мазута рассчитывается по формуле (2.7) следующим образом:

$$C_{\text{топл}}^{\text{P}} = 1,74 + 0,0025 t_{\text{топл}} = 1,74 + 0,0025 \cdot 90 = 1,97 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{°C)}.$$

Физическая теплота топлива определяется по формуле (2.5)

$$Q_{\text{тл}} = C_{\text{топл}}^{\text{P}} t_{\text{топл}} = 1,97 \cdot 80 = 177,3 \text{ кДж / кг.}$$

Располагаемая теплота определяется по формуле (2.3)

$$\begin{aligned} Q_{\text{р}}^{\text{P}} &= Q_{\text{H}}^{\text{P}} + Q_{\text{топл}} + Q_{\text{вн.возд}} + Q_{\text{вн.дуг}} - Q_{\text{к}} = Q_{\text{H}}^{\text{P}} + Q_{\text{топл}} = \\ &= 43\,760,5 + 177,3 = 43\,937,8 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Теоретический объем воздуха, необходимый для сгорания 1 кг топлива, определяется по формуле (1.14)

$$\begin{aligned} V_0 &= 0,089C^{\text{P}} + 0,265\text{H}^{\text{P}} + 0,033 \left(\text{S}_{\text{л}}^{\text{P}} - \text{O}^{\text{P}}\right) = \\ &= 0,089 \cdot 84,65 + 0,265 \cdot 11,7 = 10,62 \text{ м}^3 / \text{кг} . \end{aligned}$$

Объем трехатомных газов определяется по формуле (1.18)

$$\begin{aligned} V_{\text{R}_2\text{O}} &= 0,0186\left(C^{\text{P}} + 0,375 \text{ S}_{\text{л}}^{\text{P}}\right) = \\ &= 0,0186(84,65 + 0,375 \cdot 0,3) = 1,58 \text{ м}^3 / \text{кг} . \end{aligned}$$

Теоретический объем двухатомных газов определяется по формуле (1.19)

$$V_{R_2} = 0,79V_0 + 0,8 \frac{N^P}{100} = 0,79 \cdot 10,62 = 8,39 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров определяется по формуле (1.20)

$$\begin{aligned} V_{H_2O}^{\min} &= 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V_0 = \\ &= 0,111 \cdot 11,7 + 0,0124 \cdot 3,0 + 0,0161 \cdot 10,62 = 1,51 \text{ м}^3 / \text{кг}. \end{aligned}$$

Энтальпия продуктов сгорания при $\alpha = 1$ и $t_{y,\Gamma} = 160^\circ\text{C}$ определяется по формуле (1.28)

$$\begin{aligned} I_{\Gamma}^0 &= (V_{R_2O} C'_{R_2O} + V_{R_2} C'_{R_2} + V_{H_2O}^{\min} C'_{H_2O}) t = \\ &= (1,58 \cdot 1,7682 + 8,39 \cdot 1,30003 + 1,51 \cdot 1,5204) 160 = 2\,559,5 \text{ кДж / кг}. \end{aligned}$$

Значения C'_{R_2O} , C'_{R_2} , C'_{H_2O} взяты из таблицы А.1 (см. приложение А).

Энтальпия воздуха при $\alpha = 1$ и $t_{y,\Gamma} = 160^\circ\text{C}$ определяется по формуле (1.29)

$$I_{\text{возд}}^0 = V_0 C'_{\text{возд}} t_{y,\Gamma} = 10,62 \cdot 1,33224 \cdot 160 = 2\,263,7 \text{ кДж / кг}.$$

Значение $C'_{\text{в.в}}$ находим по таблицы А1 (см. приложение А).

Энтальпия продуктов сгорания при $t_{y,\Gamma} = 160^\circ\text{C}$ определяется по формуле (1.27)

$$\begin{aligned} I_{\Gamma} &= I_{y,\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + I_{\text{возд}}^0 (\alpha_{y,\Gamma} - 1) = 2\,559,5 + 2\,263,7 (1,35 - 1) = \\ &= 5\,389,1 \text{ кДж / кг}. \end{aligned}$$

Энтальпия холодного воздуха равна

$$I_{\text{х.возд}}^0 = V_0 C'_{\text{возд}} t_{\text{возд}} = 10,62 \cdot 1,3 \cdot 30 = 414,8 \text{ кДж / кг}.$$

Потери теплоты с уходящими газами определяются по формуле (2.14)

$$Q_2 = (I_{y.г} - \alpha_{y.г} I_{x.возд}^0) (100 - q_4) / 100 = \\ = (5\,389,1 - 1,35 \cdot 414,8) (100 - 0) / 100 = 4\,829,1 \text{ кДж / кг}$$

или в процентах — по формуле (2.15)

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q^P} 100 = \frac{4\,829,1}{43\,837,8} 100 = 11,0\% .$$

Пример 2.3

Определить в процентах потери теплоты в окружающую среду, если известны теплота, полезно использованная в котлоагрегате ($q_1 = 87,0\%$), потери теплоты с уходящими газами ($q_2 = 8,0\%$), потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, ($q_3 = 0,5\%$), потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, ($q_4 = 0,5\%$), доля золы топлива в шлаке ($a_{\text{шл}} = 0,8$), теплоемкость шлака ($C_{\text{шл}} = 0,934 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{°C)}$); температура шлака ($t_{\text{шл}} = 600\text{°C}$), температура воздуха в котельной ($t_{\text{возд}} = 30\text{°C}$), температура воздуха, поступающего в топку ($t'_{\text{возд}} = 169\text{°C}$) и коэффициент избытка воздуха в топке ($\alpha_T = 1,4$). Котельный агрегат работает на угле состава: ($C^P = 70,0\%$); ($H^P = 3,3\%$); ($O^P = 2,0\%$); ($N^P = 1,5\%$); ($S_{\text{л}}^P = 0,5\%$); ($A^P = 14,7\%$); ($W^P = 8,0\%$).

Решение

Низшая теплота сгорания рабочей массы топлива Q_H^P определяется по формуле (1.10) (см. пример 1.4) и равна $Q_H^P = 26\,765,0 \text{ кДж / кг}$.

Теоретически необходимый объем воздуха V_0 определяется по формуле (1.14) и равен $V_0 = 6,61 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Теплота, вносимая в топку с воздухом, $Q_{\text{вн. возд}}$ определяется по формуле (2.8)

$$Q_{\text{вн. возд}} = \alpha_T V_0 C'_{\text{возд}} \Delta t_{\text{возд}} = 1,4 \cdot 6,61 \cdot 1,3 \cdot 139 = 1\,672,2 \text{ кДж / кг.}$$

Располагаемая теплота определяется по формуле (2.3)

$$Q_p^p = Q_n^p + Q_{\text{тл}} + Q_{\text{вн. возд}} + Q_{\text{вн. дут}} - Q_k = Q_n^p + Q_{\text{вн. возд}} = \\ = 26\,765,0 + 1\,672,2 = 28\,437,2 \text{ кДж / кг.}$$

Потери теплоты с физической теплотой шлака q_6 определяем по формуле (2.23)

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} C_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^p}{Q_p^p} = \frac{0,8 \cdot 0,934 \cdot 600 \cdot 14,7}{28\,437,2} = 0,2\%.$$

Потери теплоты в окружающую среду q_5 определяются по формуле (2.21)

$$q_5 = 100 - (q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_6) = \\ = 100 - (87 + 8 + 0,5 + 3,5 + 0,2) = 0,8\%.$$

Пример 2.4

В пылеугольной топке котельного агрегата паропроизводительностью D , равной 5,56 кг / с, сжигается бурый уголь с низшей теплотой сгорания Q_n^p , равной 15 000 кДж / кг.

Определить КПД котлоагрегата (брутто) и расход натурального и условного топлива, если известны давление перегретого пара ($p_{\text{п.п}} = 4,0$ МПа), температура перегретого пара ($t_{\text{п.п}} = 450^\circ\text{C}$), температура питательной воды ($t_{\text{п.в}} = 150^\circ\text{C}$), величина непрерывной продувки ($P = 3\%$), потери теплоты с уходящими газами ($q_2 = 7\%$), потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива ($q_3 = 0,5\%$), потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива ($q_4 = 1\%$), потери теплоты в окружающую среду ($q_5 = 1,3\%$) и потери теплоты с физической теплотой шлака ($q_6 = 0,4\%$).

Решение

КПД котлоагрегата (брутто) находим по формуле (2.25)

$$\begin{aligned}\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} &= 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = \\ &= 100 - (7 + 0,5 + 1 + 1,3 + 0,4) = 89,8\%.\end{aligned}$$

Натуральный расход топлива определяем по формуле (2.27)

$$\begin{aligned}B &= \frac{D_{\text{п.п}} \left[(I_{\text{п.п}} - I_{\text{п.в}}) + \frac{P}{100} (I_{\text{к.в}} - I_{\text{п.в}}) \right]}{Q_{\text{р}}^{\text{п}} \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}}} 100 = \\ &= \frac{5,56 \left[(3330 - 632,2) + \frac{3}{100} (1087,5 - 632,2) \right]}{15\,000 \cdot 89,8} 100 = 1,12 \text{ кг / с}.\end{aligned}$$

При этом $D_{\text{п.п}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Располагаемая теплота $Q_{\text{р}}^{\text{п}} = Q_{\text{н}}^{\text{п}} = 15\,000$ кДж / кг.

Энтальпию пара $I_{\text{п.п}}$ находим по IS -диаграмме (см. приложение Б):

$I_{\text{п.п}} = 3\,330$ кДж / кг; энтальпию питательной и котловой воды находим

по таблицам А.3, А.4 (см. приложение А): $I_{\text{п.в}} = I' = 632,2$ кДж / кг;

$I_{\text{к.в}} = I' = 1\,087,5$ кДж / кг.

Расход условного топлива определяется по формулам (1.12) и (1.13):

$$B_{\text{у}} = BE = B \frac{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}{29\,300} = \frac{1,12 \cdot 15\,000}{29\,300} = 0,57 \text{ кг / с}.$$

Пример 2.5

Определить КПД брутто и нетто котельной установки, работающей на угле следующего состава $C^{\text{п}} = 70,0\%$; $H^{\text{п}} = 3,3\%$; $O^{\text{п}} = 2,0\%$; $N^{\text{п}} = 1,5\%$; $S_{\text{л}}^{\text{п}} = 0,5\%$; $A^{\text{п}} = 14,7\%$; $W^{\text{п}} = 8,0\%$, если известны натуральный расход

топлива ($B = 2,3$ кг / с), паропроизводительность котельного агрегата ($D = 1,8$ кг / с), давление перегретого пара ($p_{п.п} = 4,0$ МПа), температура питательной воды ($t_{п.в} = 140^\circ\text{C}$), величина непрерывной продувки ($P = 3\%$). Расход теплоты на собственные нужды $Q_{с.н}$ составляет 390 кДж / с. Физической теплотой топлива пренебречь.

Решение

Низшая теплота сгорания рабочей массы топлива определяется по формуле (1.10) (см. пример 1.4) и равна $Q_{н}^p = Q_p^p = 26765,0$ кДж / кг.

Теплота, полезно использованная в котлоагрегате, определяется по формуле (2.11) (см. пример 2.1) и равна $Q_1 = 22696,1$ кДж / кг.

