

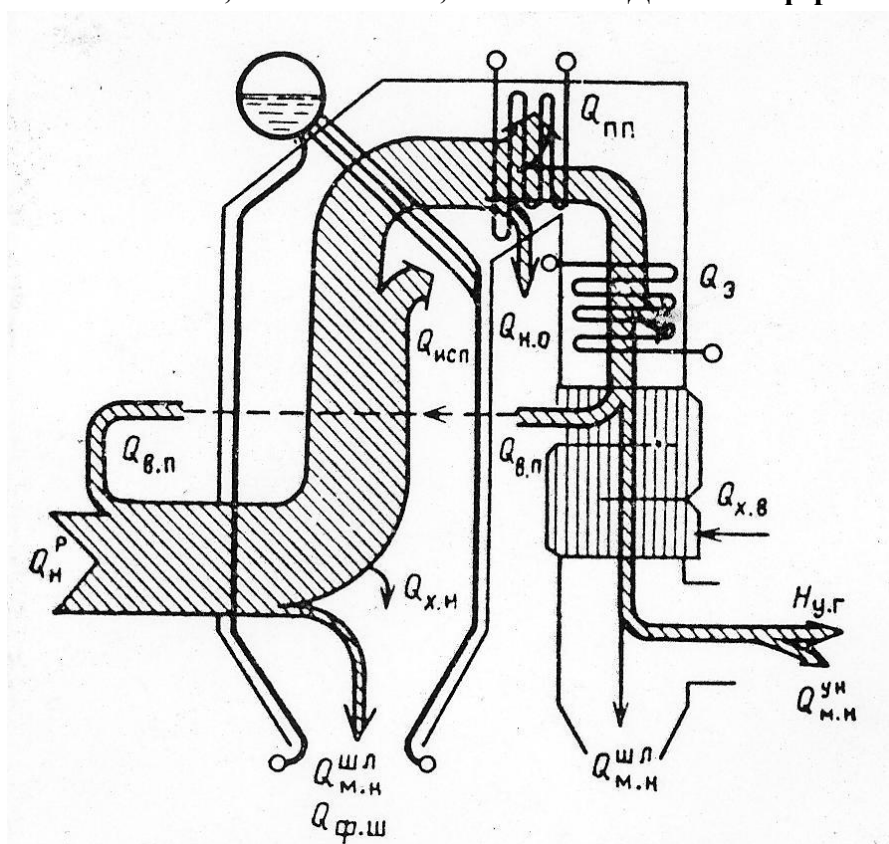
Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»
Институт инженерно-экологических систем и сооружений
Кафедра теплогазоснабжения

МАТЕРИАЛЬНЫЙ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНСЫ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Методическая разработка к практическим занятиям, курсовому и дипломному
проектированию

для студентов очной и заочной форм обучения специальностей:

140104 «ПТ», 270109 «ТГВ», 280101 «БЖД в техносфере»



Нижегород
ННГАСУ
2010

УДК 621.182.1

Материальный и тепловой балансы котельной установки. Методическая разработка к практическим занятиям, курсовому и дипломному проектированию, для студентов очной и заочной форм обучения специальностей: 140104 «ПТ», 270109 «ТГВ», 280101 «БЖД в техносфере». – Ниж. Новгород, ННГАСУ, 2010. – 54 с.: ил.

В методической разработке приведена информация по составлению материальных и тепловых балансов котлоагрегатов и котельной установки на базе законов сохранения массы и энергии. Даны необходимые расчётные уравнения и формулы, в том числе для расчёта КПД (брутто и нетто), расхода сжигаемого топлива и потерь теплоты этого топлива. Для снижения трудоёмкости определения этих величин рекомендуется использовать экспресс-методики, разработанные проф. М.Б. Равичем и автором. В данной методической разработке приведена необходимая информация по этим методикам, примеры практического применения их, в том числе с использованием разработанных автором номограмм. Приводимый в разработке материал может быть использован как студентами, так и инженерами по специальности ТГВ, ПТ, БЖД.

Рис. 16 Табл. 14 Библиография 7 назв.

Составитель – Г.М. Климов, М.Г. Климов

Рецензент – доцент кафедры ТГС Е.Н. Цой

Компьютерный набор – Мухина Т.А. гр. 3-7/04-2

© Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

1. Материальный баланс процесса горения топлива	4
1.1. Материальный баланс нагреваемой среды	4
2. Общее уравнение теплового баланса	5
2.1. Теплота, полезно затраченная на производство пара. Расход топлива и КПД котлоагрегата	9
2.2. Потеря теплоты с уходящими газами	10
3. Физическая теплота продуктов сгорания и потери теплоты с Уходящими газами на основе жаропроизводительности топлива	15
4. Потери теплоты топлива с уходящими газами при сжигании каменных Углей, дров и газового топлива по упрощенной методике М.Б. Равича	19
4.1. Каменные угли	19
4.2. Дрова	20
4.3. Газовое топливо	22
4.3.1. Потери теплоты с уходящими газами в комплексных ступенчатых установках с контактными водяными экономайзерами при сжигании природного газа	24
5. Потери теплоты с уходящими газами при сжигании жидкого топлива	25
6. Потеря теплоты от химической неполноты сгорания	33
7. Потери теплоты вследствие неполноты горения топлива:	34
7.1. Подсчёт потерь теплоты на основе теплоты сгорания топлива	34
7.2. Подсчёт потерь теплоты на основе обобщенных констант	35
8. Потеря теплоты топлива от механической неполноты сгорания:	37
8.1. Потеря теплоты вследствие механической неполноты сгорания по методике М.Б. Равича	38
9. Потеря теплоты от наружного охлаждения	39
10. Потеря теплоты топлива с физической теплотой шлаков. Потеря теплоты с охлаждающими панелями, балками и другими конструкциями КА	40
11. Потеря теплоты от неустановившегося теплового состояния котла	41
12. Зависимость КПД котла от нагрузки	41
13. Тепловой баланс газифицируемого котельного агрегата на базе высшей теплоты сгорания природного газа	41
14. Эксергетический баланс котлоагрегата	43
15. Приложения	45

1. МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

На рис. 1.1 показана схема материальных балансов рабочих веществ в котле. Материальный баланс процесса горения рассмотрен применительно к сжиганию твёрдого топлива с получением газообразных и твёрдых продуктов сгорания.

В приходной части баланса процесса горения — количество топлива B , кг/с, и окислителя — воздуха $L_в$, кг/с, организованно поступающих в топку для сжигания, а также воздух, подсасываемый (при работе под разрежением) по тракту котла в топку — ΔL_1 , и балластный воздух ΔL_2 и ΔL_3 не участвующий в процессе горения топлива.

В расходной части материального баланса в общем виде — газообразные продукты сгорания, покидающие котел, $L_г$, кг/с, и твёрдые минеральные остатки — зола (шлак), выпадающие по тракту ($G_{зл1}$, $G_{зл2}$), улавливаемые в золоуловительной установке ($G_{зл3}$) и уносимые газообразными продуктами сгорания ($G_{зл4}$), кг/с.

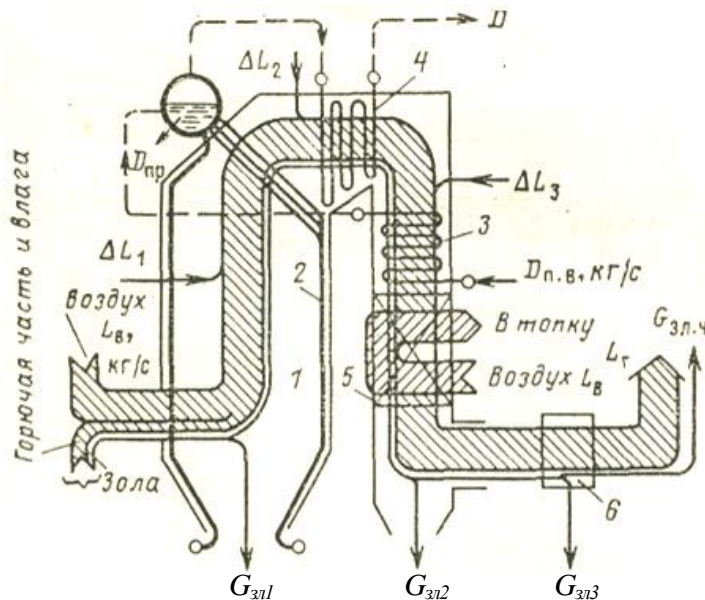


Рис. 1. Схема материальных балансов рабочих веществ в котле:

1 — топочная камера; 2 — испарительные поверхности нагрева; 3 — экономайзер; 4 — пароперегреватель; 5 — воздухоподогреватель; 6 — золоуловитель

В общем случае уравнение материального баланса процесса горения топлива в котле имеет вид [3]:

$$B + L_в + \sum \Delta L = L_г + \sum G_{зл} \quad (1)$$

При работе на газовом топливе в этом уравнении не содержатся члены, характеризующие твёрдые минеральные составляющие. При работе котла под наддувом отсутствуют присосы воздуха.

1.1 МАТЕРИАЛЬНЫЙ БАЛАНС НАГРЕВАЕМОЙ СРЕДЫ

В котельных установках промышленных предприятий получают водяной пар, используемый для производства электрической энергии и технологических нужд, горячую воду, другие высокотемпературные водяные и неводяные теплоносители. Пример материального баланса для водо-парового тракта котла показан на рис. 1 [3, с.20].

Для удаления нелетучих примесей воды, вводимых с питательной водой, из котла предусматривается удаление — продувка некоторого количества воды с загрязняющими её

примесями. В связи с этим в приходную часть материального баланса входит поступающая в котел питательная вода количеством $D_{п.в}$, кг/с, а в расходную часть — количества полученного водяного пара D и продувки $D_{пр}$, кг/с,

$$D_{п.в} = D + D_{пр} \quad (2)$$

Для случая дополнительной выдачи потребителю помимо перегретого еще и насыщенного пара уравнение материального баланса для нагреваемого рабочего вещества имеет вид:

$$D_{п.в} = D + D_{нас} + D_{пр} \quad (3)$$

где $D_{нас}$ — производительность по дополнительно вырабатываемому насыщенному пару, кг/с.

2. ОБЩЕЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА

В котельной установке при сжигании органического топлива происходит преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию продуктов сгорания. Выделившаяся теплота за вычетом потерь передается рабочему веществу — теплоносителю, в результате получается полезная продукция, например водяной пар. Эффективность энергоиспользования в котельной установке, а также направления его совершенствования устанавливаются тепловым (энергетическим) балансом.

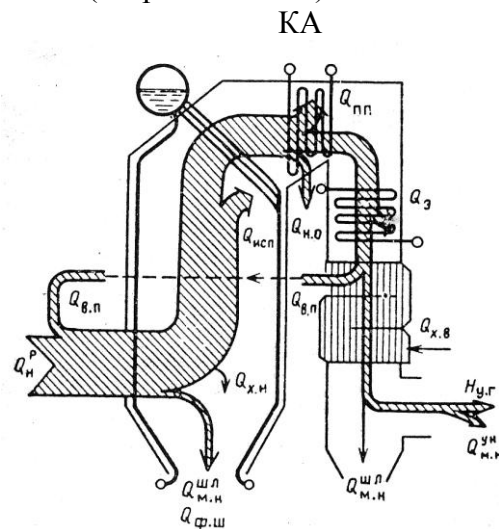


Рис.2. Схема теплового баланса котла при установившемся тепловом режиме

При установившемся состоянии баланс потоков рабочего вещества и энергии для котельной установки в целом и отдельных ее частей или элементов можно записать так [3, с.32...40]:

уравнение сохранения вещества (массы):

$$D_{прих} - D - D_{пот} = 0; \quad (4)$$

уравнение сохранения энергии

$$Q_{прих} - Q - Q_{пот} = 0, \quad (5)$$

где $D_{прих}$, $Q_{прих}$ — количества поступившего вещества (например, воды) и энергии (теплоты); D , Q — количества полезно преобразованного вещества (полученного пара) и энергии (теплоты пара); $D_{пот}$, $Q_{пот}$ — потери вещества и энергии.

При нестационарных режимах равенство между притоками и стоками (вещества и энергии) нарушается с изменением внутренней энергии

Тепловой баланс котла, как и любого другого теплотехнологического агрегата, характеризует равенство между приходом и расходом теплоты:

$$Q_{прих} = Q_{расх} \quad (6)$$

Составляющие теплового баланса для теплотехнологических установок в общем случае могут быть выражены отношением количества затраченной теплоты на единицу полученного

продукта, например в мегаджоулях на килограмм технологического продукта, или количеством теплоты в единицу времени — в мегаджоулях в секунду (мегаваттах), или количеством теплоты на единицу топлива — в мегаджоулях на килограмм для твёрдого и жидкого топлива или мегаджоулях на кубический метр для газообразного топлива. Для котельных установок тепловой баланс составляют на 1 кг твёрдого или жидкого топлива или 1 м³ газа при 273 К и 0,1013МПа.

Приходная часть теплового баланса (располагаемая теплота Q_p^p , МДж/кг или МДж/м³) в общем случае записывается в виде

$$Q_{прих} = Q_p^p = \sum Q_{хим} + \sum Q_{физ} + Q_{эл},$$

где внесённая химическая теплота

$$\sum Q_{хим} = Q_H^p + (Q_{экз} - Q_{энд}), \quad (7)$$

а внесённая физическая теплота

$$\sum Q_{физ} = Q_{фт} + Q_{фв} + Q_{нар} + Q_{о.г}$$

Рассмотрим *составляющие приходной части* теплового баланса. Q_H^p — низшая рабочая теплота сгорания единицы топлива, МДж/кг или МДж/м³ — для твёрдого и жидкого или газа, не учитывающая, как известно, теплоту образования водяных паров. Это согласуется с тем, что температура продуктов сгорания, покидающих котел, обычно не ниже 110—120 °С, при такой температуре содержащийся в них водяной пар не конденсируется. При охлаждении же продуктов сгорания до температуры, при которой на поверхности нагрева возможна конденсация водяных паров, расчёты следует выполнять с учетом высшей теплоты сгорания топлива Q_B^p (Q_S^r).

Член $Q_{экз}$ учитывают при использовании теплоты экзотермических реакций, возможных при осуществлении некоторых технологических процессов. В качестве примера можно указать на экзотермический процесс обжига колчедана в кипящем слое с установкой в последнем теплоиспользующих элементов для получения пара. Процесс обжига проходит без дополнительного использования топлива, поэтому в этом случае в выражении для определения $\sum Q_{хим}$ теплота сгорания топлива Q_H^p отсутствует.

Член $Q_{энд}$ учитывает затраты теплоты на возможные эндотермические реакции. Например, при сжигании сланцев, когда часть выделяющейся теплоты затрачивается на разложение карбонатов,

$$Q_{энд} = Q_{карб} = 4,05k \frac{(CO_2)_к^p}{100}, \quad (8)$$

где 4,05 — теплота разложения 1кг карбонатной золы, МДж/кг; $k = 1$ — коэффициент разложения карбонатов при камерном сжигании сланцев, $k = 0,7$ — при слоевом сжигании; $(CO_2)_к^p$ — углекислота карбонатов, %.

Входящий в выражение для определения $\sum Q_{физ}$ член $Q_{фт}$, МДж/кг (или МДж/м³), учитывает физическую теплоту (энтальпию) топлива:

$$Q_{фт} = c_m \cdot t_m, \quad (9)$$

где c_m — теплоёмкость рабочего топлива, МДж/(кг·К) или МДж/(м³·К); t_m — температура топлива, °С.

При поступлении в котел твёрдое топливо имеет обычно малую температуру, приближающуюся к нулю, а теплоёмкость сухой массы топлива находится в пределах от $c_T^c = 0,92 \cdot 10^{-3}$ (антрацит) до $c_T^c = 1,3 \cdot 10^{-3}$ МДж/(кг·К) (фрезерный торф). В связи с этим $Q_{фт}$ невелико по значению. Энтальпию твёрдого топлива учитывают в случае предварительного его подогрева вне котла посторонним источником теплоты (при сушке в разомкнутой системе пылеприготовления, паровых сушилках и т.п.). При этом температуру и влажность топлива принимают по состоянию его перед топкой.

Жидкое топливо (мазут) для снижения вязкости и улучшения распыла поступает в топку подогретым до 80—120 °С. Теплоёмкость мазута при этом $c_T^p = 1,94 \cdot 10^{-3} \div 2,04 \cdot 10^{-3}$ МДж/(кг·К) и $Q_{фт}$ составляет (0,4—0,63) % Q_H^p . Теплоёмкость мазута c_T^p , МДж/(кг·К), определяется по формуле

$$c_T^p = (1,738 + 0,0025 t_m) \cdot 10^{-3}. \quad (10)$$

Учёт $Q_{фm}$ целесообразен при сжигании газового топлива с низкой теплотой сгорания (например, доменного газа) при условии специального нагрева его до относительно высокой температуры (200—300 °С), когда $Q_{фm}$ составляет 7—10 % $Q_H^p(Q_i^r)$.

При сжигании газового топлива с высокой теплотой сгорания (например, природного газа) имеет место повышенное соотношение массы воздуха и газа (примерно 10 : 1). В этом случае топливо — газ обычно не подогревают.

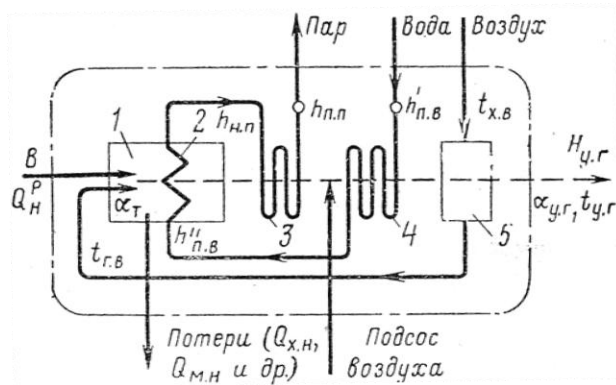


Рис.3. Принципиальная схема котлоагрегата (КА)

1 — топочная камера; 2 — испарительные поверхности нагрева; 3 — пароперегреватель; 4 — экономайзер; 5 — воздухоподогреватель.

На рис. 3. для рассматриваемого простейшего случая приведена принципиальная схема поступления и движения рабочих веществ в КА (воздух, топливо, продукты сгорания, вода, пар), включающая топочную камеру с радиационными испарительными элементами, в которой сжигается топливо в количестве V , кг/с (или м³/с), с Q_H^p , МДж/кг (или МДж/м³); испарительные поверхности; пароперегреватель, в котором насыщенный пар перегревается $t_{нп}$ ($t_{нп}$) до $h_{нп}$ ($h_{нп}$); экономайзер, где питательная вода нагревается с $h'_{пв}$ до $h''_{пв}$ МДж/кг; воздушный подогреватель, в котором необходимый для горения топлива воздух подогревается от $t_{хв}$ до $t_{гв}$, °С.

В КА извне поступают, если считать на единицу массы (объема) сожжённого топлива: химическая теплота топлива Q_H^p , теплота холодного воздуха (в воздухоподогреватель) $\alpha_T H_{хв}^0$; кроме того, в газоходы котла из окружающей среды поступает также теплота с присосанным воздухом ($\alpha_{у.г} - \alpha_T$) $H_{хв}^0$.

Член $Q_{фв}$ учитывает энтальпию воздуха, как поступившего в котел через воздушный подогреватель, так и присосанную через газоходы котла.

Энтальпию горячего воздуха учитывают лишь при подогреве его вне агрегата, до воздушного подогревателя котла за счёт постороннего источника теплоты (подогрев в паровом калорифере отборным или отработанным паром, подогрев в автономном подогревателе при сжигании дополнительного топлива).

Член $Q_{нар}$, МДж/кг, учитывает теплоту, вносимую в агрегат паром при паровом распыливании мазута или при подаче под решётку пара для улучшения её работы при слоевом сжигании антрацита,

$$Q_{нар} = G_n(h_n - 2,51), \quad (11)$$

где G_n — удельный расход дутьевого пара, кг/кг. При паровом распыливании мазута $G_n = 0,3 \div 0,35$ кг/кг, при слоевом сжигании антрацита и подаче пара под решётку $G_n = 0,2 \div 0,4$ кг/кг; h_n — энтальпия дутьевого пара, МДж/кг; 2,51 МДж/кг — примерное значение энтальпии водяного пара в продуктах сгорания, уходящих в атмосферу.

Для котла, использующего в качестве источника теплоты энтальпию уходящих газов теплотехнологического устройства $Q_{у.2}$ (котёл-утилизатор), при отсутствии в газах продуктов неполного горения

$$Q_{\text{прих}} = Q_{y.z}$$

При наличии в уходящих газах и горючих составляющих (газообразных или твердых) при условии сжигания их под котлом в приходной части баланса учитывают и их химическую теплоту.

Член $Q_{\text{эл}}$ включают в уравнения баланса при выработке пара с использованием в качестве источника теплоты электроэнергии. В этом случае для электрочла

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{эл}}$$

Таким образом, в общем выражении приходной части теплового баланса КА (7) для конкретных случаев ряд членов может отсутствовать.

При составлении теплового баланса для котла, работающего на органическом топливе, при отсутствии выработки пара за счёт теплоты экзотермических технологических реакций $Q_{\text{экз}} = 0$ и с учетом замечаний о значениях других составляющих приходную часть баланса в расчете на 1 кг (м^3) топлива можно принять:

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{п}}^{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} (Q_i^{\text{р}}) \quad (12)$$

Расходная часть теплового баланса в расчёте на 1 кг (м^3) топлива в общем случае может содержать теплоту, затраченную на выработку пара (или горячей воды) и различные потери:

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{пол}} + H_{y_2} + Q_{xh} + Q_{mn} + Q_{no} + Q_{фи} + Q_{охл} + Q_{акк} \quad (13)$$

В простейшем случае (без учёта продувки, возможной дополнительной выработки насыщенного пара и др.) теплота, полезно затраченная на выработку перегретого пара, МДж/кг (или МДж/ м^3), составит

$$Q_{\text{пол}} = \frac{D}{B}(h_{nn} - h'_{нв}), \quad (14)$$

где D — выход пара, кг/с; B — расход топлива, кг/с (или $\text{м}^3/\text{с}$); h_{nn} , $h'_{нв}$ — энтальпии перегретого пара и питательной воды, МДж/кг.

