

DOI: 10.34031/article\_5db3dec6d4a347.72433966

**Буланин В.А.**

ООО «Инновационные технологии – Энергетика»

Россия, 308007, г. Белгород, ул. Мичурина, 56

E-mail: v\_bulanin@mail.ru

## МЕТОД АНАЛИЗА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОТЕНЦИАЛА ИСТОЧНИКА ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

**Аннотация.** Основными источниками тепловой энергии для теплоснабжения городов и поселений являются тепловые электростанции и котельные, использующие для своей работы топливо. В связи с необходимостью минимизации затрат топлива и электроэнергии на теплоснабжение в статье приведен анализ энергетического баланса электростанции, на основании которого разработаны новые аналитические выражения всесторонне характеризующие экономичность работы энергоустановки. Произведена аналитическая оценка влияния затрат энергии на собственные нужды котлоагрегата на энергетический баланс тепловой электростанции, разработаны методы построения схем энергетического баланса тепловой электростанции, оценки эффективности использования топлива в котлоагрегате. Обращено внимание на погрешности, возникающие из-за использования в расчетах не фактических, а расчетных значений присосов воздуха в газовый тракт котлоагрегата, в связи с чем предложено изменить способ измерения потерь теплоты с уходящими газами так, чтобы исключить или уменьшить влияние присосов воздуха на результаты измерения, учитывая часть теплоты уходящих газов, получаемой воздухом в воздухоподогревателе и возвращаемой в котлоагрегат через горелки. Разработаны методы, повышающие точность расчетов энергоэффективности технологических процессов, являющихся ключевыми в централизованном теплоснабжении городов и поселений.

**Ключевые слова:** теплоснабжение, теплофикация, топливо, тепловая электростанция, энергетический баланс, комбинированное производство, когенерация.

**Введение.** Энергетический баланс является статической характеристикой динамической системы энергетического хозяйства и представляет собой систему показателей, характеризующих процесс преобразования энергии или снабжения ею потребителей и отражающих равенство подведенной энергии с одной стороны и суммы полезной энергии и потерь с другой. На основании вышеизложенного была определена цель настоящей работы: теоретическое исследование основных показателей энергетического баланса теплоэлектроцентрали, взаимосвязи между ними, оценка достоверности существующих принципов и методов их учета и анализа, разработка новых принципиальных положений, отвечающих физической сущности процессов, и вытекающих из них достаточно простых и более точных рекомендаций и методик учета и анализа показателей работы теплоэлектроцентрали, одного из основных источников, создающих экономию топлива в энергетике.

С учетом всего вышеизложенного в качестве метода исследований используется метод баланса энергии, а в качестве объекта исследований – показатели энергетического баланса тепловой электростанции.

Соизмерение статей баланса осуществляется по физическому эквиваленту энергии, заключенной в исходных ресурсах (Дж, Вт·ч, т у.т. и т.п.), то есть в соответствии с первым законом термодинамики. Для обозначения величин, имеющих

размерность, используется, как правило, Международная система единиц СИ. Показатели энергетического баланса во многих случаях представляются в виде уравнений, характеризующих их количественную связь с другими величинами, не входящими в определение этих показателей. При оценке эффективности теплофикации соблюдается принцип равенства отпуска теплоты и электроэнергии в сопоставляемых вариантах. При анализе к.п.д. котлоагрегата учитываются условия, при которых определяется удельная теплота сгорания топлива.

Эти и некоторые другие особенности метода исследования изложены в статье.

**Методика.** В настоящее время используют два метода анализа совершенства тепловых процессов – метод баланса энергии и метод баланса работоспособности теплоты. Метод баланса работоспособности теплоты имеет две разновидности: эксергетический метод (метод потоков эксергии) и энтропийный метод (метод вычитания эксергетических потерь). Этот метод используется в основном в теоретических исследованиях. Общепринятым в промышленности, в первую очередь в энергетике, является метод баланса энергии. При планировании и учете энергетических ресурсов на предприятиях, в отраслях и в целом по стране составляется энергетический баланс, в котором в качестве универсальной единицы соизмерения энергетических ресурсов принята 1 т условного топлива (т у.т.) эквивалентная

7 Гкал или 29,3076 ГДж тепловой энергии. Метод баланса энергии получил широкое распространение благодаря тому, что он вытекает из первого начала термодинамики – закона сохранения энергии.

В решении поставленных задач одну из основных ролей играют энергоэффективность источников тепловой энергии для теплоснабжения, проявляемая себя в экономии топлива, в первую очередь, за счет организации комбинированного производства тепловой и электрической энергии на тепловых электростанциях – конденсационных (КЭС), теплофикационных (ТЭЦ) – и районных котельных. При этом на тепловых электростанциях в качестве основного оборудования используются паротурбинные, газотурбинные, дизельные и газопоршневые установки. Задачей этой статьи является разработка метода анализа энергетического потенциала источников тепловой энергии для теплоснабжения городов и поселений. При проведении исследования использовался метод энергетического баланса тепловой электростанции.