При этом $D_{п.п} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

КПД котлоагрегата (брутто) определяется по формуле (2.24)

$$\eta_{к.а}^{бр} = \frac{Q_1}{Q_p^p} 100 = \frac{22696,1}{26765,0} 100 = 84,8\%.$$

КПД установки (нетто) определяется по формуле (2.26)

$$\eta_{к.у}^{нт} = \eta_{к.а}^{бр} - \frac{Q_{с.н}}{BQ_p^p} 100 = 84,8 - \frac{390}{2,3 \cdot 26765,0} 100 = 84,2\%.$$

2.5 Расчет теплообмена в топочных устройствах

Полезное тепловыделение в топке Q_T , кДж / кг, кДж / м³, при сгорании 1 кг твердого, жидкого или 1 м³ газообразного топлива определяется по формуле

$$Q_T = Q_p^p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q'_{возд} + Q_{рец.г} - Q_{вн.возд}, \quad (2.29)$$

где $Q'_{возд}$ — теплота, поступающая в топку с холодным или горячим воздухом, кДж / кг;

$Q_{\text{рец. г}}$ — теплота рециркулирующих газов, кДж / кг, определяется по формуле (2.31).

Теплота, вносимая в топку с поступающим холодным или горячим воздухом $Q'_{\text{возд}}$, кДж / кг, рассчитывается следующим образом:

$$Q'_{\text{возд}} = (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пр}} - \alpha_{\text{пр}})V_0 C'_{\text{возд}} t_{\text{г.возд}} + (V\alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{пр}})V_0 C'_{\text{возд}} t_{\text{х.возд}}, \quad (2.30)$$

где $\alpha_{\text{т}}$ — коэффициент избытка воздуха в топке;
 $\Delta\alpha_{\text{пр}}$ — присос воздуха в топке;
 $\alpha_{\text{пр}}$ — присос воздуха в пылеприготовительной установке;
 V_0 — теоретически необходимый объем воздуха, м³ / кг, м³ / м³;
 $C'_{\text{возд}}$ — средняя объемная теплоемкость влажного воздуха, кДж / (м³·°С);
 $t_{\text{г.возд}}$ и $t_{\text{х.возд}}$ — соответственно температуры горячего и холодного воздуха, °С.

Теплота рециркулирующих газов $Q_{\text{рец. г}}$, кДж / кг, рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{рец. г}} = V_{\text{рец. г}} C'_{\text{рец. г}} t_{\text{рец. г}}, \quad (2.31)$$

где $V_{\text{рец. г}}$ — удельный объем рециркулирующих газов, м³ / кг;
 $C'_{\text{рец. г}}$ — средняя объемная теплоемкость рециркулирующих газов, кДж / (м³·°С);
 $t_{\text{рец. г}}$ — температура рециркулирующих газов в месте отбора, °С.

Теплота, вносимая в топку воздухом, подогретым вне котлоагрегата, $Q_{\text{вн.возд}}$ находится по формуле (2.8).

Теоретическая температура горения топлива в топке $t_{\text{т}}$, °С, представляет собой температуру, до которой нагрелись бы продукты сгорания, если бы на их нагрев пошла вся теплота, введенная в топку, за вычетом потерь теплоты от химической неполноты сгорания топлива и физической теплоты шлака.

Зная полезное тепловыделение Q_T в топке, теоретическую температуру горения t_T , °С, определяют по формуле

$$t_T = \frac{Q_T}{V_{RO_2} C'_{RO_2} + V_{R_2} C'_{R_2} + V_{H_2O}^{\min} C'_{H_2O} + (\alpha_T - 1) V_0 C'_{возд}}, \quad (2.32)$$

где $V_{R_{2O}}, V_{R_2}, V_{H_2O}^{\min}$ — теоретические объемы продуктов сгорания топлива, м³ / кг, м³ / м³;

$C'_{R_{2O}}, C'_{R_2}, C'_{H_2O}, C'_{возд}$ — средние объемные теплоемкости трехатомных, двухатомных газов, водяных паров и воздуха соответственно, кДж / (м³·°С).

В формуле (2.32) значения $C'_{R_{2O}}, C'_{R_2}, C'_{H_2O}$ определить невозможно, так как теоретическая температура заранее неизвестна. Поэтому t_T определяют с помощью It -диаграммы для продуктов сгорания (см. рис. 1.1): величина Q_T откладывается на оси ординат диаграммы и находится температура, при которой энтальпия продуктов сгорания I_T будет равна полезному тепловыделению.

Температура газов на выходе из топки t'_T , °С, определяется следующим образом

$$t'_T = \frac{T_T}{M \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \xi H_{л} \alpha_{ч} T_T^3}{\varphi B_p C_p} \right)^{0,6}} + 1 - 273, \quad (2.33)$$

где T_T — абсолютная теоретическая температура горения топлива в топке, К;

M — расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположения максимума температуры в топке;

χ — условный коэффициент загрязнения лучевоспринимающих поверхностей (для гладкотрубных экранов он принимается: 0,6 — при сжигании твердых топлив; 0,55 — при сжигании мазута; 0,65 — при сжигании газообразных топлив);

$H_{л}$ — лучевоспринимающая поверхность нагрева, м²;

$\alpha_{\text{ч}}$ — степень черноты топки;

φ — коэффициент сохранения теплоты;

C_p — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг (1 м^3)

топлива в интервале температур $t'_T - T_T$, кДж / (кг · °С).

При слоевом сжигании твердых топлив расчетный коэффициент M составляет 0,3...0,5, при факельном сжигании жидких и газообразных топлив — 0,05.

Коэффициент сохранения теплоты φ вычисляется по формуле

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}. \quad (2.34)$$

Пример 2.6

Определить теоретическую температуру горения топлива в топке котельного агрегата, работающего на угле следующего состава: $C^p = 70,0\%$; $H^p = 3,3\%$; $O^p = 2,0\%$; $N^p = 1,5\%$; $S_{\text{п}}^p = 0,5\%$; $A^p = 14,7\%$; $W^p = 8,0\%$, если известны температура воздуха в котельной ($t_{\text{возд}} = 30 \text{ °С}$), температура горячего воздуха ($t_{\text{г.возд}} = 295 \text{ °С}$), коэффициент избытка воздуха в топке ($\alpha_T = 1,3$), присос воздуха в топочной камере ($\Delta\alpha_T = 0,05$), потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива ($q_3 = 0,4\%$), потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива ($q_4 = 3,9\%$) и потери теплоты с физической теплотой шлака ($q_6 = 0,5\%$).

Решение

Низшая теплота сгорания рабочей массы топлива определяется по формуле (1.11) и равна $Q_{\text{н}}^p = 26\,765,0$ кДж / кг.

Теоретически необходимый объем воздуха определяется по формуле (1.15) и равен $V_0 = 6,61 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Теплота, вносимая в топку с воздухом, определяется по формуле (2.8)

$$Q_{\text{вн.возд}} = \alpha_T V_0 C'_{\text{возд}} \Delta t_{\text{возд}} = 1,3 \cdot 6,61 \cdot 1,3 \cdot 265 = 2\,960,3 \text{ кДж / кг}.$$

Располагаемую теплоту находим по формуле (2.3)

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{\text{топл}} + Q_{\text{вн. возд}} + Q_{\text{вн. дуг}} - Q_K = Q_H^p + Q_{\text{вн. возд}} = \\ = 26\,765,0 + 2\,960,3 = 29\,725,3 \text{ кДж / кг.}$$

Теплоту, вносимую в топку с воздухом, определяем по формуле (2.30)

$$Q'_{\text{возд}} = (\alpha_T - \Delta\alpha_{\text{пр}} - \alpha_{\text{пр}})V_0 C'_{\text{возд}} t_{\text{г.возд}} + (\Delta\alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{пр}})V_0 C'_{\text{возд}} t_{\text{х.возд}} = \\ = (1,3 - 0,05) \cdot 6,61 \cdot 295 \cdot 1,34 + 0,05 \cdot 6,61 \cdot 30 \cdot 1,32 = 3285,2 \text{ кДж / кг.}$$

Значения средней объемной теплоемкости воздуха взяты из таблицы А.1 (см. приложение А).

Полезное тепловыделение в топке определяем по формуле (2.29)

$$Q_T = Q_p^p \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q'_{\text{возд}} + Q_{\text{реж}} - Q_{\text{вн. возд}} = \\ = 29\,725,3 \frac{100 - 0,4 - 3,9 - 0,5}{100 - 3,9} + 3285,2 - 2960,3 = 29\,771,8 \text{ кДж / кг.}$$

Зная полезное тепловыделение в топке, определяем теоретическую температуру горения с помощью It -диаграммы. Для этого задаем два значения температуры газов (1 000 и 2 000°C) и вычисляем для них энтальпии продуктов сгорания.

Теоретически необходимый объем трехатомных V_{R_2O} , двухатомных V_{R_2} газов, а также теоретический объем водяных паров $V_{H_2O}^{\text{min}}$ рассчитываем по формулам, приведенным выше (см. пример 1.4).

Получим $V_{R_2O} = 1,3 \text{ м}^3 / \text{кг}$; $V_{R_2} = 5,23 \text{ м}^3 / \text{кг}$; $V_{H_2O}^{\text{min}} = 0,57 \text{ м}^3 / \text{кг}$.

Энтальпия продуктов полного сгорания I_T топлива при $t = 1\,000^\circ\text{C}$ равна $I_T = 15\,101,3 \text{ кДж / кг}$, (см. пример 1.4), а при $t = 2\,000^\circ\text{C}$ составит $I_T = 32\,443,0 \text{ кДж / кг}$.

По найденным значениям энтальпий продуктов сгорания строится It -диаграмма (рис. 2.8). С помощью диаграммы по полезному тепловыделению в топке ($Q_T = 29\,771,8 \text{ кДж / кг}$) находим теоретическую температуру горения ($t_T = 1\,780^\circ\text{C}$).

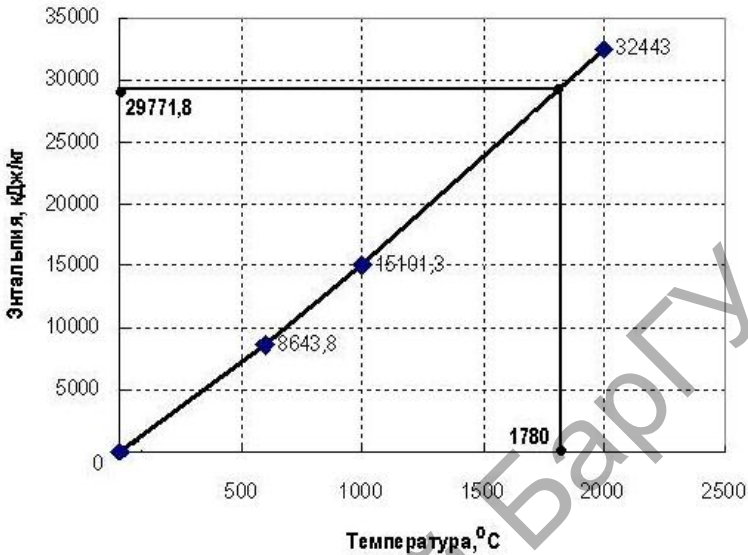


Рисунок 2.8 — Определение теоретической температуры топлива
It-диаграмма

Пример 2.7

Определить температуру газов на выходе из топки котельного агрегата (паропроизводительностью $D = 13,9$ кг / с), работающего на угле следующего состава: $C^P = 28,7\%$; $H^P = 2,2\%$; $O^P = 8,6\%$; $N^P = 0,6\%$; $S_{л}^P = 2,7\%$; $A^P = 25,2\%$; $W^P = 32,0\%$, если известны температура топлива на входе в топку ($t_{\text{топл}} = 20^\circ\text{C}$), давление перегретого пара ($p_{\text{п.п}} = 4,0$ МПа), температура перегретого пара ($t_{\text{п.п}} = 450^\circ\text{C}$), температура питательной воды ($t_{\text{п.в}} = 150^\circ\text{C}$), величина непрерывной продувки ($P = 4\%$); теплоемкость рабочей массы топлива ($C_{\text{топл}}^P = 2,1$ кДж / (кг·°C)), КПД котлоагрегата (брутто) ($\eta_{\text{к.а}}^{\text{бп}} = 86,8\%$), теоретическая температура горения топлива в топке ($t_T = 1631^\circ\text{C}$), условный коэффициент загрязнения ($\alpha_{\text{ч}} = 0,6$), степень черноты топки ($\alpha_{\text{ч}} = 0,708$), лучевоспринимающая поверхность нагрева ($H_{\text{л}} = 239$ м²), средняя суммарная тепло-

емкость продуктов сгорания ($\overline{C_p} = 8,26 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$) в интервале температур $t'_T - T_T$, расчетный коэффициент, зависящий от относительного местоположения максимума температуры в топке, ($M = 0,45$), потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива ($q_4 = 2\%$) и потери теплоты в окружающую среду ($q_5 = 0,9\%$).