Остальные слагаемые в (13) представляют собой следующие тепловые потери, подробно рассматриваемые далее:

H_{y_2} — энтальпия уходящих из КА газов, МДж/кг (или МДж/ м^3); Q_{xh} , Q_{mn} — потери теплоты от химической и механической неполноты сгорания топлива, МДж/кг (или МДж/ м^3); Q_{no} — потери теплоты от наружного охлаждения внешних ограждений котла, МДж/кг (или МДж/ м^3); $Q_{фи}$ — потеря с физической теплотой шлаков, МДж/кг; $Q_{охл}$ — потеря теплоты с охлаждаемыми балками, панелями топки, не включенными в циркуляционную систему агрегата; $Q_{акк}$ — расход (знак «+») или приход теплоты «знак «—»», связанный с неустановившимся тепловым режимом работы котла, МДж/кг (или МДж/ м^3). При установившемся тепловом состоянии $Q_{акк} = 0$.

С учётом изложенного для установившегося теплового состояния КА можно записать следующее балансовое уравнение для 1 кг (м^3) сожженного топлива:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} + \alpha_m H_{\text{XB}}^0 + (\alpha_{y_2} - \alpha_m) H_{\text{XB}}^0 = \frac{D}{B}(h_{nn} - h'_{нв}) + H_{y_2} + Q_{xh} + Q_{mn} + Q_{no} + Q_{фи} + Q_{охл},$$

из которого получим:

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = \frac{D}{B}(h_{nn} - h'_{нв}) + (H_{y_2} - \alpha_{y_2} H_{\text{XB}}^0) + Q_{no} + Q_{фи} + Q_{охл} + Q_{xh} + Q_{mn}, \quad (15)$$

Величина $\alpha_{y_2} H_{\text{XB}}^0$ представляет собой теплоту холодного воздуха, поступившего из окружающей среды в систему КА: организованно в воздушный подогреватель и с присосом в газоходы. Разница между энтальпией уходящих газов H_{y_2} и теплотой, поступившей в КА с воздухом из окружающей среды $\alpha_{y_2} H_{\text{XB}}^0$, представляет собой потерю теплоты с уходящими газами, МДж/кг (или МДж/ м^3),

$$Q_{y_2} = H_{y_2} - \alpha_{y_2} H_{\text{XB}}^0. \quad (16)$$

С учётом теплоты холодного воздуха общее уравнение теплового баланса КА при установившемся тепловом состоянии можно записать в виде равенства МДж/кг (или МДж/ м^3),

$$Q_{\text{н}}^{\text{р}} = \frac{D}{B}(h_{nn} - h'_{нв}) + Q_{y_2} + Q_{xh} + Q_{mn} + Q_{no} + Q_{фи} + Q_{охл}. \quad (17)$$

Если принять $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ за 100%, то получим

$$100 = q_{пол} + q_{уг} + q_{хн} + q_{мн} + q_{но} + q_{фш} + q_{охл} + q_{акк}, \quad (18)$$

где $Q_H^p = (Q_i^r)$

$$\begin{cases} q_{пол} = \eta_k^{бр} = \frac{Q_{пол}}{Q_H^p} 100; \\ q_{уг} = \frac{Q_{уг}}{Q_H^p} 100; \\ q_{хн} = \frac{Q_{хн}}{Q_H^p} 100; \text{ и т. д.} \end{cases}$$

(19)

Завершая рассмотрение общего уравнения теплового баланса, следует отметить, что в [] и других литературных источниках составляющие теплового баланса КА обозначают обычно цифрами: $q_{пол} = q_1$; $q_{уг} = q_2$, $q_{хн} = q_3$; $q_{мн} = q_4$; $q_{но} = q_5$; $q_{охл} = q_6$.

2.1. ТЕПЛОТА, ПОЛЕЗНО ЗАТРАЧЕННАЯ НА ПРОИЗВОДСТВО ПАРА. РАСХОД ТОПЛИВА И КПД КОТЛОАГРЕГАТА [3, с.41...43]

При выработке пара в котлоагрегате (КА) рабочее вещество — вода обычно проходит последовательно водонагревательные, испарительные и пароперегревательные поверхности. В отдельных случаях КА может не иметь экономайзера или пароперегревателя.

Отношение количества теплоты, полезно затраченной на выработку пара $D(h_{мп} - h'_{пв})$, МВт, к теплоте топлива $B Q_H^p$, МВт, является коэффициентом полезного действия (КПД) котла, %, (брутто)

$$\eta_k^{бр} = \frac{D(h_{мп} - h'_{пв})}{B Q_H^p} 100. \quad (20)$$

По существу выражение (20) является коэффициентом полезного использования теплоты топлива.

Расход топлива, кг/с (или м³/с), определяется по формуле

$$B = \frac{D(h_{мп} - h'_{пв})}{\eta_k^{бр} Q_H^p} 100. \quad (21)$$

Теплота, воспринятая водой в экономайзере, МДж/кг (или МДж/м³), составляет

$$Q_э = \frac{D}{B} (h''_{пв} - h'_{пв}), \quad (22)$$

где $h''_{пв}$, $h'_{пв}$, — энтальпии питательной воды на входе и выходе экономайзера, МДж/кг.

Тепловосприятие испарительных поверхностей, если условно считать пар сухим насыщенным,

$$Q_{исп} = \frac{D}{B} (h_{мп} - h''_{пв}), \quad (23)$$

Тепловосприятие пароперегревателя

$$Q_{пп} = \frac{D}{B} (h_{пп} - h_{мп}), \quad (24)$$

Суммарное количество теплоты, пошедшей на выработку пара, МДж/кг (или МДж/м³),

$$Q_{пол} = Q_э + Q_{исп} + Q_{пп} = \frac{D}{B} (h_{мп} - h'_{пв}), \quad (25)$$

С учётом продувки из КА части воды для поддержания определенного ее солесодержания, а также при наличии в котельной установке передачи части насыщенного пара на сторону и при дополнительном пароперегревателе для вторичного перегрева пара полезно затраченная теплота на единицу сжигаемого топлива, МДж/кг (или МДж/м³), составит

$$Q_{пол} = \frac{D}{B} (h_{мп} - h'_{пв}) + \frac{D_{пр}}{B} (h_{кв} - h'_{пв}) + \frac{D_{нас}}{B} (h_{мп} - h'_{пв}) + \frac{D_{вт.п}}{B} (h''_{вт.п} - h'_{пв}), \quad (26)$$

где $D_{пр}$, $D_{нас}$ и $D_{вт.п}$ — расходы продувочной воды, насыщенного пара и пара через вторичный пароперегреватель, кг/с; $h_{кв}$, $h'_{пв}$, $h''_{вт.п}$ — энтальпии продувочной воды, пара на входе и выходе вторичного пароперегревателя, МДж/кг.

Расход продувки $D_{пр}$ для котельных установок промышленных предприятий доходит до 5—10 % его паропроизводительности D , для котлов конденсационных электростанций он не превышает 1—2 % D . При определении затрат теплоты на выработку пара $Q_{пол}$ если $p = \frac{D_{пр}}{D} 100 \leq 2\%$, продувка может не учитываться.

При расходе топлива B в единицу времени, кг/с (или м³/с), полезно затраченная теплота, МВт, составляет

$$BQ_{пол} = D(h_{нп} - h'_{пв}) + D_{пр}(h_{кв} - h'_{пв}) + D_{нас}(h_{нп} - h'_{пв}) + D_{вт.п}(h''_{вт.п} - h'_{пв}), \quad (27)$$

По определению $\eta_k^{бр} = \frac{Q_{пол}}{Q_p} 100\%$.

С учётом выработки перегретого и насыщенного пара, наличия продувки воды и вторичного перегрева пара КПД КА, %, подсчитывается по формуле

$$\eta_k^{бр} = \frac{D(h_{нп} - h'_{пв}) + D_{пр}(h_{кв} - h'_{пв}) + D_{нас}(h_{нп} - h'_{пв}) + D_{вт.п}(h''_{вт.п} - h'_{пв})}{BQ_p} 100\%. \quad (28)$$

Расход топлива в кг/с (или м³/с) при этом составляет

$$B = \frac{D(h_{нп} - h'_{пв}) + D_{пр}(h_{кв} - h'_{пв}) + D_{нас}(h_{нп} - h'_{пв}) + D_{вт.п}(h''_{вт.п} - h'_{пв})}{\eta_k^{бр} Q_p} 100\%. \quad (29)$$

Определение КПД КА по (28) как отношение полезно затраченной теплоты к располагаемой теплоте топлива — это определение его по прямому балансу. КПД КА можно определить и по обратному балансу — через тепловые потери. Из (17) и (18) для установившегося теплового состояния получаем

$$\eta_k^{бр} = 100 - (q_{yz} + q_{хн} + q_{мн} + q_{но} + q_{фи}); \quad (30)$$

$$\eta_k^{бр} = q_{пол} = 100 - \sum q_{пот}. \quad (30a)$$

КПД КА, определяемый по (28) или по (30), не учитывает затрат электрической энергии и теплоты на собственные нужды (на приводы насосов, вентиляторов, дымососов, механизмов топливоподачи и пылеприготовления, работы обдувочных аппаратов и т.д.). Такой КПД КА называют КПД брутто и обозначают $\eta_{бр}$ или $\eta_k^{бр}$.

Если потребление энергии в единицу времени на указанное вспомогательное оборудование составляет $\sum N_c$, МДж, а удельные затраты топлива на выработку электроэнергии b , кг/МДж, то КПД котельной установки с учётом потребления энергии вспомогательным оборудованием (КПД нетто), %,

$$\eta_{ку}^{нт} = \frac{D(h_{нп} - h'_{пв}) + D_{пр}(h_{кв} - h'_{пв}) + D_{нас}(h_{нп} - h'_{пв}) + D_{вт.п}(h''_{вт.п} - h'_{пв})}{Q_p(B + \sum N_c b)} 100\%. \quad (31)$$

Иногда $\eta_{ку}^{нт}$ называют энергетическим КПД котельной установки.

Для котельных установок промышленных предприятий затраты энергии на собственные нужды составляют около 4 % вырабатываемой энергии.

2.2. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ [3, с.43...49]

Потеря теплоты с уходящими газами Q_{yz} (q_{yz}) возникает из-за того, что физическая теплота (энтальпия) газов H_{yz} , покидающих КА при температуре θ_{yz} , превышает физическую теплоту поступающих в котёл воздуха $\alpha_{yz} H_{хв}^0$ и топлива $c_m t_m$.

Если пренебречь малым значением энтальпии топлива, а также теплотой золы (для твёрдого топлива), содержащейся в уходящих газах, потеря теплоты с уходящими газами, МДж/кг (или МДж/м³), может быть подсчитана по (16) или по формуле

$$Q_{yz} = (V_{CO_2} c_{CO_2} + V_{SO_2} c_{SO_2} + V_{N_2} c_{N_2} + V_{CO} c_{CO} + \dots + V_{H_2O} c_{H_2O}) \theta_{yz} - \alpha_{yz} V_B c_B t_{хв}. \quad (32)$$

Если температура окружающей среды равна нулю ($t_{хв} = 0$), то потеря теплоты с уходящими газами равна энтальпии уходящих газов: $Q_{yz} = H_{yz}$.

Потеря теплоты с уходящими газами занимает обычно основное место среди тепловых потерь КА, составляя 5 — 15 % располагаемой теплоты топлива, и определяется объёмом и

составом продуктов сгорания, существенно зависящих от балластных составляющих топлива и от температуры уходящих газов:

$$Q_{y2} = f\left(\frac{V_{\Gamma}^0}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}, \alpha_{y2}, \theta_{y2}\right). \quad (33)$$

Отношение $\frac{V_{\Gamma}^0}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}$, характеризующее качество топлива, показывает относительный выход газообразных продуктов сгорания (при $\alpha=1$) на единицу теплоты сгорания топлива и зависит от содержания в нём балластных составляющих (влаги W^{P} и золы A^{P} для твердого и жидкого топлива, азота N_2 , диоксида углерода CO_2 и кислорода O_2 для газообразного топлива). С увеличением содержания в топливе балластных составляющих и, следовательно, $\frac{V_{\Gamma}^0}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}$, потеря теплоты с уходящими газами (при прочих равных условиях) соответственно возрастает.

Одним из возможных направлений снижения потери теплоты с уходящими газами является уменьшение коэффициента избытка расхода воздуха в уходящих газах α_{y2} , который зависит от коэффициента расхода воздуха в топке α_m и балластного воздуха, присосанного в газоходы КА, находящиеся обычно под разрежением:

$$\alpha_{y2} = \alpha_m + \Delta\alpha. \quad (34)$$

В котлах, работающих под давлением, присосы воздуха отсутствуют.

С уменьшением α_m потеря теплоты Q_{y2} (q_{y2}) снижается однако при этом в связи с уменьшением количества воздуха, подаваемого в топочную камеру, возможно появление другой потери теплоты — от химической неполноты сгорания топлива Q_{xh} (q_{xh}). **Оптимальное значение α_m выбирается с учётом достижения минимального суммарного значения $q_{y2} + q_{xh}$ (рис. 4).**

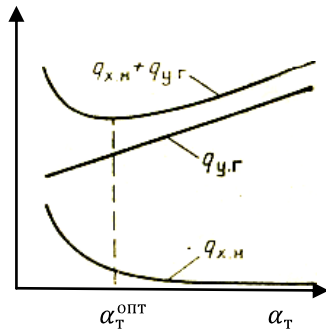


Рис.4. К определению коэффициента избытка воздуха в топке котла

Присосы воздуха по газовому тракту котла $\Delta\alpha$ в пределе могут быть сведены к нулю. Однако полное уплотнение мест прохода труб через обмуровку, уплотнение лючков и гляделок, имеющих в газоходах и работающих под разрежением, затруднено и практически $\Delta\alpha = 0,15 \div 0,3$.

Балластный воздух в продуктах сгорания помимо увеличения потери теплоты (Q_{y2} приводит также к дополнительным затратам электроэнергии на дымосос. Допустимые присосы воздуха в отдельных элементах КА даны в [].

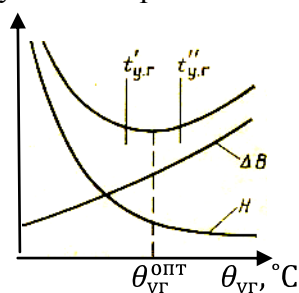


Рис. 5.

К определению температуры уходящих газов

Важнейшим фактором, влияющим на Q_{y2} , является температура уходящих газов θ_{y2} . Её снижение достигается установкой в хвостовой части котла теплоиспользующих элементов (экономайзера, воздухоподогревателя). Чем ниже температура уходящих газов и соответственно меньше температурный напор Δt между газами и нагреваемым рабочим телом (например, воздухом), тем большая площадь поверхности H требуется для такого же охлаждения газа. Повышение же температуры уходящих газов приводит к увеличению потери с Q_{y2} и, следовательно, к дополнительным затратам топлива ΔB на

выработку одного и того же количества пара; определяется на основе технико-экономических расчетов при горячей воды или другого

сопоставлении годовых затрат для теплоиспользующих элементов и топлива для различных значений θ_{y2} (рис. 5).

Оптимальная θ_{y2} характеризуется минимальным значением расчётных затрат, руб/год,

$$Z = S + EK, \quad (35)$$

где K — единовременные капитальные затраты на металл теплоиспользующих элементов; E — нормативный коэффициент эффективности, равный 0,17 1/год; S — годовые эксплуатационные расходы, которые определяются следующими основными составляющими:

$$S = S_{\text{топл}} + S_{\text{ам}} + S_{\text{пр}} + S_{\text{э}}, \quad (36)$$

здесь первое слагаемое — затраты на топливо, второе — амортизационные отчисления, третье — затраты на текущий ремонт и четвертое — затраты на электроэнергию.

На рис. 5. можно выделить область температур (от θ'_{y2} до θ''_{y2}), в которой расчётные затраты отличаются незначительно. Это дает основание для выбора в качестве наиболее целесообразной температуры θ''_{y2} , при которой, как это видно из рис. 5, начальные капитальные затраты будут меньше.

В ряде случаев снижение θ_{y2} ограничивается возможностью внешней коррозии хвостовых поверхностей нагрева (воздушного подогревателя, экономайзера) из-за конденсации на них водяных паров, содержащихся в продуктах сгорания. В связи с этим выбор θ_{y2} зависит также от температуры питательной воды, температуры воздуха на входе в воздушный подогреватель и других факторов.

Температура уходящих газов промышленных КА в зависимости от их производительности и времени использования, качества и стоимости сжигаемого топлива, температуры питательной воды и поступающего воздуха принимается 110—170°C и выше. При работе котла на относительно дорогом топливе применяют более глубокое охлаждение уходящих газов.

С увеличением тепловой нагрузки котельной установки (увеличением расхода топлива B и выхода пара D потеря теплоты с уходящими газами q_{y2} в ней возрастает (рис. 6). Это связано с тем, что с увеличением нагрузки соответственно увеличивается количество выделяемой теплоты в топке. Одновременно увеличиваются объём продуктов сгорания и их скорость в газоходах котла. При этом теплоотдача к конвективным поверхностям нагрева возрастает пропорционально увеличению скорости лишь в степени 0,6—0,8. Таким образом, тепловыделение превышает тепловосприятие, и температура уходящих газов с увеличением нагрузки увеличивается.

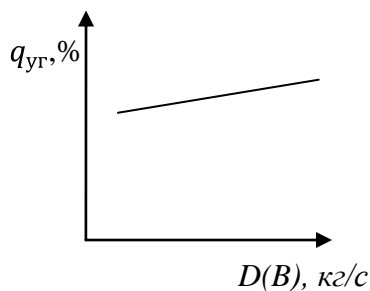


Рис. 6. Изменение температуры уходящих газов с изменением нагрузки

Заканчивая рассмотрение потери теплоты с уходящими газами, необходимо отметить, что при работе котла на твёрдом топливе, а также при работе энерготехнологических агрегатов поверхности нагрева могут загрязняться золой топлива и технологическим уносом. Это приводит к существенному снижению коэффициента теплопередачи от продуктов сгорания к рабочему телу и, следовательно, к повышению θ_{y2} . При этом для сохранения заданной паропроизводительности котельной установки приходится идти на увеличение расхода топлива. Занос поверхностей нагрева приводит также к увеличению сопротивления газового тракта КА, и при недостаточной мощности дымососа нагрузка котла снижается. В связи с этим для обеспечения нормальной эксплуатации агрегата требуется систематическая очистка его поверхностей нагрева.

При определении потери теплоты с уходящими газами, %, в соответствии с [] учитывают уменьшение объема газов, обусловленное механической неполнотой сгорания топлива, введением поправки $\frac{100-q_{MH}}{100}$. Тогда с учетом (19) получаем

$$q_{yг} = \frac{q_{yг}}{q_p^p} 100 = \frac{(H_{yг} - \alpha_{yг} H_{xв}^0)(100 - q_{MH})}{q_p^p}, \quad (37)$$

Потеря теплоты с уходящими газами (Q_2 [ккал/кг] или q_2 [%]) обусловлена тем, что дымовые газы покидают котёл при достаточно еще высокой температуре. Следовательно, они уносят с собой некоторое количество теплоты топлива, которое в дальнейшем выбрасывается в атмосферу.

Температура уходящих газов (θ_{yx}) зависит от многих факторов. Она определяется степенью форсировки топки (количеством сжигаемого топлива в час), избытком воздуха, степенью загрязнения котла и других поверхностей нагрева. Высокая температура уходящих газов может быть вызвана неисправностью перегородок, отделяющих один газоход от другого, а также присосом воздуха через неплотности кладки, топочных дверок и т. д. Одной из важнейших причин потери тепла с уходящими газами является большой избыток воздуха, определяемый содержанием углекислоты в уходящих газах.

Для снижения температуры уходящих газов и уменьшения потери теплоты за котлом устанавливают экономайзерные поверхности. В отопительных котельных экономайзерные поверхности часто отсутствуют, тогда температура уходящих газов ориентировочно определяется по температуре газов за котлом θ_k'' –принимая $\theta_{yx}'' \approx \theta_k''$.

Для приближенного определения температуры газов за котлом (θ_k'') малой паропроизводительности ($D < 10$ т/час) рекомендуется пользоваться эмпирическими формулами, составленными для различных типов котлов [7]:

для жаротрубных котлов $\theta_k'' - t_n = 10,08 \frac{D_n}{H_k} - 54,5$ (38); для горизонтально-водотрубных котлов $\theta_k'' - t_n = 5 + 6,65 \frac{D_n}{H_k}$ (39); для вертикально-водотрубных котлов значения, полученные по уравнению (39), могут быть снижены на 50; для вертикально-цилиндрических котлов систем Шухова—Сарафа, Берлина, Добрина и др. $\theta_k'' = 150 + 10 \frac{D_n}{H_k}$ (40); для чугунных секционных котлов старых конструкций $\theta_k'' - t_n = 10 \frac{D_n}{H_k} + 100$ (41).

Во всех формулах

t_n — температура насыщенного пара, соответствующая давлению; $\frac{D_n}{H_k}$ —напряжение поверхности нагрева (паросъём) по нормальному пару.

В формулах для водогрейных котлов вместо t_n следует подставлять среднюю температуру воды при входе в котел и выходе из него, т. е. $t_n = \frac{t'_в + t''_в}{2}$ (42), а вместо $\frac{D_n}{H_k}$ — значение теплосъёма, деленное на энтальпию нормального пара $\frac{Q}{640H_k}$ (43).