Решение

Низшую теплоту сгорания рабочей массы топлива определяем по формуле (1.10)

$$Q_H^p = 339C^p + 1256H^p - 109(O^p - S_L^p) - 25,1(9H^p + W^p) = 339 \cdot 28,7 + 1256 \cdot 2,2 - 109(8,6 - 2,7) - 25,1(9 \cdot 2,2 + 32) = 10549,2 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Физическую теплоту топлива находим по формуле (2.5)

$$Q_{\text{топл}} = C_{\text{топл}}^p t_{\text{топл}} = 2,1 \cdot 20 = 42,0 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Располагаемую теплоту определяем по формуле (2.3)

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_{\text{топл}} + Q_{\text{вн. возд}} + Q_{\text{вн. дуг}} - Q_k = Q_H^p + Q_{\text{топл}} = 10549,2 + 42,0 = 10591,2 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Натуральный расход топлива рассчитывается по формуле (2.27)

$$B = \frac{D_{\text{н.п}} \left[(I_{\text{п.п}} - I_{\text{п.в}}) + \frac{P}{100} (I_{\text{к.в}} - I_{\text{п.в}}) \right] + D_{\text{н.п}} (I_{\text{н.п}} - I_{\text{п.в}})}{Q_p^p \eta_{\text{к.а}}^{\text{бп}}} 100 = \frac{13,9 \left[(3330 - 628) + \frac{4}{100} (1087,5 - 628) \right]}{10591,2 \cdot 89,8} 100 = 4,1 \text{ кг} / \text{с}.$$

При этом $D_{\text{н.п}} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Расчетный расход топлива определяется по формуле (2.28)

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = 4,1 \left(1 - \frac{2}{100} \right) = 4,0 \text{ кг / с.}$$

Коэффициент сохранения теплоты вычисляется по формуле (2.34)

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{0,9}{100} = 0,991.$$

Температура газов на выходе из топки определяется по формуле (2.33)

$$\begin{aligned} t'_T &= \frac{T_T}{M \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \xi H_{\text{л}} \alpha_{\text{ч}} T_T^3}{\phi B_p \bar{C}_p} \right)^{0,6}} + 1 - 273 = \\ &= \frac{(1631 + 273)}{0,45 \left(\frac{5,7 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 239 \cdot 0,708 \cdot 1904^3}{0,991 \cdot 4,0 \cdot 8,26} \right)^{0,6}} + 1 - 273 = \\ &= 997 \text{ }^\circ\text{C.} \end{aligned}$$

2.6 Расчет конвективных поверхностей нагрева котельного агрегата

2.6.1 Пароперегреватели

Количество теплоты, воспринятое паром в пароперегревателе $Q_{\text{п.-п}}$, кДж / кг, определяется по формуле

$$Q_{\text{п.-п}} = \phi \left[I'_{\text{п.-п}} - I''_{\text{п.-п}} + \Delta \alpha_{\text{п.-п}} V^0 C'_{\text{возд}} t_{\text{х.возд}} \right] = \frac{D_{\text{п.-п}}}{B_p} (I_{\text{п.п}} - I_{\text{н.п}}), \quad (2.35)$$

где $I'_{\text{п.-п}}$ и $I''_{\text{п.-п}}$ — энтальпия продуктов сгорания на входе в пароперегреватель и выходе из него, кДж / кг;

$\Delta \alpha_{\text{п.-п}}$ — присос воздуха в газоходе пароперегревателя;

- $D_{п.-п}$ — расход пара через пароперегреватель, кг / с;
 $I_{п.п}$, $I_{н.п}$ — энтальпии перегретого пара на выходе из пароперегревателя и насыщенного пара на входе в пароперегреватель, кДж / кг.

Конвективная поверхность нагрева пароперегревателя $H_{п.-п}$, м², определяется по формуле

$$H_{п.-п} = \frac{Q_{п.-п} B_p}{k_{п.-п} \Delta t_{п.-п}}, \quad (2.36)$$

где $k_{п.-п}$ — коэффициент теплопередачи для пароперегревателя, кВт / (м²·°С);
 $\Delta t_{п.-п}$ — температурный напор в пароперегревателе, °С.

Температурный напор $\Delta t_{п.-п}$ как для прямого, так и для противотока определяется как среднелогарифмическая разность температур:

$$\Delta t_{п.-п} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg (\Delta t_6 - \Delta t_m)}, \quad (2.37)$$

где Δt_6 — разность температур между продуктами сгорания и паром на том конце поверхности нагрева, где она наибольшая, °С;

Δt_m — разность температур между продуктами сгорания и паром на том конце поверхности нагрева, где она наименьшая, °С.

Если $(\Delta t_6 / \Delta t_m) < 1,7$, то температурный напор определяется по формуле

$$\Delta t_{п.-п} = (\Delta t_6 + \Delta t_m) / 2. \quad (2.38)$$

2.6.2 Экономайзеры

Количество теплоты, воспринятое водой в экономайзере Q_3 , кДж / кг, определяется по формуле

$$Q_3 = \varphi \left(I'_3 - I''_3 + \Delta \alpha_3 V^0 C'_{\text{возд}} t_{х.в} \right) = \frac{D_3}{B_p} \left(I''_{п.в_3} - I'_{п.в_3} \right), \quad (2.39)$$

где I'_3 и I''_3 — энтальпии продуктов сгорания на входе в экономайзер и выходе из него, кДж / кг;

$\Delta\alpha_3$ — присос воздуха в газоходу экономайзера;

D_3 — расход воды через экономайзер, кг / с, определяемый по формуле (2.41);

$I'_{п.в.3}$ — энтальпия воды (или пароводяной смеси) на входе в экономайзер, кДж / кг;

$I''_{п.в.3}$ — энтальпия воды (или пароводяной смеси) на выходе из экономайзера, кДж / кг, определяемая по формуле (2.41).

Расход воды через экономайзер определяется следующим образом:

$$D_3 = D(1 + P / 100), \quad (2.40)$$

где P — величина непрерывной продувки, %.

Энтальпия воды на выходе из экономайзера $I''_{п.в.3}$, кДж / кг, определяется по формуле

$$I''_{п.в.3} = I'_{п.в.3} + \frac{B_p Q_3}{D_3}. \quad (2.41)$$

Конвективная поверхность нагрева экономайзера H_3 , м² определяется следующим образом:

$$H_3 = \frac{Q_3 B_p}{k_3 \Delta t_3}, \quad (2.42)$$

где k_3 — коэффициент теплопередачи для экономайзера, кВт / (м² · °С);

Δt_3 — температурный напор в экономайзере, °С, определяемый по формулам (2.37) и (2.38).

2.6.3 Воздухоподогреватели

Количество теплоты, воспринятое воздухом в воздухоподогревателе, $Q_{возд.-п}$, кДж / кг, определяется по формуле

$$Q_{\text{возд.-п}} = \varphi \left(I'_{\text{возд.-п}} - I''_{\text{возд.-п}} + \Delta\alpha_{\text{возд.-п}} V_0 C'_{\text{возд}} \bar{t} \right) = \left(\beta_{\text{возд.-п}} + \beta_{\text{рец}} + \Delta\alpha_{\text{возд.-п}} / 2 \right) \left(I''_{\text{возд.-п}} - I'_{\text{возд.-п}} \right), \quad (2.43)$$

где $I'_{\text{возд.-п}}$ и $I''_{\text{возд.-п}}$ — энтальпии продуктов сгорания на входе в воздухоподогреватель и выходе из него, кДж / кг;

$\Delta\alpha_{\text{возд.-п}}$ — присос воздуха в воздухоподогревателе;

\bar{t} — средняя температура воздуха в воздухоподогревателе, °С, определяемая по формуле (2.44);

$\beta_{\text{возд.-п}}$ — отношение объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому, определяемое по формуле (2.45);

$\beta_{\text{рец}}$ — доля рециркулирующего воздуха, определяемая по формуле (2.46);

$I'_{\text{возд.-п}}$ и $I''_{\text{возд.-п}}$ — энтальпии теоретически необходимого объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя и входе в него, кДж / кг.

Средняя температура воздуха \bar{t} определяется по формуле

$$\bar{t} = (t'_{\text{возд}} + t''_{\text{возд}}) / 2, \quad (2.44)$$

где $t'_{\text{возд}}$ и $t''_{\text{возд}}$ — температура воздуха на входе в воздухоподогреватель и выходе из него, °С.

Отношение объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому $\beta_{\text{возд.-п}}$ вычисляется по формуле

$$\beta_{\text{возд.-п}} = \alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пр}} - \Delta\alpha_{\text{пыл.-п}}, \quad (2.45)$$

где $\Delta\alpha_{\text{пыл.-п}}$ — присос воздуха в пылеприготовительной установке.

Доля рециркулирующего воздуха $\beta_{\text{рец}}$ определяется по формуле

$$\beta_{\text{рец}} = (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{пр}} + \Delta\alpha_{\text{рец}}) \frac{t'_{\text{возд.-п}} - t_{\text{х.возд}}}{t_{\text{г.возд}} - t'_{\text{возд.-п}}}, \quad (2.46)$$

где $t'_{\text{возд.-п}}$, $t_{\text{х.возд}}$, $t_{\text{г.возд}}$ — соответственно температура воздуха после смешения холодного воздуха с рециркулирующим, температура холодного воздуха и температура горячего воздуха, идущего на рециркуляцию, °С.

Конвективная поверхность нагрева воздухоподогревателя $H_{\text{возд.-п}}$ определяется по формуле

$$H_{\text{возд.-п}} = \frac{Q_{\text{возд.-п}} B_{\text{р}}}{k_{\text{возд.-п}} \Delta t_{\text{возд.-п}}}, \quad (2.47)$$

где $k_{\text{возд.-п}}$ — коэффициент теплопередачи для воздухоподогревателя, кВт / (м² · °С);

$\Delta t_{\text{возд.-п}}$ — температурный напор в воздухоподогревателе, °С, определяемый по формулам (2.37) и (2.38).

Пример 2.8

Определить количество теплоты, воспринятое паром, и конвективную поверхность нагрева пароперегревателя котельного агрегата (паропроизводительностью $D = 21$ кгс / с), работающего с низшей теплотой сгорания ($Q_{\text{н}}^{\text{р}} = 24\,120,4$ кДж / кг), если известны температура топлива при входе в топку ($t_{\text{топл}} = 20^{\circ}\text{С}$), теплоемкость рабочей массы топлива ($C_{\text{топл}}^{\text{р}} = 2,1$ кДж / (кг · К)), давление насыщенного пара ($p_{\text{н.п}} = 4$ МПа), давление перегретого пара ($p_{\text{п.п}} = 3,5$ МПа), температура перегретого пара ($t_{\text{п.п}} = 420^{\circ}\text{С}$), температура питательной воды ($t_{\text{п.в}} = 150^{\circ}\text{С}$), величина непрерывной продувки ($P = 5\%$), КПД котлоагрегата (брутто) ($\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 88\%$), коэффициент теплопередачи в пароперегревателе ($k_{\text{п.-п}} = 0,049$ кВт / (м² · К)), температура газов на входе в пароперегреватель ($t'_{\text{п.-п}} = 950^{\circ}\text{С}$), температура газов на выходе из пароперегревателя

($t_{п.-п}'' = 605^\circ\text{C}$), температура пара на входе в пароперегреватель ($t_{п.-п} = 250^\circ\text{C}$) и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива ($q_4 = 4,0\%$.)

Решение

Физическую теплоту топлива определяем по формуле (2.5)

$$Q_{\text{топл}}^p = C_{\text{топл}}^p t_{\text{топл}} = 2,1 \cdot 20 = 42,0 \text{ кДж / кг.}$$

Располагаемую теплоту — по формуле (2.3)

$$\begin{aligned} Q_p^p &= Q_H^p + Q_{\text{топл}}^p + Q_{\text{вн. возд}} + Q_{\text{вн. дут}} - Q_K = Q_H^p + Q_{\text{топл}}^p = \\ &= 22825 + 42 = 22867 \text{ кДж / кг.} \end{aligned}$$

Натуральный расход топлива — по формуле (2.27)

$$\begin{aligned} B &= \frac{D_{п.-п} \left[(I_{п.-п} - I_{п.-в}) + \frac{P}{100} (I_{к.-в} - I_{п.-в}) \right] + D_{н.-п} (I_{н.-п} - I_{п.-в})}{Q_p^p \eta_{к.а}^{\text{бр}}} 100 = \\ &= \frac{21 \left[(3268 - 628) + \frac{5}{100} (1049,8 - 628) \right]}{24120,4 \cdot 88} 100 = 2,63 \text{ кг / с.} \end{aligned}$$

При этом $D_{п.-п} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Расчетный расход топлива определяется по формуле (2.28)

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = 2,63 \left(1 - \frac{4}{100} \right) = 2,53 \text{ кг / с.}$$

Количество теплоты, воспринятое паром в пароперегревателе, определяется по формуле (2.35)

$$Q_{п.-п} = \frac{D_{п.-п}}{B_p} (I_{п.-п} - I_{н.-п}) = \frac{21}{2,53} (3268 - 2800,6) = 3900,6 \text{ кДж / кг.}$$

Энтальпию насыщенного пара при давлении $p_{н.-п} = 4 \text{ МПа}$ находим по таблицам А.3, А.4 (см. приложение А): $I_{н.-п} = I'' = 2800,6 \text{ кДж / кг.}$

Температурный напор в пароперегревателе $\Delta t_{п.-п}$ находится по формуле (2.37)

$$\Delta t_{п.-п} = (\Delta t_6 + \Delta t_m) / 2 = \frac{(950 - 420) + (605 - 250)}{2} = 442,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Конвективная поверхность нагрева пароперегревателя $H_{п.-п}$ определяется по формуле (2.36)

$$H_{п.-п} = \frac{Q_{п.-п} B_p}{k_{п.-п} V t_{п.-п}} = \frac{3900,6 \cdot 2,53}{0,049 \cdot 442,5} = 455,1 \text{ м}^2.$$

Пример 2.9

Определить конвективную поверхность нагрева пароперегревателя котельного агрегата (паропроизводительностью $D = 7,05 \text{ кг / с}$), работающего на природном газе следующего состава: $\text{CH}_4 = 84,5\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 3,8\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 1,9\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,9\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,3\%$; $\text{CO}_2 = 0,8\%$; $\text{N}_2 = 7,8\%$, если известны расчетный расход топлива ($B_p = 0,504 \text{ кг / с}$), энтальпия продуктов сгорания на входе в пароперегреватель ($I'_{п.-п} = 17\,320 \text{ кДж / кг}$), энтальпия продуктов сгорания на выходе из пароперегревателя ($I''_{п.-п} = 12\,070 \text{ кДж / кг}$), присос воздуха в газоходе пароперегревателя ($\Delta\alpha_{п.-п} = 0,05$), температура воздуха в котельной ($t_{\text{возд}} = 30^\circ\text{C}$), потери теплоты в окружающую среду ($q_5 = 1,0\%$), коэффициент теплопередачи в пароперегревателе ($k_{п.-п} = 0,05 \text{ кВт / (м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$) и температурный напор в пароперегревателе ($\Delta t_{п.-п} = 390^\circ\text{C}$).

Решение

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м^3 газообразного топлива V_0 подсчитывается по формуле (1.15)

$$V_0 = 0,0476 \left[0,5\text{CO} + 0,5\text{H}_2 + 1,5\text{H}_2\text{S} + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2 \right] =$$

$$= 0,0476 (2 \cdot 84,5 + 3,5 \cdot 3,8 + 5 \cdot 1,9 + 9 \cdot 0,9 + 11 \cdot 0,3) = 9,67 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Коэффициент сохранения теплоты φ определяется по формуле (2.34)

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100} = 1 - \frac{1}{100} = 0,999.$$

Количество теплоты, воспринятое паром в пароперегревателе, $Q_{п.-п}$ определяется по формуле (2.35)

$$\begin{aligned} Q_{п.-п} &= \varphi \left[I'_{п.-п} - I''_{п.-п} + \Delta\alpha_{п.-п} V_0 C'_{возд} t_{х.возд} \right] = \\ &= 0,999(17320 - 12070 + 0,05 \cdot 9,67 \cdot 1,32 \cdot 30) = 5\,230,9 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Конвективная поверхность нагрева пароперегревателя $H_{п.-п}$ рассчитывается по формуле (2.36)

$$H_{п.-п} = \frac{Q_{п.-п} B_p}{k_{п.-п} \Delta t_{п.-п}} = \frac{5\,230,8 \cdot 0,504}{0,05 \cdot 390} = 135,2 \text{ м}^2.$$

Пример 2.10

Определить количество теплоты, воспринятое водой, и конвективную поверхность нагрева экономайзера котельного агрегата (паропроизводительностью $D = 5,45$ кг/с), работающего на каменном угле марки с низшей теплотой сгорания ($Q_n^p = 24\,365$ кДж/кг), если известны давление перегретого пара ($p_{п.п} = 1,4$ МПа), температура перегретого пара ($t_{п.п} = 260^\circ\text{C}$), температура питательной воды ($t_{п.в} = 104^\circ\text{C}$), КПД котлоагрегата (брутто) ($\eta_{к.а}^{бр} = 88\%$), величина непрерывной продувки ($P = 3\%$), температура воды на выходе из экономайзера ($t''_в = 164^\circ\text{C}$), коэффициент теплопередачи в экономайзере ($k_3 = 0,021$ кВт/($\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)), температура газов на входе в экономайзер ($t'_3 = 290^\circ\text{C}$), температура газов на выходе из экономайзера ($t''_3 = 150^\circ\text{C}$) и потери теплоты от механической неполноты сгорания ($q_4 = 4,0\%$).

Решение

Натуральный расход топлива B определяется по формуле (2.27)

$$B = \frac{D_{п.-п} \left[(I_{п.п} - I_{п.в}) + \frac{P}{100} (I_{к.в} - I_{п.в}) \right]}{Q_p^p \eta_{к.а}^{бр}} \cdot 100 =$$
$$= \frac{5,45 \left[(2951 - 436) + \frac{3}{100} (828 - 436) \right]}{24 \cdot 365 \cdot 88} \cdot 100 = 0,64 \text{ кг / с.}$$

При этом $D_{п.-п} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара.

Расчетный расход топлива B_p определяется по формуле (2.28)

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = 0,64 \left(1 - \frac{4}{100} \right) = 0,614 \text{ кг / с.}$$

Расход воды через экономайзер D_3 производится по формуле (2.40)

$$D_3 = D(1 + P / 100) = 5,45(1 + 3 / 100) = 5,61 \text{ кг / с.}$$

Количество теплоты, воспринятое водой в экономайзере, Q_3 рассчитывается по формуле (2.39)

$$Q_3 = \frac{D_3}{B_p} (I''_{п.в_3} - I'_{п.в_3}) = \frac{5,61}{0,614} (687 - 436) = 2293 \text{ кДж / кг.}$$

Температурный напор в экономайзере Δt_3 определяется по формуле (2.37)

$$\Delta t_3 = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{2,3 \lg (\Delta t_6 - \Delta t_M)} = \frac{(290 - 164) - (150 - 104)}{2,3 \lg [(290 - 164) / (150 - 104)]} = 76 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Конвективная поверхность нагрева экономайзера H_3 определяется по формуле (2.42)

$$H_3 = \frac{Q_3 B_p}{k_3 \Delta t_3} = \frac{2293 \cdot 0,614}{0,021 \cdot 76} = 882,1 \text{ м}^2.$$

Пример 2.11

Определить конвективную поверхность нагрева воздухоподогревателя котельного агрегата (паропроизводительностью $D = 5,9$ кг / с), работающего на донецком угле марки Т состава: $C^p = 70,0\%$; $H^p = 3,3\%$; $O^p = 2,0\%$; $N^p = 1,5\%$; $S_{\text{л}}^p = 0,5\%$; $A^p = 14,7\%$, если известны давление перегретого пара ($p_{\text{п.п}} = 1,4$ МПа), температура перегретого пара ($t_{\text{п.п}} = 275^\circ\text{C}$), температура питательной воды ($t_{\text{п.в}} = 100^\circ\text{C}$), КПД котлоагрегата (брутто) ($\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 88\%$), величина непрерывной продувки ($P = 4\%$), температура воздуха на входе в воздухоподогреватель ($t'_{\text{возд}} = 30^\circ\text{C}$), температура воздуха на выходе из воздухоподогревателя ($t''_{\text{возд}} = 170^\circ\text{C}$), коэффициент избытка воздуха в топке ($\alpha_T = 1,3$), присос воздуха в топочной камере ($\Delta\alpha_{\text{пр}} = 0,05$), присос воздуха в воздухоподогревателе ($\Delta\alpha_{\text{возд.-п}} = 0,06$), коэффициент теплопередачи в воздухоподогревателе ($k_{\text{возд.-п}} = 0,0178$ кВт / (м²·°C)), температура газов на входе в воздухоподогреватель ($t'_{\text{возд.-п}} = 402^\circ\text{C}$), температура газов на выходе из воздухоподогревателя ($t''_{\text{возд.-п}} = 300^\circ\text{C}$) и потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива ($q_4 = 4\%$).

Решение

Низшая теплота сгорания рабочей массы топлива $Q_{\text{н}}^p$ определяется по формуле (1.11) (см. пример 1.4) и равна $Q_{\text{н}}^p = 26765,0$ кДж / кг.