Температура уходящих газов θ_{yx} котельных агрегатов, оборудованных индивидуальными или групповыми экономайзерами, колеблется, в пределах 140 - 200 °С

Более глубокое охлаждение дымовых газов возможно, но не выгодно, так как это, с одной стороны, приводит к чрезмерно большому расходу металла на котел, а с другой стороны может вызвать конденсацию водяного пара, содержащегося в продуктах сгорания, выпадение росы на стенках хвостовых поверхностей нагрева (водяного экономайзера или воздухоподогревателя) приводит к коррозии металла и, следовательно, к разрушению его. Особенно сказывается отрицательное действие влаги в тех случаях, когда дымовые газы содержат большое количество сернистого газа (SO_2), что бывает при сжигании углей с большим содержанием серы.

Конденсация водяных паров может иметь место и при сравнительно высокой температуре уходящих газов вследствие низкой температуры питательной воды,

поступающей в экономайзер, а также появления местного охлаждения газов в местах, подверженных охлаждению наружным воздухом (например, в воздухоподогревателях и железных дымовых трубах).

Для предотвращения указанных явлений применяют рециркуляцию нагретого воздуха, т. е. подачу части его ко всасывающему отверстию дутьевого вентилятора, подающего воздух в воздухоподогреватель. Температура питательной воды, как правило, должна быть всегда выше точки росы, т. е. температуры насыщения водяного пара, определяемой его парциальным давлением в дымовых газах ($P_{H_2O,abc}$). Парциальное давление водяного пара определяется составом дымовых газов и величиной барометрического давления.

В большинстве случаев при эксплуатации паровых отопительных котельных установок температура питательной воды колеблется в пределах 60 — 100°C, и поэтому возможность конденсации водяных паров на поверхности водяных экономайзеров исключается. **В случае питания экономайзеров водой с пониженной температурой значение температуры при входе в экономайзер t'_3 должно быть не ниже $t'_3 > t_{т.р} + 5^\circ$.**

В отопительных котельных с водогрейными котлами температура обратной воды является величиной переменной, зависящей от значения наружных температур, и в значительной части отопительного периода при наружной температуре, начиная с $t_{нар} = -10^\circ$, падает ниже точки росы. В этих случаях во избежание выпадения росы на поверхностях котлов и экономайзеров и их коррозии целесообразно осуществлять подмешивание с помощью специальных насосов.

В паровых котельных установках с чугунными водяными экономайзерами температура уходящих газов ($\theta_{yx} \approx \theta_3''$) определяется исходя из условия, что вода в экономайзере не должна доводиться до кипения. Это условие зависит от приближенного соотношения между разностью дымовых газов и нагреваемой воды

$$\theta_3' - \theta_3'' = 2(t_3' - t_3''). \quad (44)$$

$$\text{или} \quad \Delta\theta_3 = 2\Delta t_3. \quad (45)$$

где θ_3' — температура дымовых газов перед экономайзером, °C.

Температура дымовых газов перед экономайзером определяется по уравнению

$$\theta_3' = \frac{\theta_k'' \alpha_k + t_b (\alpha_3' - \alpha_k)}{\alpha_3'}, \quad (46)$$

где θ_k'' — температура дымовых газов за котлом или перед экономайзером; α_k — коэффициент избытка воздуха за котлом; t_b — температура воздуха в котельной; α_3' — коэффициент избытка воздуха перед экономайзером; t_3' — температура питательной воды (при входе в экономайзер); t_3'' — температура питательной воды, выходящей из экономайзера, по правилам Котлонадзора должна быть

$$t_3'' \leq t_{nm} - 20, \quad (47)$$

где t_{nm} — температура насыщенного пара, соответствующая давлению в котлах.

Потеря теплоты с уходящими газами равна полной энтальпии газов, удаляемых в атмосферу (за вычетом количества теплоты, вносимого с поступающим в топку воздухом, топливом и паровым дутьем), и определяется по уравнению [4]:

$$q_2 = \frac{\sum V_c \theta_{yx} - (Q_b + Q_{фт} + Q_{пар})}{Q_H^p}, \quad (48)$$

Где $\sum V_c \theta_{yx} \cdot c'$ — теплосодержание уходящих газов, ккал/кг; $Q_{фт}$ — физическая теплота топлива, ккал/кг; Q_b — теплосодержание поступающего в топку и газоходы воздуха, ккал/кг; $Q_{пар}$ — тепло, вносимое в установки с паровым дутьем, ккал/кг.

Теплосодержание уходящих газов $\sum V_c \theta_{yx} \cdot c'$ подсчитывается по (32) или находится по $H - \theta$ диаграмме продуктов сгорания (дымовых газов).

Физическая теплота топлива $Q_{фт}$ и пара $Q_{пар}$ определяется соответственно по уравнениям (9) и (10), (11).

Энтальпия поступающего в топку и газоходы (за счет присосов) воздуха находится по уравнению

$$Q_B = \alpha_{yx} V'_0 c_B t_B [\text{ккал/кг}], \quad (49)$$

Где α_{yx} — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах (за установкой); V'_0 — объём теоретически необходимого воздуха для горения с учётом поправки на механический недожог, определяемый по уравнению

$$V'_0 = V_0 \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), \quad (50)$$

c_B и t_B — теплоёмкость и температура воздуха; теплоёмкость воздуха при температуре его в пределах от 0 до 100° может приниматься равной $c_B = 0,31$ ккал/м³·град. Температура воздуха принимается обычно в пределах $t_B = 25 \div 30^\circ\text{C}$.

Коэффициент избытка воздуха в уходящих газах

$$\alpha_{yx} = \alpha_T + \Delta\alpha_{ky}, \quad (51)$$

где α_T — коэффициент избытка воздуха в топке; $\Delta\alpha_{ky}$ — присос воздуха в газоходах котельной установки (из-за недостаточно внимательной эксплуатации в установках малой мощности он достигает иногда больших значений); определяется на основании [1] в котором даны допустимые значения присосов в отдельных элементах котельной установки.

3. ФИЗИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ И ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ НА ОСНОВЕ ЖАРОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ТОПЛИВА [4,5]

Из уравнения теплового баланса процесса горения топлива в стехиометрическом объёме воздуха

$$Q_H^p = V_\Sigma^0 \cdot C_{\vartheta-t_{max}} \cdot t_{max}, \quad (52)$$

ясна возможность замены в формуле весьма малостабильной величины — теплоты сгорания топлива Q_H значительно более постоянной для определенных классов топлива характеристикой — жаропроизводительностью (t_{max}).

При полном сгорании топлива в стехиометрическом количестве воздуха физическая теплота продуктов сгорания и потери теплоты с уходящими газами можно подсчитать по формуле

$$q_2 = \frac{V_\Sigma^0 \cdot C_{\vartheta-t_{пр.сг}} \cdot t_{пр.сг}}{V_\Sigma^0 \cdot C_{\vartheta-t_{max}} \cdot t_{max}} \cdot 100, \% \text{ от } Q_H^p, \quad (53)$$

где V_Σ^0 — объём продуктов сгорания в стехиометрическом количестве воздуха, м³/кг твёрдого или жидкого топлива или м³/м³ газа; $C_{\vartheta-t_{пр.сг}}$ — теплоёмкость продуктов сгорания от 0 до температуры продуктов сгорания, ккал/м³·°C; $C_{\vartheta-t_{max}}$ — средняя теплоёмкость продуктов сгорания от 0 до максимальной температуры горения, ккал/м³·°C.

Отношение теплоёмкости неразбавленного воздухом продуктов сгорания от 0 до температуры продуктов сгорания ($\theta_{пр.сг}$) и от 0 до максимальной температуры продуктов сгорания, определяемой жаропроизводительностью топлива, легко установить на основе постоянства теплоёмкостей продуктов сгорания различных видов топлива в определенном температурном интервале.

Это позволяет заменить соотношение $\frac{C_{\vartheta-t_{пр.сг}}}{C_{\vartheta-t_{max}}}$ в формуле (53) постоянной величиной C' , зависящей только от температуры продуктов сгорания и жаропроизводительности сжигаемого топлива (см. табл.1):

$$q_2 = \frac{\theta_{пр.сг}}{t_{max}} C' \cdot 100, \% \text{ от } Q_H^r = Q_H^p \quad (54)$$

При сжигании твёрдого топлива и наличии значительных потерь теплоты вследствие

механической неполноты горения (q_4), обусловленной провалом топлива сквозь колосниковую решётку, содержанием несгоревших частиц топлива в золе, шлаках и дымовых газах, потери теплоты с уходящими газами корректируют с учётом этой потери

$$q_2 = \frac{Q_2(100-q_4)}{B_T Q_H^p} \% \text{ от } Q_H^p \quad (55)$$

При нагреве топлива в паровых подогревателях или иных устройствах, не входящих в состав котлоагрегата или печной установки, т. е. работающих не путём использования теплоты уходящих газов, q_2 определяют, вводя величину Q_p^p — располагаемая теплота рабочего топлива

$$q_2 = \frac{Q_2 100}{B_T Q_p^p} \% \quad (56) \text{ или } q_2 = \frac{Q_2(100-q_4)}{B_T Q_p^p} \% \quad (57)$$

Располагаемую теплоту топлива подсчитывают по формуле [4, с.106, 108]:

$$Q_p^p = Q_H^p + Q_T + Q_\phi + Q_B, \text{ ккал/кг}, \quad (58)$$

где Q_T — физическая теплота нагретого топлива, ккал/кг (для газа ккал/м³); Q_ϕ — физическая теплота пара, используемого в форсунках для распыливания мазута, ккал/кг топлива; Q_B — физическая теплота нагретого воздуха, ккал/кг топлива.

При сжигании топлива с избытком воздуха физическую теплоту продуктов сгорания можно подсчитать по формуле

$$q_2 = \left[\frac{\theta_{yT}}{t_{max}} C' 100 + \frac{\theta_{yT}(h-1)BK}{t_{max}} 100 \right] \% \text{ от } Q_H^p \quad (59)$$

или

$$q_2 = \frac{\theta_{yT}}{t_{max}} [C' + (h-1)BK] \cdot 100, \% \text{ от } Q_H^p \quad (60)$$

где h — коэффициент разбавления сухих продуктов сгорания, определяемый по формуле (62); B — отношение объемов сухих и влажных продуктов сгорания (значения величины B приведены в табл. 10); $(h-1)B$ — содержание воздуха в м³ на 1 м³ неразбавленных воздухом влажных продуктов полного сгорания; K — отношение средней теплоемкости воздуха в интервале температур от 0 до θ_{yT} к теплоемкости неразбавленных воздухом продуктов полного сгорания в интервале температур от 0 до t_{max} (см. табл. 1).

Остальные обозначения те же, что и в формуле (54).

При учёте температуры поступающего воздуха формула (60) приобретает вид

$$q_2 = \frac{\theta_{yT}-t_B}{t_{max}} [C' + (h-1)BK] \cdot 100, \% \text{ от } Q_H^p \quad (61)$$

Формулы (54) и (61) справедливы для условий сжигания топлива в абсолютно сухом воздухе.

Коэффициент h может быть определен по формуле для газового топлива:

$$h = \frac{CO_{2max}}{CO_2 + CO + CH_4}, \quad (62)$$

где CO_{2max} — максимальное возможное содержание диоксида углерода (углекислоты) (об. %) в сухих продуктах горения при полном сжигании газа и теоретическом расходе воздуха; величина CO_{2max} принимается по табл. 2,4 и др.; CO_2 , CO и CH_4 , — фактические содержания соответствующих газов (об. %) в продуктах горения, определённые анализом.

При полном сгорании газа содержание оксида (окиси) углерода и метана в продуктах горения равно нулю и приведенная формула приобретает вид

$$h = \frac{CO_{2max}}{CO_2}. \quad (63)$$

Таблица 1. Величины поправочных коэффициентов C' и K в зависимости от температуры уходящих продуктов горения газовых топлив [4, табл.40]

Температура уходящих газов $\theta_{уг}$, °С	C'		K	
	При максимальной температуре горения t_{max} , °С			
	До 1800	Выше 1800	До 1800	Выше 1800
100	0,82	0,83	0,78	0,79
200	0,83	0,84	0,78	0,79
300	0,84	0,86	0,79	0,80
400	0,80	0,87	0,80	0,81
500	0,87	0,88	0,81	0,82
600	0,88	0,90	0,82	0,83
700	0,89	0,91	0,83	0,84
800	0,90	0,92	0,83	0,85
900	0,91	0,93	0,84	0,86
1000	0,92	0,94	0,85	0,87

При сжигании топлива в воздухе, содержащем 1% влаги по массе, как это принято в нормативном методе теплового расчета котельного агрегата, жаропроизводительность снижается примерно на 30°. Жаропроизводительность топлива с учетом содержания указанного количества влаги в воздухе t_{max}^l приведена в табл. 10

В соответствии с этим потери теплоты с уходящими газами подсчитывают по формуле

$$q_2 = \frac{\theta_{уг} - t_B}{t_{max}'} [C' + (h - 1)BK] \cdot 100, \% \text{ от } Q_H^P \quad (64)$$

Потери теплоты с уходящими газами при внешнем подогреве воздуха и топлива можно подсчитать по жаропроизводительности топлива по формулам

$$q_2 = \frac{\theta_{уг}}{t_{max}'(1 + n\beta' + mt_r)} [C' + (h - 1)BK] \cdot 100, \% \text{ от } Q_H^P \quad (65)$$

$$q_2 = \frac{\theta_{уг} - t_{XB}}{t_{max}'(1 + n\beta' + mt_r)} [C' + (h - 1)BK] \cdot 100, \% \text{ от } Q_H^P \quad (66)$$

где n — коэффициент, определяющий отношение физической теплоты воздуха, нагретого на 1°, к низшей теплоте сгорания топлива; t — температура внешнего нагрева воздуха ($t_B = 30^\circ\text{C} = t_{XB}$); β' — отношение действительного объема нагретого воздуха к теоретически необходимому; m — коэффициент, определяющий отношение физической теплоты топлива, нагретого на 1°, к низшей теплоте сгорания топлива; t_r — температура топлива, °С.

Значения коэффициента m при внешнем подогреве (до температуры t) для топлива различного вида следующие:

Газ природный, нефтепромысловый	$0,00005 \cdot t$	Бурый уголь с W^P до 30%	$0,0001 \cdot t$
Газ доменный	$0,00035 \cdot t$	Бурый уголь с W^P от 30 до 40%	$0,00015 \cdot t$
Газ генераторный из тощего топлива	$0,0003 \cdot t$	Бурый уголь с W^P выше 40%	$0,0003 \cdot t$
Газ генераторный из битуминозного топлива	$0,0002 \cdot t$	Торф с $W^P >$ до 20%	$0,0002 \cdot t$
Жидкое топливо	$0,00005 \cdot t$	Торф с W^P от 20 до 30%	$0,00015 \cdot t$
Каменный уголь, антрацит	$0,00005 \cdot t$	Торф с W^P от 30 до 40%	$0,0002 \cdot t$
		Торф с W^P от 40 до 50%	$0,0003 \cdot t$

Коэффициент n при внешнем подогреве воздуха для различных видов топлива имеет следующие значения:

Газы природный, нефтепромысловый,	Каменный уголь, антрацит, кокс	$0,00035 \cdot \Delta t \beta'$
нефтезаводской, сжиженный	Бурый уголь, торф, дрова	$0,00035 \cdot \Delta t \beta'$
Коксовый газ	с W^p до 40%	$0,00035 \cdot \Delta t \beta'$
Газы доменный, воздушный, смешанный	Бурый уголь, торф, дрова	$0,00025 \cdot \Delta t \beta'$
генераторный	с W^p более 40%	$0,0004 \cdot \Delta t \beta'$
Жидкое топливо		$0,00035 \cdot \Delta t \beta'$

Формула (64) справедлива для всех видов топлива и для совместного сжигания различных видов топлива. При сжигании одного вида топлива с мало меняющимся содержанием балласта можно подставить в формулу (64) значения t'_{max} и B для данного вида топлива и значения C' и K для определенных температурных интервалов продуктов сгорания. Подставляя далее в формулу значения величины $(h - 1)$ в зависимости от содержания в продуктах сгорания углеродсодержащих газов, т. е. $CO_2 + CO + CH_4$, получаем простую формулу для подсчета располагаемой теплоты продуктов сгорания и потерь теплоты с уходящими газами.

$$q_2 = 0,01Z(\theta_{уг} - t_b), \% \text{ от } Q_H^p \quad (67)$$

Значения величины Z для различных температурных интервалов продуктов сгорания, в зависимости от степени разбавления их воздухом, т. е. от содержания в продуктах сгорания суммы $CO_2 + CO + CH_4$, даны в табл. 3, 5, 7, 13 [4,5].

Для повышения точности подсчета в формулу (67) можно ввести коэффициент

$$l = \frac{V_b C_b'}{V_{уг} C_{уг}'} \quad (68)$$

Значения величины l для температуры уходящих газов $200\text{—}300^\circ \text{C}$, температуры воздуха $20\text{—}30^\circ$ и коэффициента избытка воздуха около 1,5 следующие (округленно):

Антрацит	0,9	Природный газ	0,85
Каменный уголь	0,9	Коксовый газ	0,8
Бурый уголь	0,85	Генераторный газ из	
Сланцы	0,8	битуминозных топлив	0,6
Торф	0,75	Генераторный газ из	
Дрова	0,75	тощих топлив	0,5
Жидкое топливо	0,9	Доменный газ	0,5
Нефтяные газы	0,9		

С учетом коэффициента l

$$Q_2 = V_{уг} C_{уг}' (\theta_{уг} - l t_b), \text{ ккал/кг (ккал/м}^3) \quad (69)$$

При составлении тепловых балансов котлов и печей обычно не подсчитывают физическую теплоту топлива, если оно подается в топку неподогретым, и тогда потери тепла с уходящими газами закономерно подсчитывать по формуле

$$Q_2 = V_{уг} C_{уг}' \theta_{уг} - (V_b C_b' t_b + B_T C_T t_T), \text{ ккал} \quad (70)$$

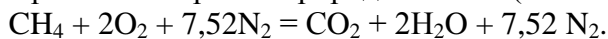
При температуре топлива около 20° величина l близка к единице

$$l = \frac{V_b C_b' + B_T C_T'}{V_{\Sigma} C_{\Sigma}'} \cong 1. \quad (71)$$

Пример.

Сжигается природный газ с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,2$. Температура природного газа и воздуха 20°C ; температура уходящих газов 200°C . Определить величину l .

Уравнение горения природного газа (метана) округленно:



Расход воздуха при $\alpha = 1,2$ (сухого):

$$V_b = 1,2 \cdot (2 + 7,52) = 11,42 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Объем продуктов сгорания при $\alpha = 1,2$

$$V_{\Sigma} = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52 \text{N}_2 + (\alpha - 1) V_{\text{B}} = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52 \text{N}_2 + 1,0V_{\text{B}} = 12,42 \text{ м}^3 / \text{м}^3.$$

Теплоёмкость: природного газа при 20°C — 0,37 ккал/м³·°C, воздуха при 20°C — 0,31 ккал/м³·°C, продуктов сгорания при 200°C — 0,33 ккал/м³·°C.

$$l = \frac{11,42 \cdot 0,31 + 1 \cdot 0,37}{12,42 \cdot 0,33} = 0,95$$

4. ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ ТОПЛИВА УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ ПРИ СЖИГАНИИ КАМЕННЫХ УГЛЕЙ, ДРОВ И ГАЗОВОГО ТОПЛИВА ПО УПРОЩЕННОЙ МЕТОДИКЕ М.Б. РАВИЧА

4.1. КАМЕННЫЕ УГЛИ [4, с.172...184]

Сухие продукты сгорания большинства каменных углей без избытка воздуха состоят из 18,7— 19,0% RO₂ и 81,0 — 81,3% N₂.

Средний состав сухих продуктов сгорания каменных углей, не разбавленных воздухом, можно принять равным 18,8% RO₂, и 81,2% N₂.

При разбавлении продуктов сгорания воздухом, состоящим из 21% O₂, и 79% N₂, содержание азота в продуктах сгорания находится в пределах от 79 до 81,2%. В соответствии с этим сумма сухих кислородсодержащих газов, т. е. RO₂+ O₂, равна 100% — N₂, содержание RO₂+ O₂ в продуктах сгорания возрастает по мере их разбавления воздухом.

В табл. 2 приведен состав сухих продуктов сгорания каменных углей с RO_{2max} = 18,8% при различной степени их разбавления воздухом, а также значения коэффициентов избытка воздуха α и разбавления сухих продуктов сгорания h .

Таблица 2. Состав продуктов полного сгорания каменного угля в зависимости от содержания в них RO₂

Состав сухих продуктов сгорания, %					Состав сухих продуктов сгорания, %				
RO ₂	O ₂	N ₂	h	α	RO ₂	O ₂	N ₂	h	α
18,8	0,0	81,2	1,00	1,00	11,8	7,9	80,3	1,59	1,57
18,4	0,4	81,2	1,02	1,02	11,4	8,3	80,3	1,65	1,63
18,0	0,9	81,1	1,04	1,04	11,0	8,8	80,2	1,71	1,69
17,6	1,3	81,1	1,06	1,06	10,6	9,2	80,2	1,77	1,76
17,2	1,8	81,0	1,04	1,08	10,2	9,7	80,1	1,84	1,81
16,8	2,2	81,0	1,11	1,11	9,8	10,1	80,1	1,92	1,89
16,4	2,7	80,9	1,14	1,14	9,4	10,5	80,1	2,00	1,97
16,0	3,1	80,9	1,17	1,16	9,0	11,0	80,0	2,09	2,06
15,6	3,6	80,8	1,20	1,19	8,6	11,4	80,0	2,19	2,16
15,2	4,0	80,8	1,23	1,22	8,2	11,8	80,0	2,29	2,25
14,8	4,5	80,7	1,27	1,26	7,8	12,3	79,9	2,42	2,38
14,4	4,9	80,7	1,30	1,29	7,4	12,7	79,9	2,53	2,48
14,0	5,4	80,6	1,34	1,33	7,0	13,1	79,9	2,69	2,64
13,6	5,8	80,6	1,38	1,37	6,6	13,6	79,8	2,86	2,80
13,2	6,3	80,5	1,42	1,41	6,2	14,0	79,8	3,05	2,99
12,8	6,7	80,5	1,46	1,45	5,8	14,5	79,7	3,26	3,20

Располагаемую теплоту продуктов сгорания каменных углей можно определить по формуле

$$q = 0,01\theta_{np.c}Z, \% \text{ от } Q_{\text{H}}^{\text{P}} \quad (72)$$

а потери теплоты с уходящими газами по формулам:

$$q_2 = 0,01(\theta_{\text{yT}} - t_{\text{B}})Z, \% \text{ от } Q_{\text{H}}^{\text{P}} \quad (73) \quad q_2 = 0,01(\theta_{\text{yT}} - lt_{\text{B}})Z, \% \text{ от } Q_{\text{H}}^{\text{P}} \quad (74)$$

а уменьшение потерь теплоты с уходящими газами вследствие понижения их температуры по формуле

$$\Delta q = 0,01(\theta_{\text{уг}} - \theta'_{\text{уг}})Z, \% \text{ от } Q_{\text{H}}^{\text{P}} \quad (75)$$

Средние значения величины Z для продуктов сгорания каменных углей приведены в таблице 3.