Теоретически необходимый объем воздуха V_0 определяется по формуле (1.15) и равен $V_0 = 6,61$ м³ / кг.

Натуральный расход топлива B определяется по формуле (2.27)

$$B = \frac{D_{п.-п} \left[(I_{п.п} - I_{п.в}) + \frac{P}{100} (I_{к.в} - I_{п.в}) \right]}{Q_p^p \eta_{к.а}^{бp}} 100 =$$

$$= \frac{5,9 \left[(2980 - 419) + \frac{4}{100} (830 - 419) \right]}{26765 \cdot 88} 100 = 0,65 \text{ кг/с.}$$

При этом $D_{п.-п} = D$, так как отсутствует отбор насыщенного пара. Расчетный расход топлива B_p рассчитывается по формуле (2.28)

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) = 0,65 \left(1 - \frac{4}{100} \right) = 0,62 \text{ кг/с.}$$

Энтальпия теоретически необходимого объема воздуха на входе в воздухоподогреватель $I'_{\text{возд}}$ определяется по формуле (1.30)

$$I'_{\text{возд}} = V_0 C'_{\text{возд}} t'_{\text{возд}} = 6,61 \cdot 1,3243 \cdot 30 = 262,6 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия теоретически необходимого объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя $I''_{\text{возд}}$ вычисляется по формуле

$$I''_{\text{возд}} = V_0 C'_{\text{возд}} t''_{\text{возд}} = 6,61 \cdot 1,3310 \cdot 170 = 1495,6 \text{ кДж/кг.}$$

Отношение объема воздуха на выходе из воздухоподогревателя к теоретически необходимому $\beta_{\text{рец}}$ находится по формуле (2.46)

$$\beta_{\text{рец}} = \alpha_t - \Delta\alpha_{\text{пр}} = 1,3 - 0,05 = 1,25.$$

Количество теплоты, воспринятое воздухом в воздухоподогревателе, $Q_{\text{возд.-п}}$ определяется по формуле (2.43)

$$Q_{\text{возд.-п}} = (\beta_{\text{возд.-п}} + \Delta\alpha_{\text{возд.-п}} / 2)(I_{\text{возд.-п}}^{\text{II}} - I_{\text{возд.-п}}^{\text{I}}) =$$

$$= (1,25 + 0,06 / 2)(1495,6 - 262,2) = 1578,8 \text{ кДж / кг.}$$

Температурный напор в пароперегревателе $\Delta t_{\text{возд.-п}}$ находится по формуле (2.38)

$$\Delta t_{\text{возд.-п}} = (\Delta t_{\text{б}} + \Delta t_{\text{м}}) / 2 = \frac{(402 - 170) + (300 - 30)}{2} = 251^{\circ}\text{C.}$$

Конвективная поверхность нагрева воздухоподогревателя $H_{\text{возд.-п}}$ определяется по формуле (2.47)

$$H_{\text{возд.-п}} = \frac{Q_{\text{возд.-п}} B_{\text{р}}}{k_{\text{возд.-п}} \Delta t_{\text{возд.-п}}} = \frac{1578,8 \cdot 0,62}{0,0178 \cdot 251} = 219,1 \text{ м}^2.$$

Контрольные вопросы

1. Дайте определение котельной установки. Перечислите основные и вспомогательные элементы котельной установки.
2. Как классифицируются котельные установки?
3. Дайте характеристику топочных устройств.
4. Какими преимуществами обладают циклонные топки по сравнению с другими видами топок?
5. Определите назначение экранов топочной камеры.
6. Как определяется КПД топки?
7. В чем состоит назначение пароперегревателей? Какие бывают пароперегреватели?
8. Дайте определение экономайзера. Чем отличается экономайзер кипящего типа от экономайзера некипящего типа?
9. Каково назначение воздухоподогревателей? Какие бывают воздухоподогреватели?
10. Приведите методику расчета теплового баланса котельного агрегата.
11. Как определить коэффициент полезного действия котельного агрегата (брутто) и установки (нетто).
12. По каким формулам рассчитываются натуральный и расчетный расход топлива?
13. Как рассчитать полезное тепловыделение в топке, теоретическую температуру горения топлива в топке и температуру газов на выходе из топки?

14. Как графически определить температуру горения топлива?

15. Перечислите формулы для определения количества теплоты, воспринятого паром в пароперегревателе, воспринятого водой в экономайзере и воздухом в воздухоподогревателе.

16. Как рассчитать конвективную поверхность нагрева пароперегревателя, экономайзера и воздухоподогревателя?

Репозиторий Баргу

3 ИНДИВИДУАЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ*

Глава 1

1.1. В топке котла сжигается смесь, состоящая из X_1 кг угля составом горючей массы (1) и X_2 кг угля составом горючей массы (2) (табл. В.). Определить состав рабочей массы угля обоих марок, а также состав рабочей смеси.

1.2. Рабочие характеристики топлива и коэффициент избытка воздуха α представлены в таблице В.2 для нечетных вариантов (топливо твердое или жидкое) и в таблице В.3 для четных вариантов (топливо газообразное). Определить показатели полного сгорания топлива (низшую теплоту сгорания Q_n^p , теоретическое количество воздуха V_o , действительный расход воздуха $V_{\text{возд}}$, объем избыточного воздуха ΔV , теоретический объем трехатомных газов V_{R_2O} , теоретический объем двухатомных газов V_{R_2} , теоретический объем водяных паров $V_{H_2O}^{\text{min}}$, избыточный объем водяных паров DV_{H_2O} , действительный объем водяных паров V_{H_2O} , общий объем дымовых газов $\sum V$).

Определить энтальпию I_T продуктов сгорания на выходе из топки, получаемых при полном сгорании 1 кг топлива, если известна, температура газов t_T на выходе из топки, доля золы топлива, уносимой продуктами сгорания $\alpha_{\text{зн}}$ (см. табл. В.2).

Построить I_T -диаграмму для продуктов сгорания в интервале температур горения $600 \dots 2000^\circ\text{C}$.

Глава 2

2.1. В топке котельного агрегата паропроизводительностью D сжигается топливо, имеющее состав рабочей массы, представленный в таблицах В.2 и В.3. Составить тепловой баланс котельного агрегата, если

* Данные для расчетов в соответствии с вариантом содержатся в приложении В.

известны температура топлива при входе в топку $t_{\text{топл}}$, натуральный расход топлива B , давление перегретого пара $p_{\text{п.п}}$, температура перегретого пара $t_{\text{п.п}}$, температура питательной воды $t_{\text{п.в}}$, величина непрерывной продувки P , объем уходящих газов на выходе из последнего газохода $V_{\text{у.г}}$, температура уходящих газов на выходе из последнего газохода $t'_{\text{у.г}}$, средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении $C'_{\text{у.г}}$, коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом $\alpha_{\text{у.г}}$, температура воздуха в котельной $t_{\text{возд}}$, содержание в уходящих газах оксида углерода CO и трехатомных газов RO₂, доля золы в шлаке и провале от содержания ее в топливе $a_{\text{шл+пр}}$, доля золы в уносе от содержания ее в топливе $a_{\text{ун}}$, содержание горючих в шлаке и провале $b_{\text{шл+пр}}$ и содержание горючих в уносе $b_{\text{ун}}$ (табл. В.4).

Температура питательной воды $t_{\text{п.в}}$ составляет 105°C, средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении $C'_{\text{возд}}$ равен 1,3 кДж / (м³·°C), теплоемкость воды $C_{\text{H}_2\text{O}}$ составляет 4,19 кДж / (кг·°C), средняя объемная теплоемкость газов при постоянном давлении $C'_{\text{у.г}}$ равна 1,4 кДж / (м³·°C), при этом показатели, $Q_{\text{вн.дут}}$ и $Q_{\text{к}}$ равны нулю.

Потерями теплоты с физической теплотой шлака пренебречь.

2.2. Пользуясь данными, представленными в таблицах В.1—В.4 в соответствии со своим вариантом и полученными ранее путем расчетов, определить полезное тепловыделение в топке, если известны температура горячего воздуха ($t_{\text{г.возд}} = 300^\circ\text{C}$), температура воздуха в котельной $t_{\text{возд}}$, присос воздуха в топочной камере $\Delta\alpha_{\text{пр}}$, присос воздуха в пылеприготовительной установке ($\alpha_{\text{пр}} = 0$).

Потерями теплоты с физической теплотой шлака и рециркуляцией газа пренебречь.

С помощью ранее построенной It -диаграммы (определить теоретическую температуру горения топлива $t_{\text{г}}$).

2.3. Пользуясь данными, представленными в таблице В.5 и полученными ранее, в соответствии с вариантом, определить:

а) количество теплоты, воспринятое паром и конвективную поверхность нагрева пароперегревателя котельного агрегата;

б) количество теплоты, воспринятое водой, и конвективную поверхность нагрева экономайзера;

в) количество теплоты, воспринятое воздухом в воздухоподогревателе, и его конвективную поверхность.

Репозиторий Баргу

Т а б л и ц а А.1 — Значения средних объемных теплоемкостей сухих газов, водяных паров и влажного воздуха в зависимости от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	Значение средней объемной теплоемкости, кДж / (м ³ · °С)			
	c'_{R_2}	c'_{RO_2}	$c'_{\text{H}_2\text{O}}$	$c'_{\text{возд}}$
0	1,2936	1,5960	1,4952	1,3230
100	1,2978	1,7178	1,5078	1,3272
200	1,3020	1,8018	1,5246	1,3356
300	1,3104	1,8732	1,5456	1,3440
400	1,3188	1,9320	1,5666	1,3566
500	1,3314	1,9992	1,5918	1,3692
600	1,3440	2,0538	1,6170	1,3860
700	1,3506	2,1000	1,6464	1,3986
800	1,3692	2,1462	1,6716	1,4154
900	1,3818	2,1840	1,7010	1,4280
1 000	1,3944	2,2218	1,7264	1,4406
1 100	1,4070	2,2512	1,7556	1,4532
1 200	1,4196	2,2806	1,7808	1,4658
1 300	1,4280	2,3058	1,8060	1,4742
1 400	1,4406	2,3310	1,8312	1,4868
1 500	1,4490	2,3520	1,8564	1,4952
1 600	1,4574	2,3730	1,8816	1,5036
1 700	1,4658	2,3940	1,9026	1,5120
1 800	1,4742	2,4108	1,9278	1,5204
1 900	1,4789	2,4276	1,9488	1,5288
2 000	1,4868	2,4444	1,9656	1,5372
2 100	1,4895	2,4581	2,0300	1,5438
2 200	1,4951	2,4619	2,0932	1,5545

Т а б л и ц а А.2 — Энтальпия золы I'_3 при различных температурах

$t, ^\circ\text{C}$	$I'_3, \text{кДж / кг}$	$t, ^\circ\text{C}$	$I'_3, \text{кДж / кг}$
100	80,8	1 200	1 206,0
200	169,1	1 300	1 360,0
300	263,7	1 400	1 585,4
400	360,0	1 500	1 758,3
500	458,5	1 600	1 880,0
600	560,6	1 700	2 065,3
700	662,9	1 800	2 182,1
800	767,6	1 900	2 385,2
900	874,0	2 000	2 514,0
1 000	984,0	2 100	2 640,6
1 100	1 096,0	2 200	2 762,0