Таблица 3. Значение величины Z для каменного угля ($RO_{2\text{max}} \sim 18,8\%$) при температуре уходящих газов от 100 до 300 °С

Содержание в продуктах сгорания RO_2+CO_2 , %	Z	Содержание в продуктах сгорания RO_2+CO_2 , %	Z	Содержание в продуктах сгорания RO_2+CO_2 , %	Z	Содержание в продуктах сгорания RO_2+CO_2 , %	Z
18,8	3,95	15,2	4,75	11,6	6,04	8,0	8,52
18,4	4,02	14,8	4,87	11,2	6,21	7,6	8,90
18,0	4,10	14,4	4,99	10,8	6,43	7,2	9,35
17,6	4,18	14,0	5,12	10,4	6,68	—	—
17,2	4,27	13,6	5,27	10,0	6,92	—	—
16,8	4,36	13,2	5,41	9,6	7,20	—	—
16,4	4,44	12,8	5,55	9,2	7,50	—	—
16,0	4,54	12,4	5,70	8,8	7,80	—	—
15,6	4,64	12,0	5,87	8,4	8,15	—	—

4.2. ДРОВА [4, с.120...123]

Поскольку при сжигании дров потери тепла вследствие механической неполноты сгорания незначительны, коэффициент использования топлива (к.и.т.) можно установить по формуле (76), а q_2 по формулам (54)...(75)

$$к. и. т. = 100 - (q_2 + q_3), \% \text{ от } Q_{\text{H}}^{\text{P}} \quad (76)$$

При использовании дров в отопительных печах КПД печи равен к.и.т.

Пример.

В отопительной печи сжигают дрова влажностью около 40%. В уходящих газах содержится 10,0% CO_2 и 0,4% CO . Температура уходящих газов 200°C, температура воздуха 20 °С. Составить тепловой баланс печи и определить её к.п.д.

Значение величины Z для дров влажностью 40% при содержании в продуктах сгорания 10,4% углеродсодержащих компонентов равно 8,76 (см. табл. 5).

Потери теплоты с уходящими газами по формуле (73) $q_2 = 0,01 \cdot (220 - 20) \cdot 8,76 = 17,5\%$

Потери теплоты вследствие химической неполноты горения по формуле (130). $q_3 = \frac{90 \cdot 0,4}{10,4} = 3,5\%$

По формуле (76) КПД = к.и.т. = $100 - (17,5 + 3,5) = 79,0\%$

Проф. С. Я. Корницкий предложил для подсчёта потерь теплоты с уходящими газами формулу

$$q_2 = (K' + K'' \alpha) \frac{\theta_{\text{уг}} - t_{\text{в}}}{100}, \% \text{ от } Q_i^r = Q_{\text{H}}^{\text{P}} \quad (77)$$

и привел значения коэффициентов K' и K'' для продуктов сгорания, отводимых из паровых котлов.

Работы С. Я. Корницкого были развиты Я. Л. Пеккером [].

При прикидочных расчётах потерю теплоты с уходящими газами можно определять по формуле

$$q_2 = \left[m + n \alpha_{\text{ух}} \frac{100 - q_4}{100} \right] \frac{\theta_{\text{ух}} - t_{\text{в}}}{100}, \% \text{ от } Q_i^r = Q_{\text{H}}^{\text{P}} \quad (78)$$

где m и n — опытные коэффициенты, принимаемые по данным приведенным в табл. 6.

Таблица 4. Состав продуктов сгорания древесины в значении коэффициентов разбавления сухих продуктов горения и избытка воздуха α

Содержание, %			h	α	Содержание, %			h	α
CO ₂	O ₂	N ₂			CO ₂	O ₂	N ₂		
20,5	0,0	79,5	1,00	1,00	12,6	8,1	79,3	1,62	1,61
20,1	0,4	79,5	1,02	1,02	12,2	8,5	79,3	1,68	1,67
19,8	0,7	79,5	1,04	1,04	11,8	8,9	79,3	1,73	1,72
19,4	1,1	79,5	1,06	1,06	11,4	9,3	79,3	1,79	1,78
19,0	1,5	79,5	1,08	1,08	11,0	9,7	79,3	1,86	1,85
18,6	1,0	79,5	1,10	1,10	10,6	10,2	79,2	1,94	1,93
18,2	2,3	79,5	1,12	1,12	10,2	10,6	79,2	2,01	2,00
17,8	2,8	79,4	1,15	1,15	9,8	11,0	79,2	2,09	2,08
17,4	3,2	79,4	1,18	1,18	9,4	11,4	79,2	2,18	2,17
17,0	3,6	79,4	1,20	1,20	9,0	11,8	79,2	2,28	2,27
16,6	4,0	79,4	1,23	1,23	8,6	12,2	79,2	2,38	2,37
16,2	4,4	79,4	1,26	1,26	8,2	12,6	79,2	2,50	2,48
15,8	4,8	79,4	1,29	1,29	7,8	13,0	79,2	2,63	2,61
15,4	5,2	79,4	1,33	1,33	7,4	13,4	79,2	2,77	2,75
15,0	5,6	79,4	1,37	1,37	7,0	13,8	79,2	2,93	2,91
14,6	6,0	79,4	1,41	1,41	6,6	14,2	79,2	3,10	3,08
14,2	6,5	79,3	1,44	1,44	6,2	14,6	79,2	3,30	3,28
13,8	6,9	79,3	1,48	1,48	5,8	15,1	79,1	3,53	3,51
13,4	7,3	79,3	1,53	1,52	5,4	15,5	79,1	3,80	3,78
13,0	7,7	79,3	1,57	1,56	5,0	15,9	79,1	4,10	4,08

Таблица 5. Значение величины Z , для дров влажностью около 40% при температуре уходящих газов от 100 до 300 °С в зависимости от содержания в продуктах сгорания CO₂+CO

CO ₂ +CO, %	Z	CO ₂ +CO, %	Z	CO ₂ +CO, %	Z	CO ₂ +CO, %	Z	CO ₂ +CO, %	Z	CO ₂ +CO, %	Z
20,5	5,20	17,6	5,83	14,6	6,73	11,6	8,00	8,6	10,25	5,5	14,90
20,1	5,30	17,2	5,93	14,2	6,87	11,2	8,25	8,2	10,72	5,2	15,90
19,8	5,37	16,8	6,03	13,8	7,00	10,8	8,50	7,8	11,20	—	—
19,4	5,44	16,4	6,13	13,4	7,15	10,4	8,76	7,4	11,70	—	—
19,0	5,51	16,0	6,26	13,0	7,31	10,0	9,00	7,0	12,35	—	—
18,6	5,58	15,6	6,40	12,6	7,50	9,6	9,35	6,6	13,00	—	—
18,2	5,68	15,2	6,54	12,2	7,70	9,2	9,65	6,2	13,70	—	—
17,8	5,78	14,8	6,67	11,8	7,90	8,8	10,05	5,8	14,45	—	—

Таблица 6. Значения коэффициентов m и n

Топливо	W ^p , %	Значение коэффициентов	
		m	n
Дрова	35 - 45	1,2	3,8
Торф	40	1,1	3,8
—" —	50	1,3	4,1
Бурые угли	30	0,7	3,9
—" —	20	0,4	3,7
Каменные угли	—	0,4	3,6
—" —	—	0,4	3,5

4.3. ГАЗОВОЕ ТОПЛИВО [4, с.277...281; 5]

Тепловой баланс котельной установки может быть с достаточной для практических целей точностью рассчитан по упрощенной методике проф. М.Б. Равича требующей для получения исходных данных несложных определений и анализов. Потери тепла с уходящими газами при сжигании газового топлива могут быть определены по этой методике с помощью формул (54)...(76), в которых Z — коэффициент, значения которого для продуктов горения природного газа даны в табл. 4.

Кроме того, величины потерь теплоты с уходящими газами при сжигании природного газа могут быть определены по номограмме (рис. 7).

На этой номограмме показан ход расчёта для следующих условия: температура уходящих газов 323° С, $CO_2 + CO + CH_4 = 10\%$. На оси абсцисс от точки, соответствующей 323° С, проводится перпендикуляр (показан штриховой линией) до пересечения его с наклонной прямой, соответствующей 10%. Из точки пересечения проводится горизонтальная линия до оси ординат, на которой и отсчитывается искомая величина q_2 , равная 16,8% .

Таблица 4. Значение коэффициента Z для продуктов горения природного газа

CO ₂ +CO + +CH ₄ в продуктах горения, об. %	Интервал температур, °С		CO ₂ +CO + +CH ₄ в продуктах горения, об. %	Интервал температур, °С	
	0-250	250-350		0-250	250-350
11.8	4.13	4.16	8.4	5.35	5.45
11.4	4.24	4.30	8.0	5.57	5.67
11.0	4.35	4.40	7.6	5.80	5.90
10.6	4.48	4.53	7.2	6.05	6.15
10.2	4.60	4.65	6.8	6.45	6.50
9.8	4.75	4.83	6.4	6.70	6.85
9.4	4.93	5.00	6.0	7.15	7.25
9.0	5.10	5.15	5.6	7.55	7.65
8.6	5.27	5.35	5.2	8.05	8.50

Подробные таблицы, а также номограммы для определения теплотерь при сжигании газа под котлами и для составления тепловых балансов котельных установок содержатся в составленной ВНИИПромгазом «Инструкции по нормированию расхода газа в промышленных котельных малой производительности» («Недра», 1969) *.

В табл. 5 приведены практические данные о теплотехнических показателях полного сгорания природных газов при различных коэффициентах избытка.

* Инструкция утверждена Министерством газовой промышленности СССР 28 мая 1966 г.

С. Б. Будкером и М. И. Лейдерманом (Укркипрогорпромгаз) на основе упрощенной методики теплотехнических расчетов, предложенной М. Б. Равичем, разработана счетная газовая линейка типа СГЛ-1, предназначенная для быстрой обработки результатов теплотехнических испытаний отопительных и производственных котлов и промышленных печей, работающих на природном газе.

Линейка типа СГЛ-1 позволяет: определить величины потерь тепла с уходящими газами q_2 , из-за химического недожога q_3 и в окружающую среду q_5 , составить тепловой баланс и определить к. п. д. агрегата; проверить правильность анализа продуктов горения природного газа; определить коэффициент избытка воздуха α .

Кроме того, на линейке можно выполнить некоторые другие расчеты а также умножать и делить, как на обычной логарифмической линейке. К каждой линейке прилагается инструкция по ее применению, в которой даются примеры расчетов. Линейка выпущена Киевским заводом счетных приборов Главоргатехники Минприбора в 1968 г.

Методика теплотехнических расчетов эффективности сжигания газа и других видов топлива подробно изложена в книге М. Б. Равича «Топливо и эффективность его использования». «Наука», 1971. В ней даны некоторые усовершенствования этой методики.

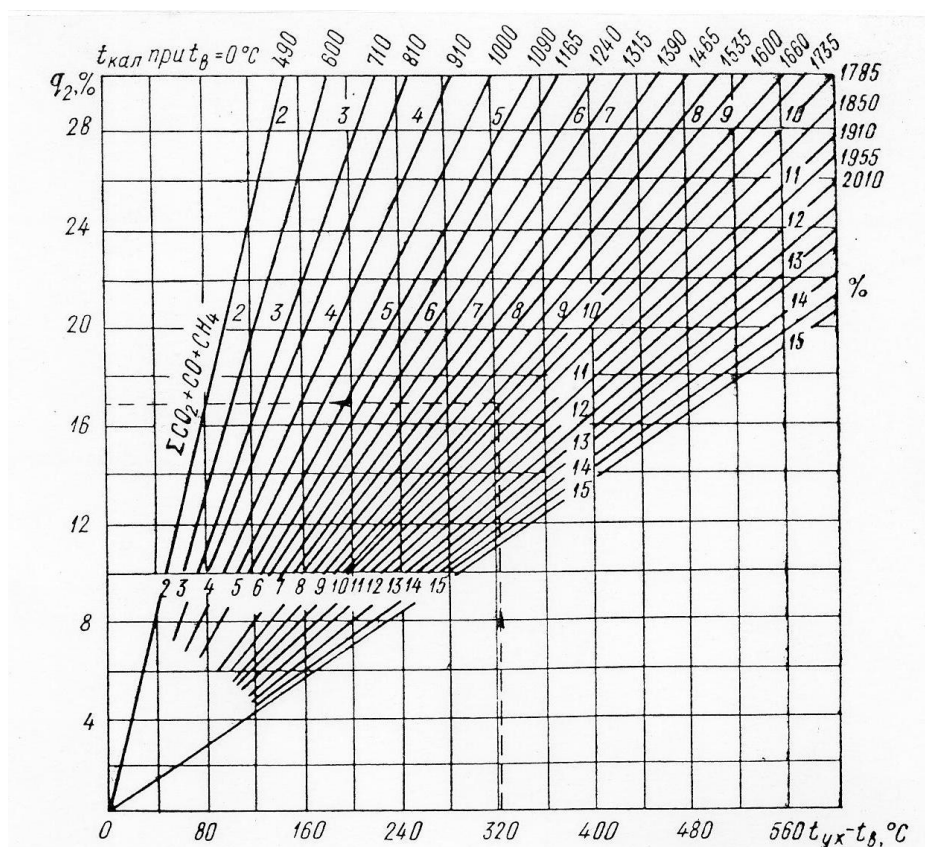


Рис. 7. Номограмма для определения потерь физической теплоты с уходящими газами (до 600°C) при сжигании природного газа.

Таблица 5 Значения h и α в зависимости от состава продуктов полного сгорания природного газа ($\text{CO}_{2\text{max}} = 11,8\%$) []

Содержание, %			Коэффициенты		Содержание, %			Коэффициенты	
CO ₂	O ₂	N ₂	h	α	CO ₂	O ₂	N ₂	h	α
11.8	0.0	88.2	1.00	1.00	7.8	7.1	85.1	1.51	1.46
11.4	0.7	87.9	1.03	1.03	7.4	7.8	84.8	1.59	1.53
11.0	1.4	87.6	1.07	1.06	7.0	8.5	84.5	1.68	1.61
10.6	2.1	87.3	1.11	1.10	6.6	9.2	84.2	1.79	1.71
10.2	2.8	87.0	1.15	1.14	6.2	10.0	83.8	1.90	1.82
9.8	3.6	86.6	1.20	1.18	5.8	10.7	83.5	2.03	1.94
9.4	4.2	86.4	1.25	1.22	5.4	11.4	83.2	2.18	2.07
9.0	5.0	86.0	1.31	1.28	5.0	12.1	82.9	2.36	2.22
8.6	5.7	85.7	1.37	1.33	4.6	12.8	82.6	2.56	2.41
8.2	6.4	85.4	1.44	1.40	4.2	13.5	82.3	2.81	2.62

3.1. ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ В КОМПЛЕКСНЫХ СТУПЕНЧАТЫХ УСТАНОВКАХ С КОНТАКТНЫМИ ВОДЯНЫМИ ЭКОНОМАЙЗЕРАМИ ПРИ СЖИГАНИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА [7]

Таблица 8

Значения коэффициентов $h_{\text{пр}}$, α , $Z_{\text{в}}$, $A_{\theta_{\text{ух.г}}}$ и $q_{\text{возд}}^{\text{в}}$										
CO ₂ + CO' + CH ₄ , % объемн.	$H_{\text{пр}}=h+0,03$	$A=0,9(h+0,11)$	$Z_{\text{в}}=0,9(Z-0,8h)$, %/100°C	CO ₂ + CO' + CH ₄ , % объемн.	$h_{\text{пр}}=h+0,03$	$A=0,9(h+0,11)$	$Z_{\text{в}}=0,9(Z-0,8h)$, %/100°C	$\theta_{\text{ух.г}}$ или $t_{\text{х.в}}$, °C	$A_{\theta_{\text{ух.г}}}$, %	$q_{\text{возд}}^{\text{в}}$, %
11.8	1.03	1.00	2.96	6.4	1.88	1.76	5.28	10	0.51	1.08
11.4	1.06	1.03	3.06	6.0	1.99	1.87	5.68	14	0.65	1.21
11.0	1.10	1.06	3.16	5.6	2.14	2.00	6.04	18	0.83	1.34
10.6	1.14	1.10	3.28	5.2	2.29	2.15	6.49	22	1.08	1.47
10.2	1.18	1.14	3.39	4.8	2.49	2.31	7.03	26	1.38	1.59
9.8	1.23	1.18	3.52	4.4	2.71	2.51	7.66	30	1.78	1.73
9.4	1.28	1.22	3.68	4.0	2.97	2.75	8.42	34	2.30	1.86
9.0	1.33	1.28	3.84	3.6	3.31	3.05	9.33	38	2.96	1.99
8.6	1.40	1.33	3.99	3.2	3.72	3.40	10.50	42	3.76	2.12
8.2	1.47	1.40	4.15	2.8	4.24	3.90	11.93	46	4.86	2.24
1.В	1.54	1.46	4.36	2.4	4.95	4.60	14.00	50	6.24	2.38
14	1.62	1.53	4.56	2.0	5.93	5.40	16.80	54	8.07	2.50
1.0	1.71	1.61	4.85	1.6	7.41	6.70	20.85	58	10.38	2.64
6.6	1.82	1.71	5.14	1.2	9.86	8.90	27.80	62	12.92	

Примечание. Значения $Z_{\text{в}}$ приведены для интервала температур от 0 - 250°C

При тепловых расчетах, пусконаладочных испытаниях и технико-экономическом сопоставлении комплексных ступенчатых установок с контактными водяными экономайзерами и без них необходимо определять потери теплоты с уходящими газами $q_2^{\text{в}}$ и энтальпию продуктов сгорания $q_{\text{ух.г}}^{\text{в}}$ в % от высшей теплоты сгорания природного газа $Q_{\text{в}}^{\text{с}} = Q_{\text{с}}^{\text{д}}$.

Для определения этих величин в указанных установках на основе упрощенной методики теплотехнических расчётов профессора М. В. Равича автором получены формулы, вывод которых не приводится.

В случае, когда в схеме отсутствуют сушилка и контактный водяной экономайзер, влагосодержание продуктов сгорания не меняется, а их температура на выходе из установки

$\theta_{\text{ух.г}}$, °С, выше точки росы водяного пара τ_p , °С, содержащегося в продуктах сгорания. Потери q_2^B (в %) можно подсчитывать по формуле

$$q_2^B = 0,9(10^{-2}2\theta_{\text{ух.г}}Z + 10,8 - 3,5 \cdot 10^{-2}\alpha t_{\text{хв}}) = 0,9[10^{-2}\theta_{\text{ух.г}}Z + 10,8 - 3,2 \times \\ \times 10^{-2}h + 0,11t_{\text{хв}}], \quad (81)$$

энтальпию продуктов сгорания $q_{\text{ух.г}}^B$ в % от Q_B^C , покидающих установку, — по формуле

$$q_{\text{ух.г}}^B = 0,9(0,01\theta_{\text{ух.г}}Z + 10,8 + 0,76h) = 0,9(0,01\theta_{\text{ух.г}}Z + 10,8 + 0,84\alpha). \quad (82)$$

Для расчёта по формулам (81) и (82) необходимо определить экспериментально или принять $\theta_{\text{ух.г}}$, температуру холодного воздуха $t_{\text{хв}}$ и суммарное содержание углеродсодержащих компонентов $\text{CO}'_2 + \text{CO}' + \text{CH}'_4$ (в % объёмн.) в уходящих из установки продуктах сгорания. Значения коэффициента избытка воздуха α и коэффициента изменения объёма сухих газов по отношению к теоретическому h определяют по формулам или таблицам, приведенным в книге М. Б. Равича *, используя результаты газового анализа или по формулам (62), (63) или по табл. 5. Значения коэффициента Z определяют в зависимости от $\theta_{\text{ух.г}}$ и суммарного процентного содержания $\text{CO}'_2 + \text{CO}' + \text{CH}'_4$ в уходящих газах по табл. 100 указанной книги. В другом случае, когда в конце комплексной ступенчатой схемы установлен контактный водяной экономайзер, продукты сгорания охлаждаются водой в экономайзере до $\theta_{\text{ух.г}}$ ниже τ_p , которую можно определить по выражению (τ_p - точка росы, °С):

$$\tau_p = 61 - 38,3 \cdot \lg h = 59,2 - 38,3 \cdot \lg(\alpha - 0,07). \quad (83)$$

При этом влагосодержание продуктов сгорания уменьшается вследствие конденсации содержащегося в них водяного пара, а на выходе из контактного водяного экономайзера относительная влажность продуктов сгорания практически близка к 1, т. е. $\phi = 1,0$. В этом случае потери теплоты с уходящими газами на выходе из контактного экономайзера $(q_2^B)''_{\text{кэ}}$ и энтальпию продуктов сгорания $(q_{\text{ух.г}}^B)''_{\text{кэ}}$ в % от Q_B^C можно подсчитывать по формулам:

$$(q_2^B)''_{\text{кэ}} = 0,01\theta_{\text{ух.г}}Z_B + A_{\theta_{\text{ух.г}}}h_{\text{пр}} - \alpha q_{\text{возд}}^B. \quad (84)$$

$$(q_{\text{ух.г}}^B)''_{\text{кэ}} = 0,01\theta_{\text{ух.г}}Z_B + A_{\theta_{\text{ух.г}}}h_{\text{пр}}. \quad (85)$$

При выражении потерь теплоты уходящими газами q_2^H и энтальпии продуктов сгорания $q_{\text{ух.г}}^H$, в % от Q_H^C нужно полученный по формулам (81-85) результат умножить на 1,11.