Т а б л и ц а А.3 — Параметры сухого насыщенного пара и воды на кривой насыщения (по давлениям)

p , МПа	t_H , °С	I' , кДж / кг	I'' , кДж / кг	S' , кДж / (кг · °С)	S'' , кДж / (кг · °С)
0,0010	6,936	29,18	2 513,4	0,1053	8,9749
0,0015	13,001	54,61	2 524,7	0,1952	8,8268
0,0020	17,486	73,40	2 533,1	0,2603	8,7227
0,0025	21,071	88,36	2 539,5	0,3119	8,6424
0,0030	24,078	100,93	2 545,3	0,3547	8,5784
0,0035	26,674	111,81	2 549,9	0,3912	8,5222
0,0040	28,95	121,33	2 553,7	0,4225	8,4737
0,005	32,89	137,79	2 560,9	0,4764	8,3943
0,010	45,82	191,84	2 583,9	0,6496	8,1494
0,020	60,08	251,48	2 609,2	0,8324	7,9075
0,025	64,99	272,03	2 617,6	0,8934	7,8300
0,030	69,12	289,30	2 624,6	0,9441	7,7673
0,04	75,87	317,62	2 636,3	1,0261	7,6710
0,05	81,33	340,53	2 645,2	1,0912	7,5923
0,10	99,62	417,47	2 674,9	1,3026	7,3579
0,20	120,23	504,74	2 706,8	1,5306	7,1279
0,30	133,54	561,7	2 725,5	1,6716	6,9922
0,5	151,84	640,1	2 748,8	1,8605	6,8221
0,6	158,84	670,6	2 756,9	1,9311	6,7609
0,7	164,96	697,2	2 763,7	1,9923	6,7090
0,8	170,41	720,9	2 769,0	2,0461	6,6630
0,9	175,36	742,7	2 773,7	2,0945	6,6223
1,0	179,88	762,4	2 777,8	2,1383	6,5867
1,5	198,28	844,5	2 791,8	2,3148	6,4458
2,0	212,37	908,6	2 799,2	2,4471	6,3411
3,0	233,83	1 008,4	2 803,1	2,6455	6,1859
4,0	250,33	1 087,5	2 800,6	2,7965	6,0689
5,0	263,91	1 154,2	2 793,9	2,9210	5,9739
6,0	275,56	1 213,9	2 784,4	3,0276	5,8894

Окончание табл. А.3

p , МПа	t_H , °С	I' , кДж / кг	I'' , кДж / кг	S' , кДж / (кг · °С)	S'' , кДж / (кг · °С)
7,0	285,80	1 267,6	2 772,3	3,1221	5,8143
8,0	294,98	1 317,3	2 758,6	3,2079	5,7448
9,0	303,31	1 363,9	2 742,6	3,2866	5,6783
10,0	310,96	1 407,9	2 724,8	3,3601	5,6147
12,0	324,64	1 491,1	2 684,6	3,4966	5,4930
14,0	336,63	1 570,8	2 637,9	3,6233	5,3731
16,0	347,32	1 649,6	2 581,7	3,7456	5,2478
18,0	356,96	1 732,2	2 510,6	3,8708	5,1054
20,0	365,72	1 826,8	2 410,3	4,0147	4,9280
22,0	373,71	2 009,7	2 195,6	4,2943	4,5815

Т а б л и ц а А.4 — Параметры сухого насыщенного пара и воды на кривой насыщения (по температурам)

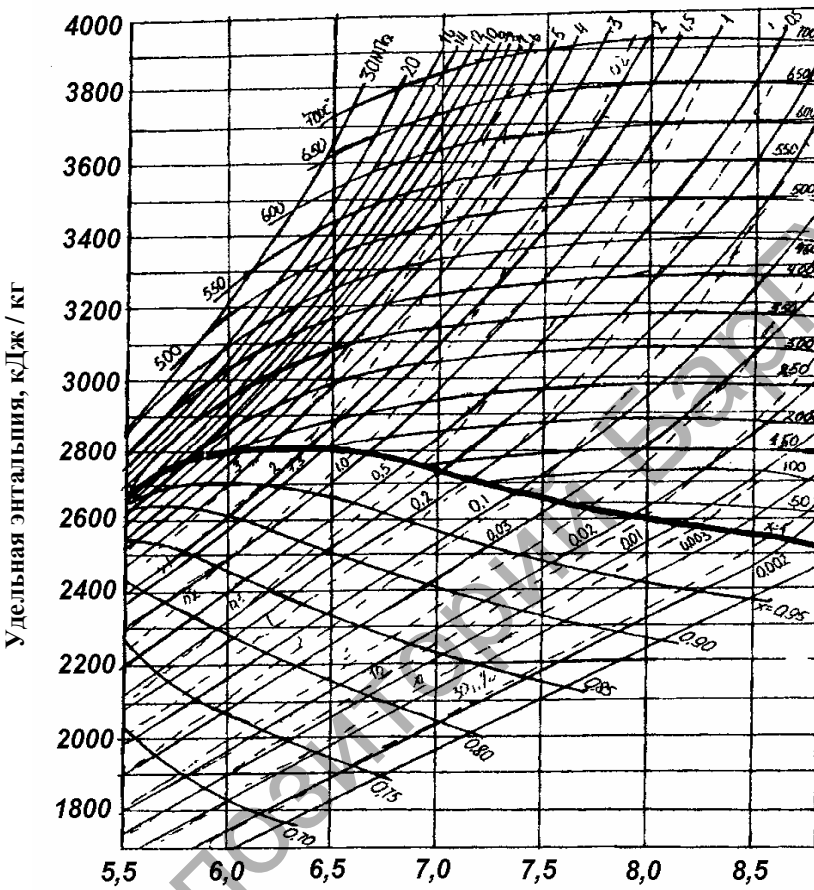
$t_H, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$I', \text{кДж/кг}$	$I'', \text{кДж/кг}$	$S', \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$	$S'', \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$
0	0,0006108	0,000	2 500,8	0	9,1544
5	0,0008718	21,06	2 510,0	0,0762	9,0242
10	0,0012271	42,04	2 519,2	0,1511	8,8995
15	0,001704	62,97	2 528,4	0,2244	8,7806
20	0,002337	83,90	2 537,2	0,2964	8,6663
25	0,003167	104,80	2 546,4	0,3672	8,5570
30	0,004241	125,69	2 555,6	0,4367	8,4523
35	0,005622	146,58	2 564,8	0,5049	8,3518
40	0,007375	167,51	2 573,6	0,5723	8,2560
45	0,009582	188,41	2 582,4	0,6385	8,1638
50	0,012335	209,30	2 591,6	0,7038	8,0751
55	0,015741	230,19	2 600,4	0,7679	7,9901
60	0,01992	251,12	2 609,2	0,8311	7,9084
65	0,02501	272,06	2 617,6	0,8935	7,8297
70	0,03116	292,99	2 626,4	0,9550	7,7544
75	0,03855	313,97	2 634,8	1,0157	7,6819
80	0,04736	334,94	2 643,1	1,0752	7,6116
85	0,05780	355,96	2 651,5	1,1342	7,5438
90	0,07011	376,98	2 659,5	1,1924	7,4785
95	0,08452	398,04	2 667,8	1,2502	7,4157
100	0,10132	419,10	2 675,8	1,3071	7,3545
105	0,12080	440,20	2 683,3	1,3632	7,2959
110	0,14327	461,34	2 691,3	1,4185	7,2386
115	0,16906	482,53	2 698,8	1,4725	7,1833
120	0,19854	503,7	2 706,3	1,5278	7,1289
125	0,23208	525,0	2 713,5	1,5814	7,0778
130	0,27011	546,4	2 720,6	1,6345	7,0271
135	0,3130	567,7	2 727,3	1,6869	6,9781
140	0,3614	589,1	2 734,0	1,7392	6,9304
145	0,4155	610,4	2 740,3	1,7907	6,8839

Продолжение табл. А.4

$t_H, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$I', \text{кДж/кг}$	$I'', \text{кДж/кг}$	$S', \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$	$S'', \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$
150	0,4760	632,4	2 746,5	1,8418	6,8383
155	0,5433	653,6	2 752,4	1,8924	6,7939
160	0,6180	675,3	2 757,8	1,9427	6,7508
165	0,7008	697,5	2 763,7	1,9925	6,7081
170	0,7920	719,3	2 768,7	2,0419	6,6666
175	0,8925	741,1	2 773,3	2,0909	6,6256
180	1,0027	763,3	2 778,4	2,1395	6,5858
185	1,1234	785,4	2 782,5	2,1876	6,5465
190	1,2553	807,6	2 786,3	2,2358	6,5075
195	1,3989	829,8	2 789,7	2,2835	6,4699
200	1,5550	852,4	2 793,0	2,3308	6,4318
205	1,7245	875,0	2 795,5	2,3777	6,3945
210	1,9080	897,6	2 798,0	2,4246	6,3577
215	2,1062	920,7	2 800,1	2,4715	6,3212
220	2,3202	943,7	2 801,4	2,5179	6,2848
225	2,5504	967,2	2 802,6	2,5640	6,2488
230	2,7979	990,2	2 803,1	2,6101	6,2132
235	3,0635	1 014,0	2 803,4	2,6561	6,1780
240	3,3480	1 037,5	2 803,1	2,7022	6,1425
245	3,6524	1 061,8	2 802,6	2,7478	6,1073
250	3,978	1 086,1	2 801,0	2,7934	6,0721
255	4,325	1 110,3	2 788,9	2,8395	6,0365
260	4,694	1 135,0	2 796,4	2,8851	6,0014
265	5,088	1 160,2	2 793,4	2,9308	5,9658
270	5,505	1 185,3	2 789,7	2,9764	5,9298
275	5,949	1 210,8	2 785,1	3,0225	5,8938
280	6,419	1 236,8	2 779,6	3,0685	5,8573
285	6,918	1 263,2	2 773,3	3,1146	5,8201
290	7,445	1 290,0	2 766,2	3,1610	5,7824
295	8,002	1 317,2	2 758,3	3,2079	5,7443

Окончание табл. А.4

$t_H, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$I', \text{кДж/кг}$	$I'', \text{кДж/кг}$	$S', \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$	$S'', \text{кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$
300	8,592	1 344,8	2 749,1	3,2548	5,7049
305	9,213	1 373,3	2 739,0	3,3025	5,6647
310	9,869	1 402,2	2 727,3	3,3507	5,6233
315	10,561	1 431,9	2 714,3	3,3997	5,5802
320	11,290	1 462,0	2 699,6	3,4495	5,5354
325	12,057	1 493,4	2 683,3	3,5002	5,4893
330	12,864	1 526,1	2 665,7	3,5521	5,4412
335	13,715	1 559,6	2 645,2	3,6057	5,3905
340	14,608	1 594,8	2 621,8	3,6605	5,3361
345	15,547	1 632,0	2 595,4	3,7183	5,2770
350	16,537	1 671,4	2 564,4	3,7786	5,2117
355	17,577	1 714,1	2 527,2	3,8439	5,1385
360	18,674	1 761,4	2 481,1	3,9163	5,0530
365	19,830	1 817,5	2 420,8	4,0009	4,9463
370	21,053	1 892,4	2 330,8	4,1135	4,7951
375	22,087	2 031,9	2 171,7	4,3258	4,5418



Удельная энтропия S , кДж / (кг · К)

Рисунок Б.1 — IS-диаграмма водяного пара

Т а б л и ц а В.1 — Расчетные характеристики топлива (к индивидуальному заданию 1.1)