Для расчёта по формулам (84) и (85) необходимо принять или определить экспериментально: суммарное процентное содержание $\text{CO}'_2 + \text{CO}' + \text{CH}'_4$ в продуктах сгорания и их температуру $\theta_{\text{ух.г}}$ на выходе из экономайзера, а также температуру окружающего воздуха $t_{\text{хв}}$. Из таблицы находят по сумме $\text{CO}'_2 + \text{CO}' + \text{CH}'_4$ значения $h_{\text{пр}}$, α и Z_B ; при $\theta_{\text{ух.г}}$ — значение $A_{\theta_{\text{ух.г}}}$; при $t_{\text{хв}}$ — величину $q_{\text{возд}}^B$, %.

Формулы (81) и (84) позволяют определить уменьшение потерь теплоты с уходящими газами Δq_2^B в % от Q_B^C при снижении их температуры

$$\Delta q_2^B = (q_2^B)'_i - (q_2^B)''_i. \quad (86)$$

а при известной величине потерь теплоты в окружающую среду q_5^B в % от Q_B^C по формулам (82) и (85) можно рассчитывать тепловосприятие q_i^B по каждой ступени комплексной установки в % от Q_B^C :

$$q_i^B = (q_{\text{ух.г}}^B)'_i - (q_{\text{ух.г}}^B)''_i - (q_5^B)_i. \quad (87)$$

Со штрихом величины определяют для условий входа, а с двумя штрихами — для условий выхода продуктов сгорания из i -той ступени.

* Р а в и ч М. в. Топливо и эффективность его использования. М., «Наука», 1971, 357 стр.

Применение полученных формул иллюстрируется примерами.

Методику и формулы можно применять для определения эффективности использования природного газа и коэффициента пользования топливом в комплексных ступенчатых установках на стадиях проектирования, наладки и эксплуатации.

5. ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ С УХОДЯЩИМИ ГАЗАМИ ПРИ СЖИГАНИИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА [4, с. 235...244]

Потери теплоты с уходящими газами и располагаемая теплота продуктов горения при сжигании жидкого топлива при значениях $h > 1$ подсчитываются по формуле (74) или (99)

$$q_2 = \frac{\theta_{\text{уг}} - t_{\text{в}}}{t'_{\text{max}}} [C' + (h - 1)BK] 100\%. \quad (99)$$

Значения t'_{max} CO_2 и B для жидкого топлива приведены на стр. 323; значения C' и K для жидкого топлива соответствуют значениям C' и K для газообразного топлива с малым содержанием балласта [см. табл. 175, гл. XIX].

При сжигании мазута в паровых форсунках дополнительное количество тепла, уносимое водяным паром, вдуваемым в форсунки, может быть подсчитано по формуле

$$q'_2 = \frac{D \cdot C(t_2 - t_1) 100}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}, \% \text{ от } Q_{\text{н}}^{\text{п}} = Q_i^{\text{р}} \quad (100)$$

где D — количество пара, кг, расходуемое на 1 кг мазута; t_1 — температура вдуваемого пара; $t_2 = \theta_{\text{уг}}$ — температура уходящих газов; C — средняя теплоемкость водяного пара (весовая) в температурном интервале от 0° до $\theta_{\text{уг}}$, ккал/кг \cdot °С; $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ — низшая теплотворная способность мазута, ккал/кг, = $Q_i^{\text{р}}$.

Величина q'_2 составляет незначительную часть суммарных потерь теплоты с уходящими газами, в особенности с учетом температуры вдуваемого пара. В соответствии с этим теплотворная способность мазута при определении q'_2 может быть округленно принята равной 10000 ккал/кг, средняя теплоемкость водяного пара 0,5 ккал/кг \cdot °С. Расход водяного пара на 1 кг мазута D определяется по характеристике форсунок. При этом формула приобретает вид

$$q'_2 = \frac{D(t_2 - t_1)}{200}, \% \text{ от } Q_{\text{н}}^{\text{п}} = Q_i^{\text{р}} \quad (101)$$

Теплота нагрева мазута q_2'' в процентах к его теплотворной способности может быть подсчитана по формуле

$$q_2'' = \frac{C_{\text{мазут}} \cdot t_{\text{мазут}} \cdot 100}{Q_{\text{н}}^{\text{п}}}, \% \quad (102)$$

где $t_{\text{мазут}}$ — температура нагрева мазута; $C_{\text{мазут}}$ — средняя теплоемкость мазута в интервале температур от 0° до t ; $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ — низшая теплотворная способность мазута, ккал/кг.

Принимая аналогично предыдущему низшую теплотворную способность мазута равной 10 000 ккал/кг и теплоемкость мазута равной 0,5 ккал/кг \cdot °С, получаем значение

$$q_2'' = \frac{0,5 \cdot t \cdot 100}{10000} = \frac{t}{200}, \% \quad (103)$$

$$\Sigma q_2 = q_2 + q'_2 - q_2'', \% \quad (104)$$

Таблица 9. Некоторые теплотехнические характеристики топлива

Топливо (месторождение, марка)	$Q_{H, Г}^{\text{ккал}} / \text{кг}$	$W^P, \%$	$A^P, \%$	$Q_{H, P}^{\text{ккал}} / \text{кг}$	$t_{\text{max}}, ^\circ\text{C}$	$P, \frac{\text{ккал}}{\text{мм}^3}$	$RO_{2\text{max}}, \%$	B
1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>Топливо высокой жаропродуктивности</i>								
Газообразное топливо								
Водяной газ	—	—	—	2500 ккал/м ³	2210	1130	21	0,81
Коксовый газ	—	—	—	4000 ккал/м ³	2120	1080	10,5	0,79
Природный газ	—	—	—	8500 ккал/м ³	2040	1000	11,8	0,80
Жидкое топливо								
Бензин	—	—	—	10450	2110	980	14,8	0,86
Керосин	—	—	—	10250	2120	980	15,2	0,86
Мазут	—	—	—	9500	2130	970	16,5	0,88
Твердое топливо								
Антрацит								
Донецкий АС	8000	6	13	6400	2190	910	20	0,95
Донецкий АРШ	7900	8	20	5650	2180	910	20	0,95
Каменный уголь								
Донецкий								
длиннопламенный	7300	12	20	4900	2080	940	19	0,89
газовый	7700	8	15	5900	2100	930	19	0,9
паровичный жирный	8000	6	19	6000	2150	940	19	0,91
тощий	8250	6	17	6320	2150	930	19	0,93
промежуточный продукт	7600	7	42	3850	2080	910	18,5	0,90
Кузнецкий								
газовый	7900	8	10	6400	2110	930	19	0,9
паровичный спекающийся	8340	6	12	6800	2150	930	19	0,92
слабо спекающийся	8100	8	11	6500	2130	930	19	0,91
Карагандинский								
паровичный	8000	8	26	5930	2130	940	19	0,91
Кизеловский								
газовый	7600	6	30	4970	2110	930	18,5	0,91
Воркутинский								
паровичный жирный	8070	10	21	5530	2150	930	19	0,9
Ткварчельский								
паровичный жирный	7630	6	33	4630	2050	920	18,5	0,9
Среднее								
Бурый уголь								
Челябинский	6720	19	24	3770	2000	920	19,3	0,87
Торфяные брикеты	5240	10	10	4130	2000	930	19,5	0,86
<i>Топливо пониженной жаропродуктивности</i>								
Газообразное топливо								
Генераторный газ	—	—	—	1200*	1670	700	20	0,91

Продолжение таблицы 10								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Доменный газ	—	—	—	950	1500	600	24	0,97
	Твердое топливо							
Бурый уголь								
Богословский	6130	28	25	2700	1820	830	20	0,83
Подмосковный	6240	33	27	2300	1740	870	19,5	0,80
Торф								
Кусковой	5240	40	6	2560	1660	865	19,5	0,77
Фрезерный	5240	50	6	2030	1500	830	19,5	0,72
Дрова	4510	40	0,6	2440	1640	875	20,5	0,75

Определение эффективности использования мазута. В табл. 10 приведен состав сухих продуктов полного сгорания для топочного мазута с $RO_{2max} = 16,5\%$.

Пользуясь этими таблицами, можно оценить правильность анализа продуктов сгорания и определить значение коэффициентов избытка воздуха α и коэффициента разбавления сухих продуктов сгорания h .

Подсчёт 1. Состав продуктов сгорания тяжёлого топочного мазута: $10,2\% RO_2$; $8,0\% O_2$. Определить коэффициент избытка воздуха α .

По табл. 12 для продуктов сгорания данного состава находим $\alpha=1,58$.

Подсчёт 2. В результате анализа продуктов сгорания топочного мазута получен состав: $10,6\% RO_2$; $9,5\% O_2$. Определить коэффициент разбавления сухих продуктов сгорания h .

Согласно данным табл. 12 при наличии в продуктах сгорания мазута $10,6\% RO_2$ в них должно содержаться не $9,5$, а всего около $7,5\% O_2$.

Из табл. видно, что при содержании в продуктах полного сгорания топлива $10,6\% RO_2$ к $9,5\% O_2$ RO_{2max} равно около $19,4\%$, что превышает RO_{2max} мазута примерно на 3% . В соответствии с этим следует провести повторный анализ продуктов сгорания [31].

При сжигании мазута в надлежащих условиях потери теплоты вследствие механической неполноты сгорания, обусловленной сажеобразованием, незначительны и составляют величину около $0,2\%$, что лежит в пределах точности подсчёта КПД топливоиспользующих установок.

В соответствии с этим коэффициент использования топлива можно подсчитать по формуле $k. и. т. = 100 - (q_2 + q_3), \% \text{ от } Q_H^p = Q_i^r$. (105)

В тех случаях, когда потери теплоты в окружающую среду невелики и могут быть определены по графикам в зависимости от производительности установки, как это делается, например при испытаниях паровых котлов, по обратному балансу можно вычислить не только коэффициент использования топлива, но и коэффициент полезного действия установок $КПД = 100 - (q_2 + q_3 + q_5), \% \text{ от } Q_H^p = Q_i^r$. (106)

Потери теплоты с уходящими газами q_2 и вследствие химической неполноты сгорания q_3 требуют определения состава и температуры уходящих газов. При этом подсчёт указанных потерь теплоты можно вести по различным методам: с привлечением данных о составе и теплоте сгорания сжигаемого топлива или по упрощенной методике на основе обобщенных характеристик топлива, без замеров расхода сжигаемого мазута, отбора средней пробы и определения состава мазута и теплоты сгорания.

При подсчётах q_2 и q_3 по упрощенной методике можно пользоваться универсальными формулами или более простыми локальными формулами с коэффициентами, подсчитанными для определенного вида топлива.

Потери теплоты с уходящими газами можно подсчитать по формуле

$$q_2 = 0,01 \cdot (\theta_{уг} - t_b) Z, \% \text{ от } Q_H^p = Q_i^r \quad (107)$$

Значение величины Z для продуктов сгорания флотского мазута приведены в табл. 14, а для топочного мазута — в табл. 13.

Располагаемую теплоту продуктов сгорания определяют по формуле

$$q_{\text{расп}} = 0,01tZ, \% \text{ от } Q_{\text{н}}^{\text{п}} = Q_i^{\text{р}} \quad (108)$$

Табл. 14 и 13 составлены для мазута с содержанием влаги от 0 до 2%. При увеличении содержания влаги в мазуте потери теплоты с уходящими газами, подсчитанные по формуле (107), можно скорректировать умножая q_2 на коэффициент, равный 1,005 (при содержании влаги от 5 до 8%); 1,010 (от 8 до 12% H₂O); 1,015 (от 12 до 16% H₂O).

Практически корректировку целесообразно осуществлять лишь при высоких значениях величины q_2 — 20% и выше — и при содержании в мазуте более 10% H₂O.

Таблица 10. Состав и теплотехнические характеристики продуктов полного сгорания тяжёлого мазута (мало- и высокосернистого) в зависимости от содержания в них RO₂

Состав сухих продуктов сгорания, %			h	α	Калориметрическая температура горения $t'_{\text{кал}}, ^\circ\text{C}$	Состав сухих продуктов сгорания, %			h	α	Калориметрическая температура горения $t'_{\text{кал}}, ^\circ\text{C}$
RO ₂	O ₂	N ₂				RO ₂	O ₂	N ₂			
16.5	0.0	83.5	1.00	1.00	2100	10.2	8.0	81.8	1.61	1.58	—
16.0	0.6	83.4	1.03	1.03	2040	9.8	8.5	81.7	1.68	1.64	—
15.6	1.2	83.2	1.06	1.08	2000	9.4	9.0	81.6	1.75	1.71	—
15.2	1.7	83.1	1.08	1.08	1970	9.0	9.5	81.5	1.83	1.79	—
14.8	2.2	83.0	1.11	1.10	1940	8.6	10.0	81.4	1.92	1.87	—
14.4	2.7	82.9	1.15	1.14	1890	8.2	10.5	81.3	2.00	1.95	—
14.0	3.2	82.8	.18	1.17	1850	7.8	11.0	81.2	2.12	2.06	—
13.6	3.7	82.7	.21	1.20	1820	7.4	11.6	81.0	2.23	2.16	—
13.2	4.2	82.6	.25	1.24	1780	7.0	12.1	80.9	2.35	2.28	—
12.8	4.7	82.5	1.29	1.27	1730	6.6	12.6	80.8	2.50	2.42	—
12.4	5.2	82.4	1.33	1.31	1700	6.2	13.0	80.8	2.66	2.57	—
12.0	5.7	82.3	1.37	1.35	1660	5.8	13.6	80.6	2.84	2.74	—
11.6	6.2	82.2	1.42	1.40	1620	5.4	14.1	80.5	3.06	2.95	—
11.2	6.7	82.1	1.48	1.45	1580	5.0	14.6	80.4	3.30	3.18	—
10.8	7.2	82.0	1.53	1.50	1520	4.6	15.1	80.3	3.58	3.44	—
10.4	7.8	81.8	1.58	1.55	—	4.2	15.6	80.2	3.92	3.76	—

Подсчет 3. При сжигании топочного мазута в трубчатой печи нефтеперерабатывающего завода у перевальной стенки зафиксированы следующие данные: Состав продуктов сгорания: 12,2% RO₂; 5,5% O₂; температура 600 °С. Подсчитать располагаемую теплоту продуктов сгорания.

Величина Z по табл. 13 равна 5,40.

В соответствии с этим располагаемая теплота продуктов сгорания равна

$$q_{\text{расп}} = 0,01 \cdot 600 \cdot 5,40 = 32,4 \% \text{ от } Q_{\text{н}}^{\text{п}}.$$

Таблица 11. Значения величины Z для тяжёлого (топочного) мазута (RO_{2max} = 16,5%)

Содержание RO ₂ + CO+CH ₄ в продуктах сгорания	Температура продуктов сгорания, °С							
	0-250	250-350	350-500	500-700	700-900	900-1100	1100-1300	1300-1600
16.5	3.95	4.00	4.05	4.17	4.28	4.38	4.48	4.58
16.0	4.05	4.10	4.14	4.27	4.37	4.47	4.58	4.66
15.6	4.14	4.18	4.22	4.37	4.47	4.57	4.68	4.76
15.2	4.22	4.27	4.32	4.47	4.57	4.67	4.78	4.87
14.8	4.32	4.37	4.42	4.57	4.70	4.80	4.90	4.98
14.4	4.42	4.47	4.52	4.70	4.80	4.90	5.00	5.10
14.0	4.52	4.57	4.63	4.81	4.90	5.00	5.10	5.20
13.6	4.63	4.70	4.75	4.91	5.00	5.10	5.20	5.30
13.2	4.75	4.81	4.88	5.05	5.15	5.25	5.35	5.45

Продолжение таблицы 13

12,8	4,88	4,96	5,05	5,20	5,32	5,42	5,52	5,62
12,4	5,03	5,10	5,17	5,33	5,45	5,55	5,65	5,75
12,0	5,17	5,25	5,33	5,45	5,60	5,70	5,80	5,90
11,6	5,34	5,40	5,43	5,62	5,80	5,90	6,00	6,10
11,2	5,52	5,60	5,64	5,82	5,97	6,10	—	—
10,8	5,70	5,75	5,80	6,02	6,15	6,30	—	—
10,4	5,88	5,92	5,96	6,20	6,35	6,50	—	—
10,0	6,05	6,16	6,17	6,40	6,55	6,70	—	—
9,6	6,27	6,36	6,40	6,60	6,75	6,90	—	—
9,2	6,55	6,65	6,70	6,90	7,05	7,20	—	—
8,8	6,85	6,92	7,00	7,20	7,35	7,50	—	—
8,4	7,15	7,22	7,30	7,50	7,65	7,80	—	—
8,0	7,45	7,52	7,60	7,85	7,95	8,15	—	—
7,8	7,60	7,68	7,75	8,00	8,15	8,35	—	—
7,4	7,90	8,00	8,10	8,40	8,60	8,80	—	—
7,0	8,35	8,50	8,60	8,80	9,00	9,20	—	—
6,6	8,85	9,00	9,10	9,30	9,50	9,75	—	—
6,2	9,35	9,50	9,60	9,80	10,00	10,30	—	—

Подсчёт 4. Подсчитать потери теплоты с уходящими газами, отводимыми из установки при сжигании топочного мазута.

Состав продуктов сгорания: 10,2% RO_2 ; 8,0% O_2 . Температура уходящих газов 220 °С, температура воздуха 20 °С.

Проверяем по табл. RO_{2max} продуктов сгорания. Он равен 16,50, т. е. соответствует RO_{2max} для мазута.

Находим по табл. 13 величину $Z=5,97$.

Отсюда $q_2 = 0,01 \cdot (220 - 20) \cdot 5,97 = 12,0 \%$

При сжигании мазута в паровых форсунках дополнительное количество теплоты, уносимое водяным паром, вдуваемым в форсунки, можно подсчитать по формуле

$$q'_2 = \frac{D \cdot c(t_2 - t_1) \cdot 100}{q_H^p}, \% \text{ от } Q_H^p = Q_i^r, \quad (109)$$

Подсчёт 5. Подсчитать потери теплоты с уходящими газами, отводимыми из котла, при сжигании топочного мазута на основе следующих данных.

Состав продуктов сгорания: 12,2% RO_2 ; 5,5% O_2 ; 0,1% CO . Температура уходящих газов 180 °С; температура воздуха 30 °С. Мазут сжигают в форсунках с паровым распыливанием; расход пара около 0,3 кг на 1 кг мазута; температура пара 120 °С; Мазут поступает подогретым до температуры 80 °С.

Поскольку в продуктах сгорания содержится незначительное количество CO , проверяем соответствие данных их анализа по табл. 10, после чего продолжаем расчёт. По табл. 11 величина Z равна 5,07. Следовательно, $q_2 = 0,01 \cdot (180 - 30) \cdot 5,07 = 7,6\%$.

По формуле (101) $q'_2 = 0,3 \cdot (180 - 120) / 200 = 0,09\% \approx 0,1\%$.

По формуле (102) $q''_2 = 80 / 200 = 0,4\%$.

Суммарные потери теплоты с уходящими газами равны

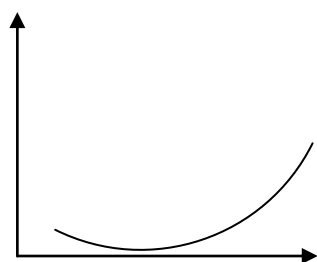
$$\Sigma q_2 = q_2 + q'_2 - q''_2 = 7,6 + 0,1 - 0,4 = 7,3\%.$$

6. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ОТ ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ[1...3]

Потеря теплоты от химической неполноты сгорания (химического недожога) Q_{xn} (q_{xn}) возникает при неполном сгорании топлива в пределах топочной камеры котла и появления в продуктах сгорания горючих газообразных составляющих (CO , H_2 , CH_4 , $C_mH_n...$). Догорание же этих горючих газов за пределами топки практически невозможно из-за относительно низкой их температуры.

Химическая неполнота сгорания топлива может явиться следствием: 1) общего недостатка воздуха; 2) плохого смесеобразования; 3) малых размеров топочной камеры, что определяет недостаток времени для завершения химических реакций; 4) низкой температуры в топочной камере, что приводит к снижению скорости выгорания топлива; 5) высокой температуры, что может привести к диссоциации продуктов сгорания.

При достаточном для полного сгорания топлива количестве воздуха и хорошем смесеобразовании $q_{\text{хн}}$ зависит от объемной плотности тепловыделения в топке. Характер зависимости $q_{\text{хн}}$ от видимой (условной) объемной плотности тепловыделения $q_v =$



$$q_v, \frac{\text{МВт}}{\text{м}^3}$$

Рис.8 Зависимость потери теплоты от химической неполноты сгорания от объемной плотности тепловыделения

$q_v = BQ_{\text{H}}^{\text{P}}/V_{\text{T}}$, показан на рис. 8. В области низких значений q_v (левая часть кривой), т. е. при малых расходах топлива B , потеря $q_{\text{хн}}$ увеличивается в связи со снижением температурного уровня в топочной камере θ_r , что определяется относительным увеличением потери теплоты от наружного охлаждения (см. § 2.6) при уменьшении расхода топлива B . Повышение объемной плотности тепловыделения (с увеличением расхода топлива) приводит к увеличению температурного уровня в топке и снижению $q_{\text{хн}}$. Однако после определенного значения q_v (правая часть кривой) дальнейшее увеличение расхода топлива приводит к увеличению $q_{\text{хн}}$ из-за уменьшения времени пребывания газов в объёме топки и невозможности в связи с этим завершения реакции при котором потеря $q_{\text{хн}}$ имеет минимальное значение зависит от вида топлива и способа его сжигания.

Для современных топочных устройств потеря теплоты от химической неполноты сгорания составляет 0—2% при $q_v = 0,1 \div 0,3 \text{ МВт/м}^3$. В топочных устройствах, в которых обеспечиваются благоприятные условия для интенсивного горения топлива, например в циклонных топках (), значение q_v достигает 3—10 МВт/м³ и более при отсутствии химической неполноты сгорания.

При обработке материалов испытания котельной установки потерю теплоты от химической неполноты сгорания, МДж/кг (или МДж/м³), определяют по зависимости

$$Q_{\text{хн}} = V_{\text{CO}}Q_{\text{CO}} + V_{\text{H}_2}Q_{\text{H}_2} + V_{\text{CH}_4}Q_{\text{CH}_4} + \dots \quad (110)$$

Объёмы горючих газов V_{CO} , V_{H_2} , V_{CH_4} и т. д. в продуктах сгорания в кубических метрах на единицу сжигаемого топлива, м³/кг (или м³/м³), определяют по анализу газов на выходе из топки на содержание в них H₂, %, CO, %, CH₄ %, и т. д.

Низшие теплоты сгорания горючих газов в (110) имеют следующие значения: $Q_{\text{CO}} = 12,64 \text{ МДж/м}^3$; $Q_{\text{H}_2} = 10,79 \text{ МДж/м}^3$; $Q_{\text{CH}_4} = 35,82 \text{ МДж/м}^3$. Теплоты сгорания других горючих газов приводятся в

Заканчивая рассмотрение потери $q_{\text{хн}}$, следует отметить, что при наличии условий для появления продуктов неполного сгорания в первую очередь появляется более трудно сжигаемая CO, а затем H₂. Это означает, что если в продуктах сгорания отсутствует CO, то в них нет также и H₂.

6.1 ПОДСЧЁТ ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ ВСЛЕДСТВИЕ НЕПОЛНОТЫ ГОРЕНИЯ НА ОСНОВЕ ТЕПЛОТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания, обусловленные содержанием в продуктах неполного сгорания газообразных горючих компонентов CO, H₂ и CH₄, можно подсчитать на основе теплоты сгорания топлива Q_H^p или исходя из теплоты сгорания топлива, отнесенной к 1 м³ сухих продуктов сгорания в стехиометрическом объеме воздуха P ($P = Q_H^p \cdot V_{с.г.}^o$).

При подсчёте по первому методу суммарные потери теплоты определяют по формуле

$$Q_3 = V_{сг}(30,2CO + 25,8H_2 + 85,5CH_4), \text{ ккал} \quad (111)$$

где CO, H₂ и CH₄ — содержание окиси углерода, водорода и метана и сухих продуктах неполного сгорания, % (объемн.); 30,2; 25,8 и 85,5 — теплота сгорания 1% соответственно CO, H₂ и CH₄ ккал/м³ продуктов неполного сгорания (Q_H^p)_i.

Потери теплоты вследствие химической неполноты горения в процентах к теплоте сгорания топлива определяют по формуле

$$q_3 = \frac{Q_3 \cdot 100}{B_T Q_H^p} = \frac{V_{сг}(30,2CO + 25,8H_2 + 85,5CH_4) \cdot 100}{B_T Q_H^p}, \% \text{ от } Q_i^r = Q_H^p \quad (112)$$

При сжигании кокса, антрацита, тощих каменных углей и других видов твердого топлива с малым содержанием водорода, а также доменного, ваграночного и воздушного генераторного газов потери теплоты вследствие химической неполноты горения обусловлены лишь содержанием CO.

В этих условиях q_3 можно подсчитать по формуле

$$q_3 = \frac{V_{сг} \cdot 30,2CO \cdot 100}{B_T Q_H^p}, \% \text{ от } Q_i^r = Q_H^p \quad (113)$$

6.2 ПОДСЧЁТ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ Q_3^H НА ОСНОВЕ ОБОБЩЁННЫХ КОНСТАНТ [4, с.109...110;5]

В формулу (112) для подсчёта потерь теплоты вследствие химической неполноты горения входят три переменные величины, требующие определения: в числителе объем сухих продуктов сгорания $V_{сг}$, а в знаменателе теплота сгорания топлива Q_H^p и количество сжигаемого топлива B_T .

Разделив числитель и знаменатель дроби на теоретический объем сухих продуктов сгорания $V_{сг}^o$ в формуле (112), получим

$$q_3 = \frac{(30,2CO + 25,8H_2 + 85,5CH_4)h \cdot 100}{P}, \% \text{ от } Q_i^r = Q_H^p \quad (114)$$

где h — коэффициент разбавления сухих продуктов сгорания, определяемый по формуле (62); P — максимальное теплосодержание сухих продуктов сгорания данного вида топлива (практически постоянная — обобщённая константа), ккал/м³.

Таким образом, для подсчёта потерь теплоты вследствие химической неполноты горения достаточно располагать данными лишь о составе продуктов сгорания.

Содержание горючих компонентов в продуктах сгорания определяют хроматографическим анализом или анализом на аппарате ВТИ.

При сжигании природного, нефтепромыслового, нефтезаводского, сжиженного и смешанного городского газов, характеризующихся значением величины P около 1000 ккал/м³, формула (114) для подсчёта потерь теплоты вследствие химической неполноты горения приобретает следующий простой вид:

$$q_3 = (3CO + 2,5H_2 + 8,5CH_4)h, \% \quad (115)$$

При сжигании мазута

$$q_3 = 1,04(3CO + 2,5H_2 + 8,5CH_4)h, \% \quad (116)$$

При сжигании каменных углей

$$q_3 = 1,08 \cdot (3CO + 2,5H_2 + 8,5CH_4)h, \% \quad (117)$$

При работе на антраците

$$q_3 = 3,3COh, \% \quad (118)$$

При работе на доменном газе

$$q_3 = 5COh, \% \quad (119)$$

Заменяя, в свою очередь h выражением $CO_{2max}(CO_2 + CO + CH_4)$ и вводя вместо CO_{2max} его значение для природного газа, равное 11,8%, можно придать формуле () вид

$$q_3 = \frac{35CO + 30H_2 + 100CH_4}{CO_2 + CO + CH_4}, \% \quad \text{от } Q_i^r = Q_H^p \quad (120)$$

Приводим примерные подсчёты по формулам (115) и (120).

Подсчёт 1. При сжигании природного газа получены продукты сгорания следующего состава, %: 9,2 CO_2 ; 2,4 O_2 ; 1,6 CO ; 1,1 H_2 ; 0,5 CH_4 ; 85,2 N_2 . Определить, чему равны потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания.

Подсчёт ведем по формуле ():

$$h = CO_{2max}: (CO_2 + CO + CH_4) = 11,8: (9,2 + 1,6 + 0,5) = 1,04;$$

$$q_3 = (3CO + 2,5H_2 + 8,5CH_4) = (3 \cdot 1,6 + 2,5 \cdot 1,1 + 8,5 \cdot 0,5) = 12,3\% \quad \text{от } Q_i^r = Q_H^p$$

Подсчёт 2. Выполнять подсчёт в соответствии с условиями, приведёнными выше, по формуле (125):

$$q_3 = \frac{35 \cdot 1,6 + 30 \cdot 1,1 + 100 \cdot 0,5}{9,2 + 1,6 + 0,5} = 12,3\% \quad \text{от } Q_i^r = Q_H^p.$$

Подсчёты по обеим формулам, естественно, совпадают.

Потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания флотского мазута можно подсчитать по формуле

$$q_3 = \frac{50CO + 40H_2 + 140CH_4}{RO_2 + CO + CH_4}, \% \quad \text{от } Q_i^r \quad (121)$$

а при сжигании топочного мазута с более высоким значением величины RO_{2max} по формуле

$$q_3 = \frac{52CO + 45H_2 + 145CH_4}{RO_2 + CO + CH_4}, \% \quad \text{от } Q_i^r \quad (122)$$

По данным В. В. Карпова и Л. М. Цирюльникова, соотношение $CO : H_2 : CH_4$ в продуктах неполного сгорания мазута в первом приближении равно 5:2:1. По другим данным, это соотношение в большей степени сдвинуто в сторону CO .

Если содержание H_2 и CH_4 не определено, то суммарные потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания мазута можно приближенно оценить по формуле

$$q_3 = \frac{80CO}{RO_2 + CO}, \% \quad (123)$$

Потери теплоты вследствие химической неполноты горения можно подсчитать по универсальной формуле

$$q_3 = \frac{(30,2CO + 25,8H_2 + 85,5CH_4)h \cdot 100}{P}, \% \quad (114)$$

или по формуле для дров

$$q_3 = \frac{70CO + 60H_2 + 200CH_4}{CO_2 + CO + CH_4}, \% \quad (124)$$

При определении в продуктах неполного сгорания лишь CO_2 и CO потери теплоты вследствие химической неполноты горения можно приближенно подсчитать по формуле

$$q_3 = \frac{90CO}{CO_2 + CO}, \% \quad (125)$$

Потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания можно подсчитать по универсальной формуле (114) или по локальной формуле для каменных углей

$$q_3 = \frac{61CO + 50H_2 + 200CH_4}{RO_2 + CO + CH_4}, \% \quad (126)$$

Подсчёт 1. При сжигании каменного угля получены продукты сгорания содержащие 14,0% RO_2 , и 2,0% CO . Определить, потери теплоты вследствие химической неполноты горения.

Первый метод. По формуле (126) для каменных углей

$$q_3 = \frac{61 \cdot 2}{14 + 2} = 7,6 \%$$

Второй метод. По универсальной формуле (114) на основе обобщённых характеристик продуктов горения

$$q_3 = \frac{Q_{\text{пр.сгор}} \cdot h \cdot 100}{P}, \%$$

Принимая RO_{2max} для каменных углей $\sim 18,8\%$ и $P=930$ ккал/м³, получаем

$$h = \frac{RO_{2max}}{RO_2 + CO} = \frac{18,8}{14,0 + 2,0} = 1,17;$$

$$Q_{\text{пр.сгор}} = 30,2 \cdot CO = 30,2 \cdot 2,0 = 60,4 \text{ ккал/м}^3;$$

$$q_3 = 60,4 \cdot 1,17 \cdot \frac{100}{930} = 7,7\%.$$

Подсчёт 2. При сжигании донецкого каменного угля следующего состава: 77,1% C^p; 1,9% S_r^p; 4,0% H^p; 2,8% O^p; 1,3% N^p; 9,4% A^p; 3,5% W^p с низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}^p = 7260$ ккал/кг получены продукты сгорания, содержащие 12,1% RO₂ и 2,8% CO. Определить потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания.

Первый метод. По формуле (126) для каменных углей (не прибегая к определению элементарного состава угля и его теплоты сгорания)

$$q_3 = \frac{61CO}{RO_2 + CO} = \frac{61 \cdot 2,8}{12,1 + 2,8} = 11,5\%.$$

Подсчёт 2. При сжигании промежуточного продукта обогащения кизеловского каменного угля с содержанием 56,82% C, 5,45% S^p и низшей теплотой сгорания 5566 ккал/кг = Q_i^r получены продукты сгорания, содержащие 13,05% RO₂ и 1,1% CO. Подсчитать потери теплоты вследствие химической неполноты горения.

Первый метод. По формуле (126) для каменных углей

$$q_3 = \frac{61CO}{RO_2 + CO} = \frac{61 \cdot 1,1}{13,05 + 1,1} = 4,7\%.$$

Второй метод. Исходя из состава и теплоты сгорания угля:

$$\text{а) } K^p = C^p + 0,37 S^p = 56,82 + 0,37 \cdot 5,45 = 58,82\%.$$

$$\text{б) } Q_3 = 56,7 K^p \frac{CO}{RO_2 + CO} = 56,7 \cdot 58,82 = 2610 \text{ ккал/кг};$$

$$\text{в) } q_3 = \frac{Q_3}{Q_{\text{н}}^p} \cdot 100 = \frac{2610}{5566} \cdot 100 = 4,65\%$$

7. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ТОПЛИВА ОТ МЕХАНИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ [1,2,3, с. 49...51]

Потеря теплоты от механической неполноты сгорания $Q_{\text{мн}}(q_{\text{мн}})$ связана с недожогом твёрдого топлива в топочной камере. Часть его в виде горючих частиц, содержащих углерод, водород, серу, может уноситься газообразными продуктами сгорания, часть — удаляться вместе со шлаком. При слоевом сжигании возможен также провал части топлива через отверстия колосниковой решетки. Таким образом, потеря теплоты от механической неполноты сгорания, МДж/кг, в общем случае состоит из трех слагаемых — потерь с провалом, со шлаком и с уносом:

$$Q_{\text{мн}} = Q_{\text{мн}}^{\text{пр}} + Q_{\text{мн}}^{\text{шл}} + Q_{\text{мн}}^{\text{ун}}, \quad (127)$$

или относительно располагаемой теплоты, %,

$$q_{\text{мн}} = \frac{Q_{\text{мн}}}{Q_{\text{р}}} \cdot 100 = q_{\text{мн}}^{\text{пр}} + q_{\text{мн}}^{\text{шл}} + q_{\text{мн}}^{\text{ун}}. \quad (128)$$

При сжигании твёрдого топлива потеря $q_{\text{мн}}$ является второй основной потерей в тепловом балансе и для промышленных котлов может достигать до 10—12 % и более. При слоевом сжигании основными составляющими потерь $q_{\text{мн}}$ являются потери со шлаком и провалом, а при камерном сжигании — потеря с уносом.

Характер зависимости $q_{\text{мн}}$ от объёмной плотности тепловыделения q_v подобен зависимости, показанной на рис. 8. Как и для химической неполноты сгорания, потери

теплоты $q_{\text{мн}}$ в области низких значений q_v возрастают в связи со снижением температуры в топочной камере, а в области высоких нагрузок увеличиваются в связи с уменьшением времени пребывания частиц в топке.

При проектировании новых котельных установок потеря теплоты от механической неполноты сгорания может быть принята по рекомендациям.

При сжигании газового и жидкого топлива потеря $q_{\text{мн}}$ отсутствует. При сжигании пыли в смеси с газообразным топливом или мазутом потеря теплоты от механической неполноты сгорания равна $aq_{\text{мн}}$, где $q_{\text{мн}}$ принимается как для твёрдого топлива, а a — коэффициент, зависящий от доли газа или мазута в смеси (по теплоте), обычно $a = 0,7 \div 1,4$.

7.1 ПОТЕРИ ТЕПЛОТЫ ВСЛЕДСТВИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ ПО ИЕТОДИКЕ М.Б. РАВИЧА[5,4, с. 110...111]

Потери теплоты, обусловленные механической неполнотой сгорания (провал топлива сквозь колосниковые решетки, содержание топлива в золе и шлаках, унос топлива уходящими газами), можно подсчитать по золотовому балансу по формуле

$$Q_4 = \left(\alpha_{\text{ун}} + \frac{\Gamma_{\text{ун}}}{100 - \Gamma_{\text{ун}}} + \alpha_{\text{пр+шл}} \frac{\Gamma_{\text{пр+шл}}}{100 - \Gamma_{\text{пр+шл}}} \right) \cdot 7800 A^p B_T, \text{ ккал}, \quad (129)$$

где A^p — зольность рабочего топлива, %; $\alpha_{\text{ун}}$ — зола уноса, % от золы топлива; $\alpha_{\text{пр+шл}}$ — зола в провале и шлаках, % от золы топлива; $\Gamma_{\text{ун}}$ — содержание горючих в уносе, %; $\Gamma_{\text{пр+шл}}$ — содержание горючих в провале и шлаках, %; 7800 — средняя теплота сгорания горючего, содержащегося в уносе, провале и шлаках, ккал/кг.

Потери теплоты вследствие механической неполноты сгорания в процентах по отношению к теплоте сгорания топлива подсчитывают по формуле

$$q_4 = \frac{Q_4 \cdot 100}{B_T Q_{\text{н}}^p}, \% \text{ от } Q_i^r = Q_{\text{н}}^p \quad (130)$$

а по отношению к располагаемой теплоте топлива — по формуле

$$q_4 = \frac{Q_4 \cdot 100}{B_T Q_p^p}, \% \text{ от } Q_p^p \quad (131)$$

При факельном сжигании твёрдого топлива основные потери теплоты вследствие механической неполноты сгорания обусловлены содержанием несгоревших частиц топлива в уходящих газах. При определении количества несгоревшего топлива в единице объёма уходящих газов потери теплоты по этой статье можно подсчитать по формуле

$$q_4^{\text{ун}} = \frac{Q_{\text{ун}} h \cdot 100}{P}, \% \text{ от } Q_i^r = Q_{\text{н}}^p \quad (132)$$

($Q_{\text{ун}}$ — теплота сгорания уноса, ккал/м³ сухих продуктов сгорания), аналогичной по построению формуле для подсчёта потерь теплоты вследствие химической неполноты горения.

По формуле (132) можно подсчитать также потери теплоты при сжигании жидкого топлива, обусловленные присутствием сажи в продуктах сгорания.

Потери теплоты вследствие механической неполноты горения q_4 приближенно характеризуются следующими значениями, %:

Камерные топки с сухим золоудалением		Шахтно-мельничные топки	
Пылеугольные топки		Фрезерный торф, бурые угли	
бурые угли	0,5—1,0	и сланцы	1—2
каменные угли с выходом		Каменные угли с выходом	
летучих более 25%	1,5—2,5	летучих более 30%	4—6
каменные угли с выходом			
летучих менее 25%	2—3		
полуантрацит	3—5		
антрацит	4—5		

Слоевые топки		антрацит сортированный (АС и АМ)	7
торф кусковой	2	бурые угли высокозольные	
сланцы	3	(приведенная зольность~10%)	
бурые угли с умеренной зольностью		Антрацит несортированный с	
(приведенная зольность ~6,5%)	5—7	содержанием мелочи от 0 до	
каменные угли	5—7	6 мм не более 55%	14—18

Меньшие значения потерь — для котлов паропроизводительностью $D > 50$ т/ч, большие значения — при $D < 50$ т/ч. При сжигании антрацита и полуантрацита в котлах паропроизводительностью менее 35 т/ч $q_4 \sim 7\%$

8. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ОТ НАРУЖНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ [1...7]

Потеря теплоты от наружного охлаждения $Q_{\text{но}}$ ($q_{\text{но}}$) возникает потому, что температура наружной поверхности котла (обмуровки, трубопроводов, барабана и др.) превышает температуру окружающей среды. В общем случае потеря $Q_{\text{но}}$, МДж/кг (или МДж/м³), может быть определена по формуле, учитывающей передачу теплоты конвекцией и излучением:

$$Q_{\text{но}} = \frac{\sum F_k}{B} \left\{ \alpha_k (t_{\text{ст}} - t_{\text{хв}}) + C \left[\left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{оп}}}{100} \right)^4 \right] \right\}, \quad (133)$$

где $\sum F_k$ — суммарная наружная площадь поверхности котла, м²; $t_{\text{ст}}$ ($T_{\text{ст}}$), $t_{\text{хв}}$, $T_{\text{оп}}$ — температуры наружных стен котла, холодного воздуха, окружающих предметов, °С (К); α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, МВт/ (м²·К); C — коэффициент излучения, МВт/(м²·К⁴); B — расход топлива, кг/с (или м³/с).

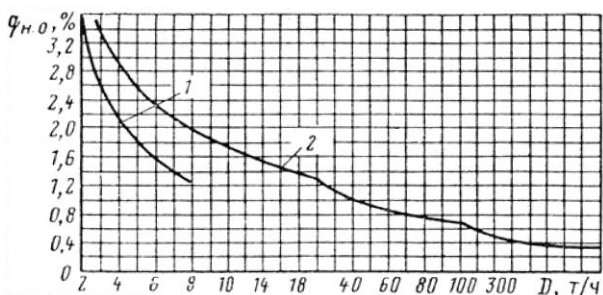


Рис. 9. Зависимость потери теплоты от наружного охлаждения от паропроизводительности котла без хвостовых поверхностей (1) и с ними (2)

поверхности котла к тепловыделению (производительности) с увеличением мощности котла. Расчет значения $Q_{\text{но}}$ по (133) с предварительным экспериментальным определением необходимых для этого составляющих представляет определенные трудности. Учитывая, что $q_{\text{но}} = \frac{Q_{\text{но}}}{Q_p}$ мало по значению и уменьшается с увеличением мощности котла, при проектировании котла для определения $q_{\text{но}}$ пользуются рекомендациями. На рис. 9 приведена зависимость $q_{\text{но}}$ от производительности котла. Характер зависимости определяется снижением отношения площади наружной поверхности котла к тепловыделению (производительности) с увеличением мощности котла.

Распределение суммарной потери от наружного охлаждения по отдельным газоходам котла (топки, пароперегревателя и т. д.) производится пропорционально количеству теплоты, отдаваемой в соответствующих газоходах, и учитывается введением коэффициента сохранения теплоты

$$\varphi = 1 - \frac{q_{\text{но}}}{\eta_k + q_{\text{но}}}. \quad (134)$$

Абсолютная потеря теплоты от наружного охлаждения $B Q_{\text{но}}$ мало меняется с изменением нагрузки, поэтому относительная потеря изменяется практически обратно пропорционально нагрузке:

$$q_5 = q_{\text{но}} = q_{\text{но}}^{\text{НОМ}} \frac{D_{\text{НОМ}}}{D}, \quad (135)$$

где $q_{\text{но}}^{\text{НОМ}}$, % — потеря теплоты от наружного охлаждения при номинальной нагрузке $D_{\text{НОМ}}$, кг/с; $q_{\text{но}}$, % — потеря теплоты от наружного охлаждения при нагрузке D , кг/с.

При проведении испытаний котельной установки при установившемся тепловом состоянии значение $q_{н0}$ определяется обычно как остаточный член теплового баланса в уравнении.