Номер варианта	Масса топлива, кг		Горючий состав топлива (1) по массе, %					Горючий состав топлива (2) по массе, %					A_1^e	A_2^e	w_1^p	w_2^p
	X_1	X_2	C_1^r	H_1^r	O_1^r	N_1^r	$S_{пл}^r$	C_2^r	H_2^r	O_2^r	N_2^r	$S_{пл}^r$				
1	1 500	3 000	68,4	11,3	17,6	0,8	1,9	79,2	7,6	11,1	1,4	0,7	33,0	17,2	8,0	11,9
2	2 000	8 000	65,1	8,7	23,2	1,7	1,3	66,3	9,5	20,1	2,3	1,8	12,2	26,6	5,6	12,2
3	2 300	6 400	71,1	8,5	18,2	0,9	1,3	59,4	10,7	23,5	1,8	4,6	19,7	23,5	11,6	13,4
4	5 000	3 000	78,3	5,6	8,5	1,4	6,2	65,1	9,9	20,8	2,5	1,7	22,6	36,0	5,3	8,5
5	3 000	5 000	66,5	11,2	16,4	2,3	3,6	71,1	8,8	17,3	2,0	0,8	23,1	30,7	7,9	10,0
6	8 000	1 000	79,7	6,3	11,5	0,8	1,7	66,3	9,4	19,9	0,9	3,5	36,0	33,0	8,8	3,9
7	6 400	3 600	66,3	7,5	19,9	2,5	3,8	79,9	7,9	10,6	0,5	1,1	30,7	10,7	18,0	12,2
8	4 600	1 500	69,9	11,3	12,3	2,0	4,5	70,6	11,6	12,1	1,7	4,0	33,0	26,6	3,9	13,4
9	2 900	2 000	70,6	7,6	19,8	0,9	1,1	77,4	9,5	6,0	2,9	4,2	10,7	26,6	12,2	10,1
10	3 800	2 300	74,8	9,5	9,6	0,5	5,6	65,1	11,3	21,5	1,4	0,7	15,5	23,4	13,4	5,6
11	1 600	5 000	77,7	10,0	9,5	0,9	1,9	71,1	7,6	17,6	2,3	1,4	27,0	16,0	10,1	4,3
12	2 800	3 000	69,8	8,9	16,5	3,1	1,7	78,3	5,7	13,4	0,8	1,8	19,9	26,6	5,6	12,2
13	2 500	8 000	79,0	8,8	10,6	0,2	1,4	66,5	9,6	19,5	2,5	1,9	15,0	22,9	6,8	13,4
14	3 100	2 000	55,9	9,4	27,0	2,9	4,8	79,7	9,3	7,8	2,0	1,2	29,9	11,7	10,9	10,1
15	3 800	6 200	78,8	7,9	8,4	4,0	0,9	66,3	7,9	20,4	1,7	3,7	10,0	28,1	4,4	5,6

16	3 000	1 500	65,4	12,6	15,8	3,5	2,7	60,9	7,7	24,7	2,8	3,9	23,5	33,0	9,9	13,0
17	8 000	2 000	76,1	9,5	12,3	0,3	1,8	79,6	8,5	8,9	1,7	1,3	28,8	12,5	12,2	5,6
18	6 400	2 300	71,5	11,3	12,6	3,1	1,5	74,8	8,5	15,5	0,9	0,3	10,7	19,7	13,4	11,6
19	4 600	5 000	55,4	10,6	24,5	2,4	7,1	77,7	5,6	13,4	1,4	1,9	26,6	26,6	10,1	5,3
20	3 000	3 000	65,1	11,3	20,3	2,3	1,0	69,8	11,2	14,1	2,3	2,6	26,6	23,5	5,6	7,9
21	2 000	8 000	71,1	11,6	14,8	0,8	1,7	68,0	5,3	24,2	0,8	1,7	23,4	36,0	6,8	8,8
22	1 500	6 400	78,3	9,5	8,9	2,5	0,8	77,9	7,5	10,3	2,5	1,8	16,0	30,7	10,9	18,0
23	2 000	4 600	76,5	10,0	10,9	2,0	0,6	68,8	11,3	16,4	2,0	1,5	16,6	33,0	4,4	9,3
24	2 300	2 900	79,7	7,9	9,8	0,9	1,7	59,8	12,6	23,6	0,9	3,1	22,9	10,7	3,9	12,2
25	4 200	3 800	63,1	11,8	17,8	2,5	4,8	77,6	9,5	8,4	1,5	3,0	11,7	15,5	7,2	13,4
26	3 000	1 600	70,9	11,3	10,0	3,3	4,5	59,4	13,0	19,1	2,3	6,2	28,1	27,5	13,4	10,1
27	8 000	2 800	73,6	12,9	9,9	0,5	3,1	65,1	7,9	23,2	3,1	0,7	20,7	12,4	10,1	5,6
28	6 400	1 500	66,3	8,9	21,6	1,3	1,9	74,1	9,8	13,5	0,2	2,4	22,6	15,0	5,6	6,8
29	4 300	2 700	66,9	7,6	20,2	3,1	2,2	78,3	9,4	8,4	2,1	1,8	23,1	29,2	6,8	10,9
30	3 700	6 300	72,6	11,5	12,4	0,8	2,7	65,8	7,9	18,0	3,4	4,9	36,0	10,9	10,9	4,4

Т а б л и ц а В.2 — Расчетные характеристики твердого и жидкого топлива (к индивидуальному заданию 1.2)

Номер варианта	Рабочий состав топлива по массе, %					$A^P, \%$	$W^P, \%$	α	$t, ^\circ\text{C}$	$\alpha_{\text{ун}}$
	C^P	H^P	O^P	N^P	$S_{\text{л}}^P$					
<i>Уголь</i>										
1	71,7	1,4	1,4	0,8	0,6	16,9	7,2	1,25	1 150	0,85
3	66,1	4,6	6,6	2,2	0,5	10,2	9,8	1,30	1 110	0,80
5	70,0	3,3	2,0	1,5	0,4	14,8	8,0	1,40	1 090	0,87
7	66,7	2,7	3,3	1,1	1,2	20,9	4,1	1,36	1 085	0,90
9	41,8	3,0	11,1	1,0	0,4	24,9	17,8	1,28	1 100	0,79
11	37,6	2,6	12,7	0,4	0,8	7,3	38,6	1,33	1 010	0,80
13	45,0	3,0	6,5	0,7	0,5	36,0	8,3	1,25	1 035	0,85
15	62,5	3,9	5,4	1,7	1,0	18,6	6,9	1,31	1 140	0,82
17	50,0	3,7	8,8	1,2	0,5	21,5	14,3	1,40	1 160	0,89
19	54,7	3,4	5,6	0,9	0,6	27,9	6,9	1,37	1 140	0,90
<i>Мазут</i>										
21	80,2	12,1	0,5	0,4	1,6	0,5	4,7	1,15	1 050	0,67
23	85,3	10,2	0,4	0,3	0,5	0,3	3,0	1,11	1 030	0,70
25	83,4	10,0	0,2	0,2	2,9	0,3	3,0	1,10	1 040	0,72
<i>Торф</i>										
27	30,9	3,2	17,8	1,3	0,2	6,6	40,0	1,32	1 100	0,95
29	25,7	2,7	14,9	1,1	0,2	5,5	49,9	1,29	1 020	0,76

Т а б л и ц а В.3 — Расчетные характеристики газообразного топлива (к индивидуальному заданию 1.2)

Но- мер вари- анта	Рабочий состав топлива по массе, %														α	$t, ^\circ\text{C}$
	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	C_2H_4	C_3H_6	C_4H_8	C_6H_6	H_2S	CO	CO_2	H_2	N_2		
<i>Природный газ</i>																
2	88,1	2,2	1,3	1,2	1,4	1,1	—	0,7	1,0	—	—	0,5	2,0	0,6	1,08	1 000
4	76,6	4,5	2,8	1,3	0,7	5,7	—	—	2,2	0,4	—	0,6	—	5,2	1,17	1 020
6	92,7	1,3	0,5	0,7	1,0	—	1,1	0,1	—	0,1	0,5	0,2	—	1,8	1,05	990
8	83,7	3,9	0,2	0,3	—	—	0,3	0,5	0,7	—	0,3	0,3	0,5	9,3	1,09	1 030
10	85,3	5,9	1,5	1,0	0,4	1,3	—	—	—	0,3	0,1	1,2	—	3,0	1,15	980
12	79,8	5,0	2,0	1,2	0,6	2,0	0,3	—	—	0,2	—	0,4	—	8,5	1,13	1 010
14	94,9	0,4	0,2	—	1,5	—	0,4	—	0,1	—	—	0,1	1,2	1,2	1,11	990
16	81,7	0,2	—	0,2	—	4,1	—	0,2	—	—	0,2	0,1	—	13,3	1,06	1 000
18	91,6	1,8	0,4	0,1	0,1	0,4	—	—	—	0,3	0,7	0,1	1,0	3,5	1,07	1 020
20	96,0	0,5	0,2	0,1	—	—	0,5	1,3	0,2	0,2	—	0,1	—	0,9	1,08	990
22	88,3	2,3	1,1	0,5	0,1	—	—	0,4	—	0,1	—	0,8	—	6,4	1,09	1 030
24	92,6	1,1	0,3	0,1	0,2	0,5	—	1,1	—	—	0,4	0,4	—	3,3	1,15	980
26	89,5	4,1	0,8	0,3	0,3	—	0,2	0,7	1,3	—	0,1	0,5	0,6	1,6	1,18	1 010
28	93,4	2,3	0,7	0,5	0,1	—	—	—	0,4	0,5	—	0,6	0,3	1,2	1,2	1 000
30	87,9	3,7	—	1,2	1,4	3,7	—	—	1,1	—	—	0,2	0,2	0,6	1,05	970

Т а б л и ц а В.4 — Расчетные характеристики газообразного топлива

Номер варианта	D , кг / с	$t_{ТД}$, °С	B , кг / с	$t_{П.В}$, °С	$p_{п.п}$, МПа	$t_{П.П}$ °С	P , %	$V_{У}$, Г м ³ / кг
1	15,9	20	2,3	130	3,7	390	5,0	10,1
2	5,2	21	0,4	160	4,1	400	3,5	6,7
3	19,7	22	3,0	141	4,3	400	4,0	8,6
4	4,2	23	0,3	162	4,4	410	4,6	5,7
5	12,9	17	2,9	150	4,0	390	3,9	9,8
6	7,0	18	0,6	100	4,1	405	5,8	10,0
7	7,2	19	1,0	137	3,9	400	2,9	8,6
8	5,1	20	0,3	133	3,7	395	4,9	8,8
9	14,4	21	4,0	155	4,3	450	5,5	4,9
10	21,7	17	3,6	135	4,4	400	4,6	6,9
11	14,5	22	2,8	145	4,1	460	4,5	5,1
12	3,3	17	0,3	131	3,9	410	3,9	9,1
13	15,8	18	2,3	130	4,2	350	4,8	6,7
14	2,0	19	0,2	135	4,4	412	4,1	8,0
15	16,0	20	3,0	127	4,1	375	5,3	7,9
16	4,4	16	0,3	130	4,3	405	5,1	5,7
17	19,9	21	4,1	160	4,3	450	5,5	4,9
18	4,9	22	0,4	141	3,9	405	4,0	10,5
19	13,8	23	2,1	142	4,1	260	4,6	8,8
20	7,3	17	0,6	150	4,5	410	3,9	9,5
21	7,7	93	0,5	100	1,3	250	5,8	6,7
22	6,7	19	0,5	137	4,2	390	3,6	10,0
23	9,3	89	0,6	105	1,4	245	4,9	8,6
24	19,6	20	1,6	139	4,0	395	5,5	8,8
25	7,8	91	0,5	107	1,6	260	4,6	4,9
26	5,0	22	0,4	147	4,2	415	4,5	5,7
27	11,8	23	3,0	107	1,9	230	3,9	4,9
28	4,1	17	0,3	140	3,9	395	4,8	10,5
29	14,0	18	4,2	144	2,1	220	4,1	8,8
30	5,0	19	0,4	133	3,7	400	5,3	9,5