Потери теплоты в окружающую среду в зависимости от производительности котла принимаются по графикам, приведённым на рис. 9, 10 и 11. Если производительность отличается от номинального значения, то значение q_5 , принятое по графику, должно быть пересчитано по формуле (135, 136).

$$q_{5\phi} = q_{5г} D_n / D_\phi \text{ или } q_{5\phi} = q_{5г} Q_n / Q_\phi, \% \quad (136)$$

где $q_{5н}$ — относительная потеря теплоты, принятая по графику, %; D_n, Q_n — паро(тепло)производительность номинальная, т/ч или Гкал/ч; D_ϕ, Q_ϕ — паро(тепло)производительность фактическая, т/ч или Гкал/ч.

При отсутствии в котельной приборов измерения количества выделенного пара или горячей воды производительность котла можно определить приближенно по расходу газового топлива и ожидаемому кпд брутто:

$$D_\phi = V_n Q_n \eta_{бр} / (\eta_{п*п} - \eta_{п*в}), \text{ кг/ч} \quad (137)$$

$$Q_\phi = V_n Q_n \eta_{бр}, \text{ ккал/ч} \quad (138)$$

Подсчитанный по результатам испытаний кпд брутто котла может не соответствовать его истинному значению из-за неточности в определении потери теплоты в окружающую среду при составлении обратного теплового баланса. Поэтому в некоторых случаях ограничиваются только определением коэффициента использования топлива (к. и. т.), который выражает разность $100 - (q_2 + q_3)$, %, т.е.:

$$\text{к. и. т.} = 100 - q_2 - q_3, \% \quad (139)$$

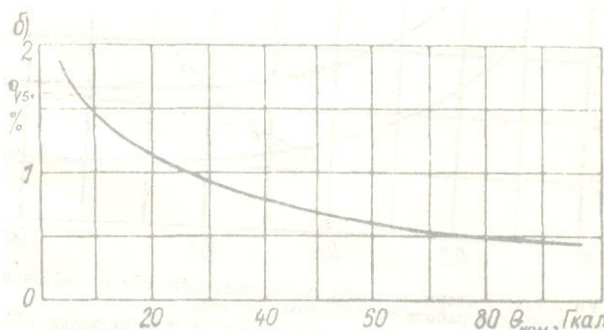


Рис. 10. Потери теплоты в окружающую среду водогрейными котлами.

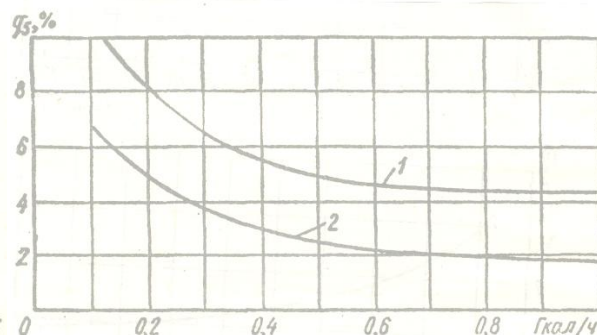


Рис. 11. Потери теплоты в окружающую среду секционными котлами при работе на твердом топливе. Высота цоколя котла 1 — более 1300 мм, 2 — не более 1300 мм

9. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ТОПЛИВА С ФИЗИЧЕСКОЙ ТЕПЛОТОЙ ШЛАКОВ.

ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ С ОХЛАЖДАЮЩИМИ ПАНЕЛЯМИ, БАЛКАМИ И ДРУГИМИ КОНСТРУКЦИЯМИ [3,2,1]

Потеря с физической теплотой шлака $Q_{фш}(q_{фш})$ возникает потому, что при сжигании твердого топлива удаляемый из топки шлак имеет высокую температуру. Это в первую очередь относится к топкам с жидким шлакоудалением, для которых, $q_{фш} = 1 \div 2$ %, а также к слоевым топкам.

$$q_6 = q_{фш} = \frac{Q_{фш}}{Q_p} 100 = \frac{a_{шл} A^p (ct)_{зл}}{Q_p}, \quad (140)$$

где $a_{шл} = 1 - a_{ун}$; $(ct)_{зл}$ — энтальпия золы, МДж/кг; при высоких температурах, обеспечивающих расплавление золы, при определении $(ct)_{зл}$ учитывается теплота плавления; $a_{ун}$ — доля золы, уносимой дымовыми газами из КА.

Для топок с жидким шлакоудалением температура шлака принимается равной температуре нормального жидкого шлакоудаления $t_{\text{нш}}$, указываемой в таблице топлив, а при твердом шлакоудалении — равной 600 °С.

При камерном сжигании топлива и твердом шлакоудалении потеря $q_{\text{фш}}$ учитывается только для топлив с большим содержанием золы ($A^{\text{н}} > \frac{q_{\text{н}}^{\text{п}}}{100}$).

В некоторых случаях в котлах имеются потери теплоты на охлаждение различных элементов, не включенных в циркуляционную систему (например, панелей и балок в слоевых топках). Эту потерю, %, определяют по формуле

$$q_{\text{охл}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{Q_{\text{р}}} 100, \quad (141)$$

или приближённо

$$q_{\text{охл}} = \frac{0,116 N_{\text{охл}}}{B Q_{\text{пол}}} 100, \quad (142)$$

где $N_{\text{охл}}$ — площадь лучевоспринимающей поверхности охлаждаемых деталей, обращённая в топку, м²; 0,116 — принимаемая плотность теплового потока на охлаждаемые поверхности, МВт/м²; $B Q_{\text{пол}}$ — количество теплоты, полезно затраченной в котле, МВт.

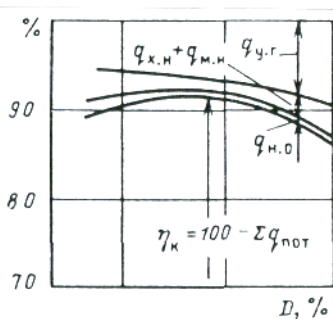
10. ПОТЕРЯ ТЕПЛОТЫ ОТ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КОТЛА [3, с. 56...57]

При неустановившемся тепловом состоянии котла (растопке, переходе на другую, большую нагрузку) возникают дополнительные потери теплоты на нагрев кладки, металла, рабочего вещества. В этом случае в расходной части уравнения теплового баланса член $Q_{\text{акк}}(q_{\text{акк}})$ имеет положительное значение, т. е. является потерей теплоты.

При снижении нагрузки, а также при останове котла, когда теплота, аккумулированная в его элементах, в значительной мере отдается продуктам горения, член $Q_{\text{акк}}(q_{\text{акк}})$ отрицательный, т. е. может рассматриваться как приходная статья баланса.

Расчёты теплового баланса котла проводят обычно для установившегося теплового состояния, поэтому принимают $Q_{\text{акк}}(q_{\text{акк}}) = 0$. При экспериментальном определении составляющих теплового баланса испытание котла проводят также при установившемся тепловом состоянии, для чего перед испытаниями он должен проработать на заданной нагрузке определенное время.

11. ЗАВИСИМОСТЬ КПД КОТЛА ОТ НАГРУЗКИ [3, с. 57]



Как уже отмечалось, коэффициент использования теплоты топлива — КПД котла наряду с определением его по прямому балансу может быть определен и по обратному балансу с учетом тепловых потерь. На рис. 12 показано изменение η_k в зависимости от нагрузки (D, B). Для получения указанной зависимости по оси ординат от 100 % последовательно откладываются и суммируются тепловые потери котла в зависимости от нагрузки. На рисунке показаны потери $q_{\text{yt}} + q_{\text{xн}} + q_{\text{мн}} + q_{\text{но}}$. Таким образом, получаем

Рис. 12. Изменение КПД котла с изменением нагрузки

$$\eta_k = 100 - \sum q_{\text{пот}}. \quad (143)$$

Как это следует из рис. 12, значение η_k с изменением нагрузки меняется. При определенной нагрузке η_k имеет максимальное значение. Работа котла при этой нагрузке наиболее экономична.

12. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ГАЗИФИЦИРУЕМОГО КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ ВЫСШЕЙ ТЕПЛОТЫ СГОРАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Повышение к.п.д. и снижение вредных выбросов котельных установок эффективно реализуется методом комплексного использования продуктов сгорания органического топлива (теплоты явной и скрытой и составляющих компонентов). Наиболее рационально это осуществляется путём перевода котельных установок на сжигание природного газа с комплексным использованием получаемых продуктов сгорания. Это касается в первую очередь снижения потерь теплоты с уходящими газами и использования водяных паров дымовых газов. Решение, этой задачи осуществляется применением в составе котельных агрегатов экономайзеров, работающих в режиме конденсации водяных паров дымовых газов. Оценка эффективности работы котельной установки при переводе на сжигание природного газа с использованием конденсационных экономайзеров требует определения потерь теплоты и к.п.д. на базе высшей теплоты сгорания Q_s^r природного газа (метод обратного баланса)

$$(\eta_{\text{ку}}^{\text{бр}})^{\text{B}} = [100 - q_2^{\text{B}} - q_3^{\text{B}} - q_5^{\text{B}}]_{\text{ку}}, \% \text{ от } Q_s^r. \quad (88)$$

Числовое значение коэффициента полезного действия котельной установки брутто – $(\eta_{\text{ку}}^{\text{бр}})^{\text{B}}$, потери теплоты топлива с уходящими газами – q_2^{B} , потери теплоты топлива вследствие химической неполноты сгорания – q_3^{B} , потери теплоты топлива в окружающую среду – q_5^{B} , можно определить через их известные значения, определённые на базе низшей теплоты сгорания природного газа – Q_i^r .

Указанные расчёты можно выполнить, используя метод сравнения по следующим формулам:

$$q_5^{\text{B}}:q_5^{\text{H}} = \frac{100 \cdot Q_5:Q_s^r}{100 \cdot Q_5:Q_i^r} \rightarrow q_5^{\text{B}} = \alpha' \cdot q_5^{\text{H}}, \% \text{ от } Q_s^r. \quad (89)$$

где

$$\alpha' = Q_i^r:Q_s^r, \quad \alpha = Q_s^r:Q_i^r = 1:\alpha'. \quad (90)$$

Для природного газа усреднённое значение можно принять $\alpha = 1,109$; $\alpha' = 0,902$. Числовые значения q_5^{H} обычно определяют по экспериментальным графикам по кривой для котлов с хвостовыми поверхностями нагрева.

$$q_3^{\text{B}}:q_3^{\text{H}} = \frac{100 \cdot Q_3:Q_s^r}{100 \cdot Q_3:Q_i^r} \rightarrow q_3^{\text{B}} = \alpha' \cdot q_3^{\text{H}} \cdot b, \% \text{ от } Q_s^r. \quad (91)$$

где

$$b = \frac{30.16 \cdot CO' + 30.46 \cdot H_2' + 94.98 \cdot CH_4'}{30.16 \cdot CO' + 25.76 \cdot H_2' + 85.58 \cdot CH_4'}. \quad (92)$$

CO' , H_2' , CH_4' – содержание горючих газов в сухих продуктах сгорания в % по объёму по результатам газового анализа. При наличии в них только CO' имеем $b = 1,0$.

$$\begin{aligned} q_2^{\text{B}}:q_2^{\text{H}} &= \alpha' \cdot (Q_2^{\text{B}}:Q_2^{\text{H}}) = \alpha' \cdot [(Q_2^{\text{H}} + Q_{\text{конд}})Q_2^{\text{H}}] = \\ &= \alpha' \cdot [1 + (Q_{\text{конд}}:Q_2^{\text{H}})] = [1 + (Q_{\text{конд}}:q_2^{\text{H}} \cdot 10^{-2} \cdot Q_i^r)]. \end{aligned} \quad (93)$$

При наличии в составе котлоагрегата экономайзеров (теплообменников), способных работать в режиме конденсации водяных паров продуктов сгорания, возможны 2 режима работы котлоагрегата: 1 режим - температура уходящих из экономайзера дымовых газов $\theta_{\text{ух.г}}$, °C выше их точки росы τ_p , °C ($\theta_{\text{ух.г}} > \tau_p$, безконденсационный режим работы экономайзера); 2 режим - температура $\theta_{\text{ух.г}}$, °C ниже их точки росы τ_p , °C ($\theta_{\text{ух.г}} < \tau_p$ - экономайзер работает в режиме конденсации водяных паров дымовых газов).

При работе котлоагрегата (котельной установки) в 1-ом режиме ($\theta_{\text{ух.г}} > \tau_p$, °C) потери теплоты топлива с уходящими из экономайзера дымовыми газами равны:

$$q_2^{\text{B}} = 100 - \alpha' (100 - q_2^{\text{H}}) - 0,0775 \cdot d_{\text{в}}^0 \cdot \alpha_{\text{ух.г}}, \% \text{ от } Q_s^r \quad (94)$$

где $d_{\text{в}}^0$ - влагосодержание влажного атмосферного воздуха, подаваемого в топку на горение природного газа; обычно принимают $d_{\text{в}}^0 = 10$ г/кг сух.возд; $\alpha_{\text{ух.г}}$ - коэффициент

расхода (избытка) воздуха на выходе из экономайзера (на выходе из последней поверхности нагрева котлоагрегата).

При работе котлоагрегата (котельной установки) во 2-ом режиме ($\theta_{\text{ух.г}} < \tau_p$, °C) дымовые газы покидают конденсационный водяной экономайзер насыщенными водяными парами ($\varphi=1,0$). Точку росы водяных паров продуктов полного сгорания природного газа можно определить по формуле:

$$\tau_p = 61 - 38,3 \cdot \lg h = 59,2 - 38,3 \lg(a - 0,07), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (95)$$

а влагосодержание

$$d_{\text{в.эк}}'' = 0,004 \cdot e^{0,062 \cdot \theta_{\text{ух.г}}}, \text{ кг/кг с.г.} \quad (96)$$

Потеря теплоты топлива с уходящими дымовыми газами, насыщенными водяными парами, определяется по выражению:

$$q_2^B = \alpha' \cdot q_2^H + 0,4 \cdot e^{0,062 \cdot \theta_{\text{ух.г}}} [(600 \cdot \rho_{\text{пт}}^0 \cdot Q_s^r) + 0,774 \cdot (\alpha_{\text{ух.г}} - 1,29) + \alpha'] - 0,0774 \cdot d_{\text{в}}^0 \cdot \alpha_{\text{ух.г}} - 0,031, \text{ \% от } Q_s^r \quad (97)$$

Коэффициент полезного действия котлоагрегата (котельной установки) «брутто» определяется по выражению (88) или по формуле:

$$q_1^B = (\eta_{\text{ку}}^{\text{бр}})^B = \alpha' \cdot (\eta_{\text{ку}}^{\text{бр}})^H, \text{ \% от } Q_s^r. \quad (98)$$

Варианты предложенных формул, с некоторой конкретизацией для q_2^B приведены в [1,2].

Рассмотренные методика и формулы применяются студентами в дипломном и курсовом проектировании газоиспользующих установок, с сопоставлением получаемых результатов с результатами расчётов теплового баланса котлоагрегата на базе Q_s^r . Сопоставления показывают, что предлагаемые методика и формулы можно рекомендовать к практическому применению.

14. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС КОТЛОАГРЕГАТА [3, с. 57...61]

Для оценки эффективности теплотехнических процессов, в том числе и в котлах, все большее применение находят методы, основанные на совместном использовании первого и второго законов термодинамики. Это связано с тем, что обычно применяемая система КПД, базирующаяся на первом законе термодинамики, в соответствии с уравнением теплового баланса учитывает лишь количество теплоты и не рассматривает качество теплоты.

Действительно, одинаковая энтальпия продуктов сгорания, например $Q = V_r C_r t_r = 1000$ МВт, может быть получена при температуре газов 50 °C и при температуре 1000 °C, следовательно, при различных количествах газов. Однако ясно, что для практического использования газы, имеющие более высокую температуру, обладают большей ценностью, чем низкотемпературные, несмотря на значительно большее количество последних. По этой же причине окружающая нас среда, обладающая неисчерпаемыми запасами низкопотенциальной теплоты, не имеет практической ценности.

Для термодинамической оценки эффективности котлоагрегата применим метод эксергетических балансов. Под эксергией, как известно, понимают максимальную работу, которая может быть совершена при обратимом переходе какой-либо термодинамической системы из состояния с заданными параметрами в состояние равновесия с окружающей средой.

Работоспособность (эксергия) теплоты Q , МВт, при температуре T , К, может быть определена из соотношения, справедливого для обратимого цикла Карно:

$$L = E_T = Q(1 - T_0/T), \quad (144)$$

где T_0 — абсолютная температура окружающей среды, К.

Коэффициент $(1 - T_0/T)$ учитывает качество теплоты при температуре окружающей среды T_0 . При температуре теплоносителя $T = T_0$ эксергия её равна нулю. Чем выше температура теплоносителя T , тем больше эксергия, тем больше ценность этой теплоты.

Эксергия потока E_m , МВт, при условии, что кинетической и потенциальной энергией можно пренебречь, определяется по формуле

$$E_m = H - H_0 - T_0(S - S_0), \text{ МВт} \quad (145)$$

где H и H_0 — энтальпии потока и окружающей среды; $S - S_0$ — изменение энтропии горячего источника, равное приросту энтропии окружающей среды.

Эксергетический КПД, %, представляет собой отношение полезно усвоенной эксергии к эксергии затраченной и определяется по формуле

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{E_{\text{пол}}}{E_{\text{затр}}} = \frac{E_{\text{затр}} - E_{\text{пот}}}{E_{\text{затр}}} 100, \% \quad (146)$$

Эксергетический баланс применительно к котлоагрегату дает возможность не только оценить качество полезно затраченной теплоты и всех потерь, найденных из теплового баланса, но и выявить потери, которые в тепловом балансе вообще не находят отражения. **Таковыми потерями, в частности, являются потери из-за необратимости горения топлива, из-за необратимости теплообмена, при смешении.**

Потери эксергии вследствие необратимости процесса горения топлива, МВт, можно определить, исходя из равенства

$$E^{\text{гор}} = E_{\text{топ}} + E_{\text{в}} + E_{\text{пс}}, \quad (147)$$

где $E_{\text{топ}} = eB$; $E_{\text{в}}$, $E_{\text{пс}}$ — соответственно эксергии топлива (химическая и физическая), воздуха и продуктов сгорания. Удельная эксергия топлива e близка по значению к теплоте сгорания топлива, $e \approx Q_{\text{н}}^{\text{п}}$, МДж/кг (или МДж/м³).

Эксергия продуктов сгорания определяется для адиабатной температуры. При подогреве воздуха, идущего для горения топлива, потери эксергии от необратимости горения уменьшаются. Это объясняется большим повышением эксергии продуктов сгорания $E_{\text{пс}}$ (вследствие повышения температуры горения) по сравнению с повышением эксергии горячего воздуха $E_{\text{в}}$.

Потери эксергии от необратимого теплообмена, МВт, можно определить по формуле

$$E^{\text{т}} = (E_1 - E_2) - (E_4 - E_3) - E_{\text{пот}}^{\text{но}}, \quad (148)$$

E_1 и E_2 — эксергии греющего потока теплоносителя на входе и на выходе рассматриваемого участка; E_4 и E_3 — эксергия нагреваемого потока на выходе и на входе рассматриваемого участка; $E_{\text{пот}}^{\text{но}} = Q_{\text{но}}(1 - T_0/T_{\text{ср}})$ — потери эксергии рассматриваемым участком от наружного охлаждения.

Потери эксергии от смешения потоков с различной температурой (T_1 и T_2), МВт, что имеет место, например, при подсосе воздуха в котел, можно определить по формуле

$$E^{\text{см}} = E_{T_1} + E_{T_2} - E_{\text{см}}, \quad (149)$$

где E_{T_1} , E_{T_2} , — эксергии смешивающихся потоков; $E_{\text{см}}$ — эксергия потока после смешения.

Для примера рассмотрим тепловой и эксергетический балансы для котла паропроизводительностью $D = 230$ т/ч (64 кг/с). Давление пара $p = 10$ МПа, перегрев пара до $t_{\text{пп}} = 510^\circ\text{C}$, топливо — природный газ с $Q_{\text{н}}^{\text{с}} = 35,8$ МДж/м³. Расход топлива $B = 4,87$ м³/с, температура уходящих газов $\theta_{\text{уг}} = 150^\circ\text{C}$, температура холодного воздуха $t_{\text{хв}} = 20^\circ\text{C}$.

При определении прихода эксергии с топливом удельная эксергия природного газа принята $e \approx Q_{\text{н}}^{\text{с}}$ МДж/м³. В этом случае эксергия топлива составит $E_{\text{топл}} = E_{\text{затр}} = eB = 35,8 \cdot 4,78 = 174,7$ МВт.

Эксергетический баланс котла приведен в **табл. 12**, где для сравнения дан также его тепловой баланс. При составлении эксергетического баланса использованы зависимости (144) — (149).

Как следует из **таблицы 12**, эксергетический КПД котла, определяемый отношением полезно использованной эксергии (эксергии пара) и затраченной (эксергия топлива), составляет

$$\eta_{\text{к}}^{\text{экс}} = \frac{E_{\text{пол}}}{E_{\text{затр}}} 100 = 46,1\%,$$

что значительно ниже коэффициента использования теплоты топлива (90,9%) по тепловому балансу котла. Такой относительно низкий эксергетический КПД котла обусловлен значительными потерями, возникающими в процессе передачи теплоты от топлива, обладающего химической энергией высокого потенциала, к низкопотенциальному.

Значение потери с уходящими газами по эксергетическому балансу составляет 1,3 вместо 7,2% по тепловому балансу, что объясняется низким температурным потенциалом уходящих газов, а следовательно, и относительно малой их ценностью.

Низкотемпературные потери от наружного охлаждения в эксергетическом и тепловом балансах имеют примерно одинаковые значения (0,3—0,5 %).

Отсутствующие в тепловом балансе котлоагрегата потери от необратимости горения и потери при теплообмене в эксергетическом балансе имеют значения каждая соответственно 24,2 и 24,5 %. Присосы воздуха в котел определяют потери эксергии 2,1 %.

Эксергетический анализ процесса в котлоагрегате указывает, например, на пути повышения его термодинамической эффективности. Так, повышение температуры подогрева воздуха вызывает повышение температуры горения, что в свою очередь приводит к снижению потери эксергии при горении. Повышение параметров пара приводит к уменьшению потерь от необратимости теплообмена. При этом эксергетический КПД котла увеличится.

Таблица 12. Тепловой и эксергетический балансы котлоагрегата ($D=64$ кг/с; $p=10$ МПа; $t_{\text{шт}} = 510^{\circ}\text{C}$)

Приход				
Статьи	Теплота		Эксергия	
	МВт	%	МВт	%
Топливо	174,7	100	174,7	100
Итого	174,7	100	174,7	100
Расход				
Статьи	Теплота		Эксергия	
	МВт	%	МВт	%
Передано пару	158,9	90,9	80,5	46,1
Потеря с уходящими газами	12,5	7,2	2,3	1,3
Потеря от химической неполноты сгорания	2,5	1,4	2,6	1,5
Потеря от наружного охлаждения	0,8	0,5	0,6	0,3
Потеря от необратимости горения	-	-	42,3	24,2
Потеря при теплообмене	-	-	42,7	24,5
Потеря с переносом воздуха	-	-	3,7	2,1
Итого	174,7	100	174,7	100

ИСТОЧНИКИ

1. Тепловой расчёт котлов (Нормативный метод) [Текст]. – Издание третье, перераб. И допол.// Под ред. С.Н. Мочана, А.А. Абрютин, Г.М. Кагана, В.С. Назаренко. – Санкт-Петербург: РАО «ЕЭС России», АО ВТИ, АО НПО ЦКТИ, 1998. – 299 с.: ил.
2. Тепловой расчёт котельных агрегатов (Нормативный метод) [Текст]./ Под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.: ил.
3. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. [Текст] Котельные установки промышленных предприятий: Учебник для вузов. – 3-е изд. Перераб./ Л.Н. Сидельковский, В.Н. Юренев. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 528 с.: ил.

4. Равич М.Б. Эффективность использования топлива [Текст] / М.Б. Равич. – М.: Наука, 1977. – 344 с.: ил.
5. Равич М.Б. Газ и эффективность его использования в народном хозяйстве [Текст] /М.Б. Равич. – М.: Недра, 1987. – 238 с.: ил.
6. Органическое топливо для котельных установок [Текст]: методическая разработка для студентов/ Нижегород. арх.-стр. ун-т; сост.: Г.М. Климов [и др.]. – Н.Новгород: ННГАСУ, 2004. – 44 с.: ил.
7. Эффективность работы котельной установки централизованной системы теплоснабжения промышленного предприятия. Часть 1. Теплотехнические и аэродинамические характеристики [Текст]: методическая разработка для студентов/ Нижегород. арх.-стр. ун-т; сост.: Г.М. Климов [и др.]. – Н.Новгород: ННГАСУ, 2004. – 44 с.: ил.

14. ПРИЛОЖЕНИЯ

Для снижения трудоёмкости определения потерь теплоты при сжигании различных органических топлив, а также $\eta_{ку}^{бр}$, расхода сжигаемого природного газа на базе методики и формул проф. М.Б. Равича автором разработаны номограммы, которые приведены в приложениях. Пользование номограммами осуществляют согласно ключу, приведённому на поле номограммы. Примеры пользования номограммами при решении различных задач показаны на них пунктирными линиями со стрелками.

ПРИЛОЖЕНИЕ А
(справочное)
НОМОГРАММА ДНЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ ОТ
ХИМИЧЕСКОЙ
НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ (q_3) МАЗУТА

Внедрено в июне 1983 года

На кафедре "Теплогазоснабжение и вентиляция" Горьковского инженерно-строительного института разработана номограмма для определения потерь теплоты от химической неполноты сгорания мазута.

Контроль за качеством сжигания топлива в целях его рационального использования и защиты воздушного бассейна связан с определением состава продуктов сгорания и потерь теплоты, включая химическую неполноту сгорания q_3 .

По существующим методикам определение q_3 по итогам теплотехнических испытаний можно производить как по формулам, так и по номограммам.

Использование номограмм для определения q_3 при сжигании высоко-сернистого мазута затруднено по следующим причинам:

- отсутствуют таблицы и номограммы $RO_{2max} = 16,2 \%$;
- существует необходимость предварительного подсчёта $Q_{прг}$ по известным методикам.

Для повышения производительности труда на стадии обработки результатов испытаний мазутоиспользующих установок предлагается номограмма (см. рисунок 13.).

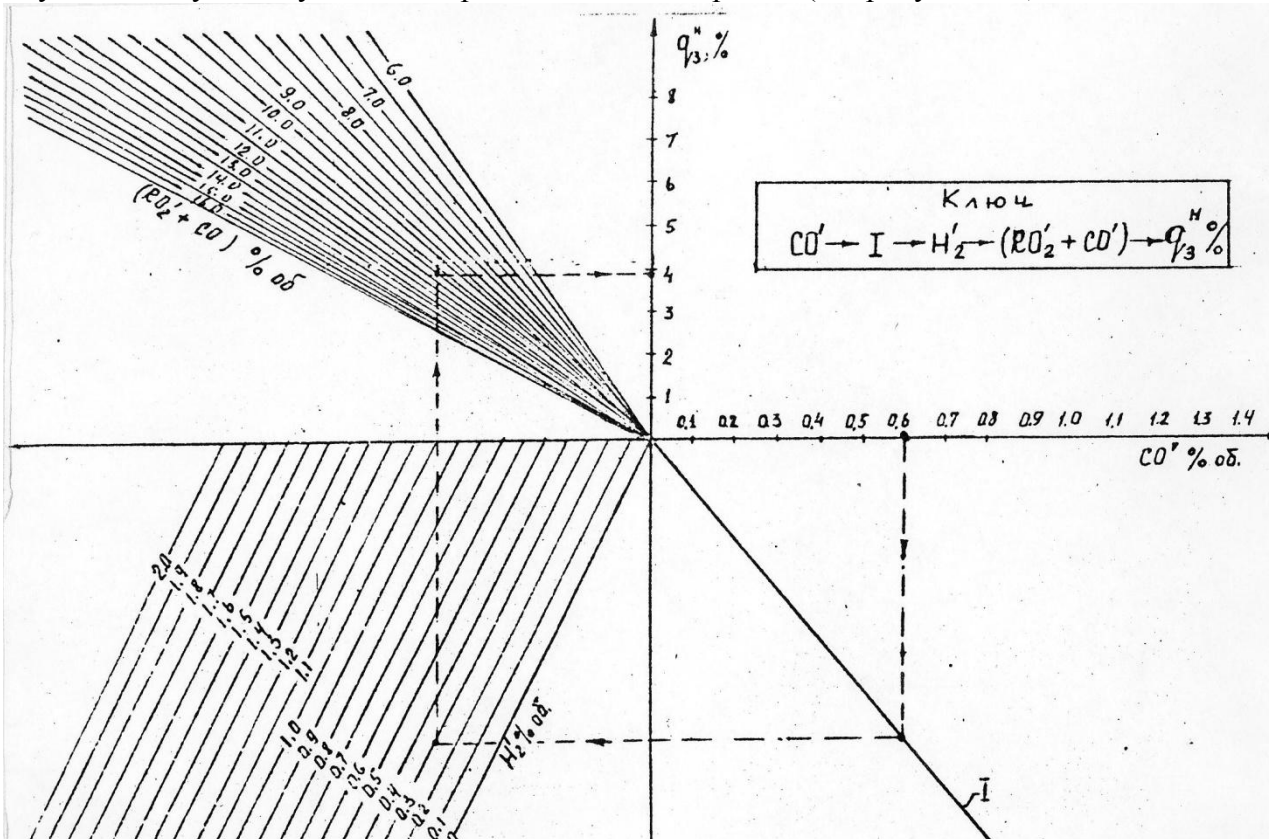
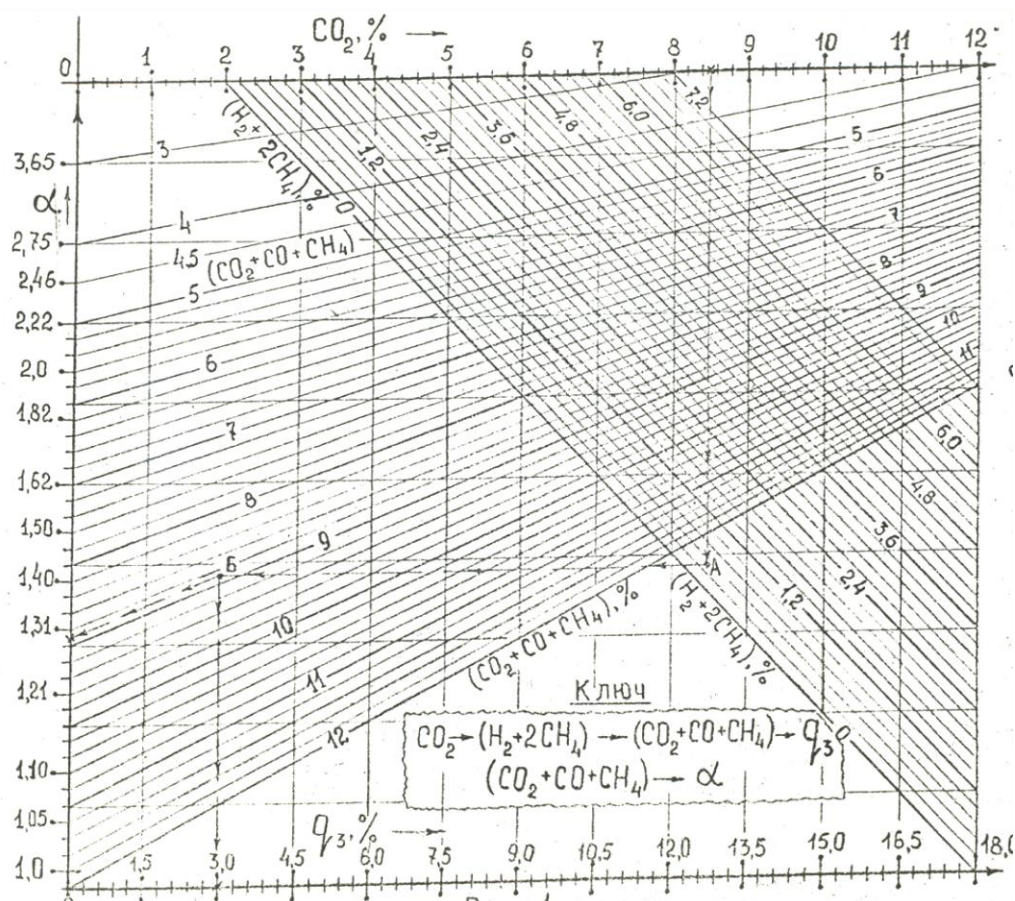


Рисунок 13. Номограмма для определения потерь теплоты от химической неполноты сгорания мазута

Номограмма рассчитана и построена на основе многочисленных испытаний котельных установок, использующих высокосернистый мазут. Обработка полученных данных показала, что метан CH_4 в продуктах сгорания мазута практически отсутствует, а величина RO_{2max} практически мало отличается от величины $RO_{2max} = 16,2 \%$.

ПРИЛОЖЕНИЯ Б
(справочные)

ПБ'



НОМОГРАММА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ТЕПЛОТЫ ОТ ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ ГАЗА (Внедрено в декабре 1981 года)

Для снижения трудоёмкости определения потерь теплоты вследствие химической неполноты сгорания газа q_3 и коэффициента расхода (избытка) воздуха α на базе расчётных формул проф. М.Б. Равича разработана номограмма (см. рисунок 14), которая позволяет при известном компонентной составе сухих продуктов неполного сгорания природного газа (CO_2 , CO , CH_4 , H_2 , %) определить графически одновременно q_3 и α .

Номограмма позволяет определить q_3 в интервале от 0 до 16% от низшей теплоты сгорания Q_H сжигаемого природного газа и α – в интервале от 0,76 до 10,72. Для пользования номограммой не требуется никаких предварительных вычислений, что является ее дополнительным преимуществом перед другими номограммами.

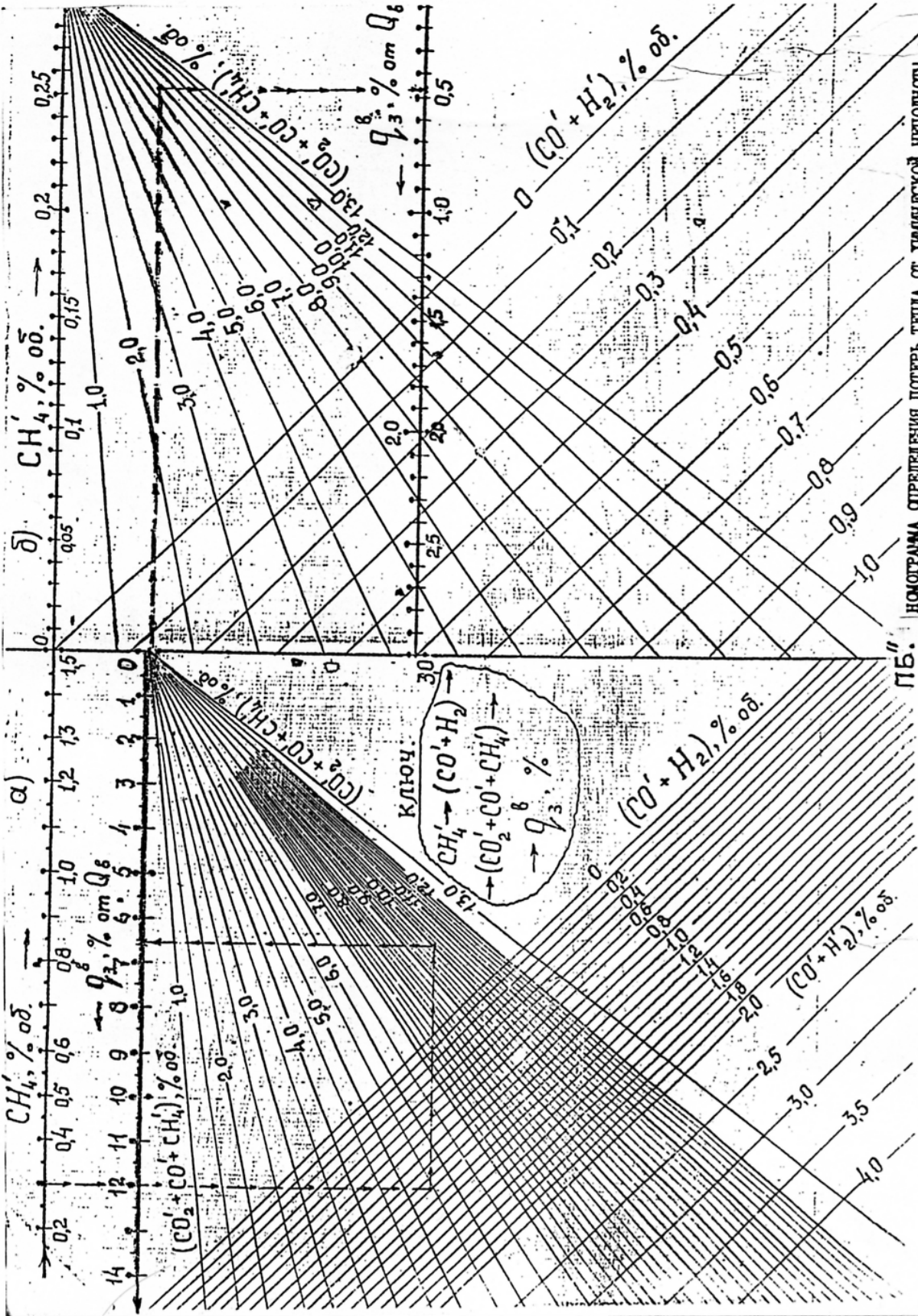
При пользовании номограммой нецелесообразно на практике проводить прямые линии на самой номограмме. Рекомендуется соединять две точки прямой линией прикладыванием к этим точкам края линейки или натянутой нити, или наложением на номограмму куска прозрачной бумаги (кальки) с нанесённой на ней прямой линией. Промежуточные значения (точки пересечения) фиксируют точками, засечками или накалыванием (иглой, булавками).

ПБ''

На базе предложенных методики и формул для природного газа разработаны две номограммы (рис. 1, 2), которые по результатам газового анализа и измеренной температуре уходящих газов $\theta_{ух.г.}$ позволяют определить сразу непосредственно:

- по рис. ПБ'': потери теплоты топлива q_3^B , % от Q_s^r в интервале $q_3^B = 0 \dots 3,0$ и в интервале $q_3^B = 0 \dots 14,0$ по ПБ' а. Определение q_3^B производят согласно ключу, указанному на поле номограмм. Примеры пользования номограммами показаны на них пунктирными линиями со стрелками.

- по рис. ПВ потери теплоты топлива q_2^B , % от Q_s^r при температурах уходящих газов $\theta_{у.г}$ выше точки росы τ_p т.е. $\theta_{у.г} > \tau_p$. Примеры пользования номограммами показаны на них пунктирными линиями со стрелками.



НОМОГРАММА СПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ ТЕЛА ОТ ХИМИЧЕСКОЙ НЕПОДНОТЫ
 СТОРАНИА ГАЗА, % от Q_6

ПБ.

Приложение В (справочное)

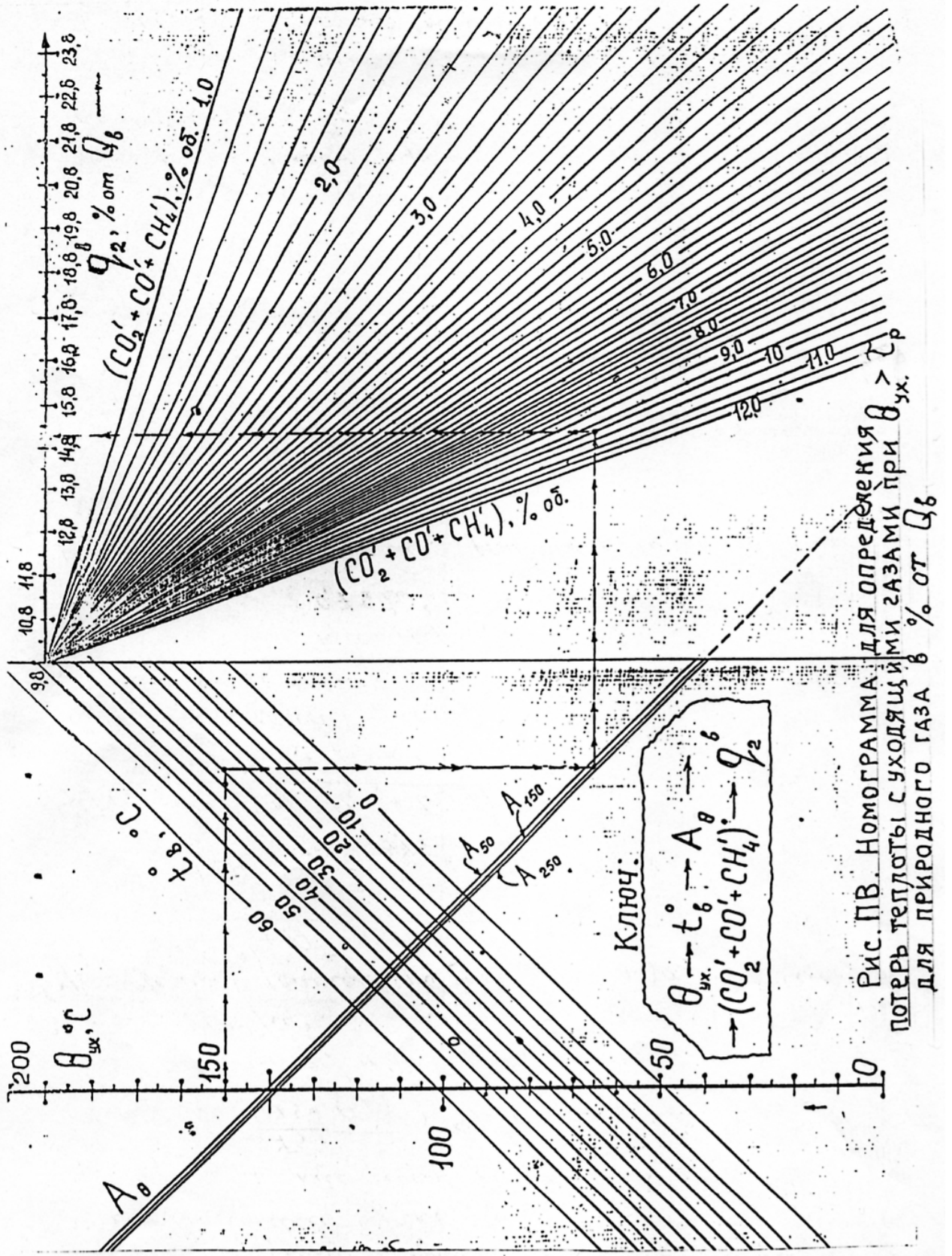


Рис. ПВ. Номограмма для определения потерь теплоты сходящими газами при $\theta_{\text{вых}} > t_b$ для природного газа в % от Q_b

Климов Геннадий Матвеевич,
Климов Михаил Геннадьевич,
Кафедра теплогазоснабжения

Материальный и тепловой балансы котельной установки.
Методическая разработка к практическим занятиям, курсовому и дипломному проектированию, для студентов очной и заочной форм обучения специальностей: 140104 «ПТ», 270109 «ТГВ», 280101 «БЖД в техносфере».

Подписано к печати _____ Формат 60x90 1/8

Бумага газетная. Печать офсетная

Уч.изд. л. 5,2 Усл.печ.л. 5,8 Тираж 300 экз.

Заказ № _____

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет» (ННГАСУ) 603950.
Н. Новгород, Ильинская, 65

Полиграфцентр ННГАСУ, 603950, Н. Новгород, Ильинская, 65