(к индивидуальному заданию 2.1)

	$t_{у.г},$ °C	$\alpha_{у.г}$	$t_{возд},$ °C	CO,%	RO ₂ ,%	$a_{шл+пр},$ %	$a_{ун},$ %	$b_{шл+пр},$ %	$b_{ун},$ %
	152	1,35	31	0,1	12,3	80,0	18,9	13,6	30,0
	154	1,45	32	—	—	—	—	—	—
	153	1,29	33	0,7	16,6	86,7	20,0	13,5	26,5
	166	1,33	30	—	—	—	—	—	—
	143	1,28	28	0,2	14,6	80,4	19,4	12,6	25,7
	159	1,44	25	—	—	—	—	—	—
	135	1,42	26	0,5	18,7	90,2	14,9	14,1	29,9
	150	1,32	29	—	—	—	—	—	—
	160	1,48	30	0,2	13,3	88,9	22,0	14,2	33,1
	154	1,42	31	—	—	—	—	—	—
	155	1,39	31	0,4	16,6	79,5	18,8	16,5	28,9
	148	1,22	29	—	—	—	—	—	—
	154	1,18	32	0,2	16,7	77,9	18,9	13,6	32,1
	153	1,22	33	—	—	—	—	—	—
	166	1,34	30	0,3	15,9	76,8	15,4	14,2	33,1
	160	1,36	31	—	—	—	—	—	—
	150	1,45	32	0,3	13,3	85,6	20,0	13,0	26,5
	154	1,29	33	—	—	—	—	—	—
	153	1,33	30	0,5	16,8	83,7	19,4	12,6	25,7
	166	1,28	28	—	—	—	—	—	—
	143	1,44	30	0,2	14,6	89,2	14,9	14,1	29,9
	159	1,42	31	—	—	—	—	—	—
	135	1,32	32	0,5	18,7	88,9	22,0	14,2	33,1
	150	1,48	28	—	—	—	—	—	—
	161	1,42	30	0,2	13,3	79,5	18,8	16,0	28,7
	146	1,39	27	—	—	—	—	—	—
	162	1,22	25	0,3	16,3	77,9	18,9	13,6	32,1
	165	1,18	26	—	—	—	—	—	—
	161	1,22	29	0,2	15,7	76,8	15,4	14,2	33,1
	157	1,47	30	—	—	—	—	—	—

Т а б л и ц а В.5 — Расчетные характеристики газообразного топлива

Номер варианта	$\eta_{к.а}^{бр}, \%$	$k_{п.-п}, \text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$t_{п.-п}^I, ^\circ\text{C}$	$t_{п.-п}^{II}, ^\circ\text{C}$	$t_{н.п}, ^\circ\text{C}$	$t_B^{II}, ^\circ\text{C}$	$k_3, \text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$	$t_3, ^\circ\text{C}$
1	88,2	0,059	910	590	255	163	0,030	295
2	78,9	0,049	900	560	260	160	0,027	275
3	82,6	0,120	950	510	240	173	0,025	285
4	88,9	0,015	930	600	230	175	0,024	245
5	87,4	0,068	960	595	250	180	0,023	300
6	75,4	0,057	970	600	260	164	0,022	295
7	92,0	0,089	880	545	270	169	0,021	280
8	93,2	0,104	870	525	240	171	0,019	290
9	78,9	0,234	950	490	220	173	0,030	305
10	82,6	0,345	905	590	245	177	0,027	310
11	88,9	0,099	925	580	250	173	0,025	315
12	87,4	0,103	910	570	235	175	0,024	300
13	75,4	0,321	915	600	245	180	0,023	295
14	92,0	0,123	920	560	240	164	0,022	290
15	77,9	0,067	980	600	250	169	0,021	285
16	88,2	0,107	910	590	255	163	0,029	300
17	78,9	0,049	900	560	260	160	0,027	275
18	82,6	0,059	950	510	240	173	0,025	285
19	88,9	0,049	930	600	230	175	0,024	245
20	87,4	0,120	960	595	250	180	0,023	300
21	75,4	0,015	970	600	260	164	0,022	295
22	92,0	0,068	880	545	270	163	0,021	280
23	93,2	0,057	870	525	240	160	0,019	290
24	78,9	0,089	950	490	220	173	0,030	305
25	82,6	0,104	905	590	245	175	0,027	310
26	88,9	0,234	925	580	250	180	0,025	315
27	87,4	0,345	910	570	235	164	0,024	300
28	75,4	0,099	915	600	245	169	0,023	295
29	92,0	0,103	920	560	240	171	0,022	290
30	77,9	0,321	980	600	250	164	0,021	285

(к индивидуальному заданию 2.3)

	$t_{\text{э}}^{\prime\prime}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{возд}}^{\prime}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{возд}}^{\prime\prime}, ^\circ\text{C}$	$\Delta\alpha_{\text{пр}}$	$\Delta\alpha_{\text{возд-п}}$	$k_{\text{возд.-п}} \text{ К}$ Вт / (м ² · °С)	$t_{\text{возд-п}}^{\prime}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{возд-п}}^{\prime\prime}, ^\circ\text{C}$
	154	30	172	0,05	0,05	0,210	400	298
	150	29	180	0,06	0,06	0,017	398	310
	152	31	176	0,04	0,05	0,018	395	305
	154	28	177	0,05	0,06	0,025	402	298
	153	27	180	0,05	0,07	0,021	405	300
	157	31	182	0,06	0,07	0,023	403	295
	149	30	180	0,04	0,05	0,022	400	305
	151	29	176	0,05	0,06	0,021	385	307
	150	31	175	0,05	0,05	0,019	400	298
	152	30	177	0,05	0,06	0,030	398	310
	154	29	170	0,06	0,07	0,027	395	305
	153	31	182	0,04	0,07	0,025	402	298
	157	28	185	0,05	0,05	0,210	405	300
	149	27	176	0,05	0,06	0,017	403	295
	148	31	175	0,04	0,05	0,018	400	305
	154	30	182	0,05	0,05	0,210	400	310
	150	29	180	0,06	0,06	0,017	403	305
	152	31	176	0,04	0,05	0,018	398	298
	154	28	177	0,05	0,06	0,025	402	300
	153	27	186	0,05	0,07	0,021	399	295
	157	31	182	0,06	0,07	0,023	400	305
	149	30	180	0,04	0,05	0,022	390	307
	151	29	176	0,05	0,06	0,021	397	298
	150	31	175	0,05	0,05	0,019	400	310
	152	30	177	0,05	0,06	0,030	403	305
	154	29	170	0,06	0,07	0,027	398	298
	153	31	182	0,04	0,07	0,025	402	300
	157	28	180	0,05	0,05	0,210	399	295
	149	27	176	0,05	0,06	0,017	400	305
	148	31	175	0,04	0,05	0,018	390	300

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. *Бондарев, В. А.* Теплотехника / В. А. Бондарев. — 2-е изд. доп. — Минск : Выш. шк., 1976. — 384 с.
2. *Драганов, Б. Х.* Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве / Б. Х. Драганов. — М. : Агропромиздат, 1990.
3. *Исаченко, В. П.* Теплопередача : учеб. для вузов / В. П. Исаченко. — 4-е изд. доп. — М. : Энергоиздат. 1981. — 416 с.
4. *Ерофеев, В. Л.* Теплотехника : учеб. для студентов вузов / В. Л. Ерофеев, П. Д. Семенов, А. С. Пряхин. — М. : Академкнига, 2006. — 488 с.
5. *Ерохин, В. Г.* Основы термодинамики и теплотехники : учеб. для техникумов / В. Г. Ерохин, М. Г. Маханько, П. И. Самойленко. — М. : Машиностроение, 1980. — 224 с.
6. *Нащокин, В. В.* Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. пособие для вузов / В. В. Нащокин. — М. : Высш. шк., 1980. — 469 с.
7. *Панкратов, Г. П.* Сборник задач по теплотехнике: учеб. пособие / Г. П. Панкратов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Высш. шк., 1995. — 238 с.
8. Теплотехника : учеб. для студентов вузов / Луканин В. Н. [и др.]. — 5-е изд., стереотип. — М. : Высш. шк., 2006. — 671 с.
9. Теплотехника : учеб. пособие для студентов вузов / под общ. ред. А. М. Архарова, В. И. Афанасьева. — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : Изд-во МГТУ им. Баумана, 2004. — 711 с.
10. Теплотехника : учеб. пособие для студентов вузов / А. М. Архаров [и др.] ; под общ. ред. В. И. Крутова. — М. : Машиностроение, 1986. — 132 с.
11. Теплотехника : учеб. для вузов / А. П. Баскаков [и др.]. ; под общ. ред. А. П. Баскакова. — М. : Энергоиздат, 1982. — 264 с.
12. Теплотехника : учеб. для вузов / В. Н. Луканин [и др.]; под ред. В. Н. Луканина. — М. : Высш. шк., 1999. — 671 с.
13. Техническая термодинамика : учеб.-метод. комплекс для студентов специальности 1-70 04 02 / сост. и общ. ред. Э. И. Гончарова. — Новополоцкий гос. ун-т, 2004. — 336 с.
14. *Чечеткин, А. В.* Теплотехника : учеб. для вузов / А. В. Чечеткин — М. : Высш. шк., 1986. — 344 с.
15. *Черняк, О. В.* Основы теплотехники и гидравлики / О. В. Черняк, Г. Б. Рыбчинская. — М. : Высш. шк., 1979. — 246 с.
16. *Хрусталеv, Б. М.* Техническая термодинамика : учебник : в 2 ч. / Б. М. Хрусталеv, А. П. Несенчук, В. Н. Романюк. — М. : Технопринт. 2004, — Ч. 2. — 560 с.
17. *Яценко, В. Ф.* Методика расчета курсового проекта по теплотехнике / В. Ф. Яценко. — М. : [б. и.], 1984. — 99 с.

Учебное издание

**ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ
УСТАНОВКИ**

**Учебно-методическое пособие
для студентов инженерных специальностей**

Составитель *И. А. Богданович*

Корректор *И. И. Ананько*

Технический редактор *М. Л. Потапчик*

Компьютерная верстка *В. В. Кукреин*

Ответственный за выпуск *Е. Г. Хохол*

Подписано в печать 11.08.2010.

Формат 60 × 84 1 / 16. Бумага офсетная.

Гарнитура Таймс. Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 6,28. Уч.-изд. л. 3,93.

Заказ 65. Тираж 80 экз.

ЛИ 02330 / 0552803 от 09.02.2010

Издатель и полиграфическое исполнение:

учреждение образования

«Барановичский государственный университет»,

225404 г. Барановичи, ул. Войкова, 21.

Репозиторий Баргу

Репозиторий Баргу

Репозиторий Баргу