Немаловажное значение имеет и правильная оценка потерь энергии, связанных с транспортом рабочих тел. Обычно эти потери учитывают коэффициентом теплового потока. Согласно [1] "... величина потерь теплового потока на электростанции складывается из потерь теплоты с излучением от поверхностей оборудования и паро- и водопроводов, а также с парениями и пропусками арматуры и эксплуатационными сбросами

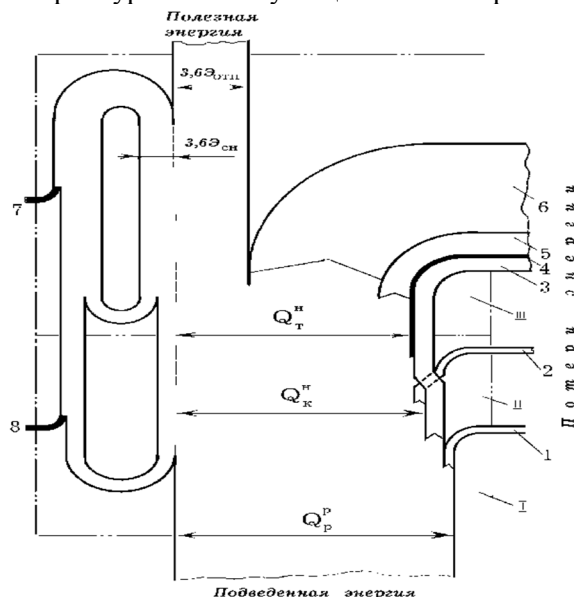


Рис. 1. Схема энергетического баланса конденсационной энергоустановки.

- 1, 2, 5 – потери теплоты брутто;
- 3, 4, 6 – потери теплоты нетто;
- 7, 8 – потери теплоты электродвигателями.

Потери энергии на схеме (рис. 1) разделены на потоки: 1 – потери котлоагрегата с уходящими

пара и воды". Очевидно, такая формулировка – нечеткая и ее следовало бы заменить следующей: потери теплового потока есть потери теплоты от трубопроводов, соединяющих котло- и турбоагрегаты и не входящих в комплект их поставки заводами-изготовителями, то есть не учтенными к.п.д. этих агрегатов. А потери теплоты котло- и турбоагрегатами учитываются коэффициентами полезного действия этих энергоустановок.

**Основная часть статьи** состоит из двух разделов, специфических для анализа энергоэффективности источника тепловой энергии для теплоснабжения.

**Метод построения схем энергетического баланса тепловой электростанции**

Разработке технологических и технических решений по совершенствованию работы ТЭС, как правило, должны предшествовать расчет и составление схемы ее энергетического баланса. Наиболее полно и подробно эти вопросы были проработаны А.С.Горшковым [2]. Однако отдельные принципиальные аспекты энергобаланса требовали более детальных проработок с новых позиций, которые были выполнены автором.

На рис. 1 показана усовершенствованная автором схема энергетического баланса КЭС, состоящая из трех основных частей: I – котлоагрегат, II – средства транспорта рабочего тела (насосы, трубопроводы, арматура и т.п.) и III – турбоагрегат.

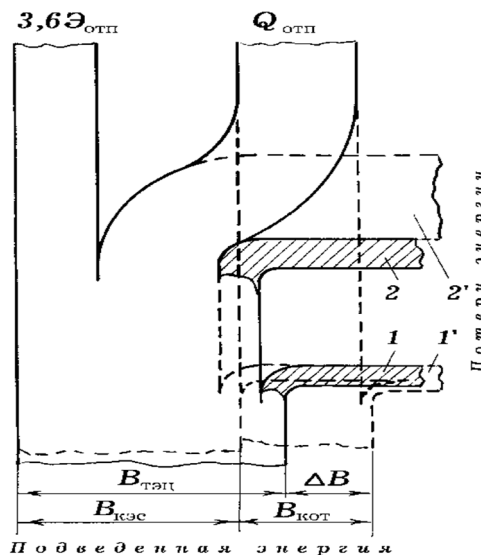


Рис. 2. Сопоставление схем энергобалансов раздельной и комбинированной выработки теплоты и электроэнергии

газами, через наружные поверхности и др.; 2 - потери через теплоизоляцию средств транспорта

рабочего тела, с утечками пара и воды и др.; 3, 4 и 5 – потери через конденсатор турбины с охлаждающей водой в окружающую среду, связанные с выработкой энергии, затрачиваемой на привод механизмов собственных нужд; 6 – потери через конденсатор турбины с охлаждающей водой в окружающую среду, связанные с выработкой электроэнергии, отпущенной потребителю; 7 и 8 – потери в окружающую среду от электродвигателей.

Основными слагаемыми энергобаланса  $Q_p^p = Q^{пол} + Q^{ном}$  являются подведенная энергия (располагаемая теплота сгорания рабочей массы топлива)  $Q_p^p$ , полезная энергия (электрическая)  $Q^{пол}$  и потери энергии  $Q^{ном}$ , представляющие собой разность между подведенной и полезной энергией.

Особенностью представленной схемы является разделение потерь энергии через конденсатор турбины с охлаждающей водой на потоки, пропорциональные: полезной (отпущенной) электроэнергии  $6 - (q_m - 1) \mathcal{E}_{отп}$  (где  $q_m = Q_v / \mathcal{E}_{отп}$ ) и израсходованной электроэнергии на собственные нужды: котлоагрегата 3, средств транспорта рабочего тела 4 и турбоагрегата  $5 - (q_T - 1) \mathcal{E}_i^{сн}$ .

Из рис. 1 также следует, что полезная энергия, например, производимая котлоагрегатом, равна:

$$Q_{пол} = Q_p^p - \mathcal{E}_i^{сн} - (q_T - 1) \mathcal{E}_i^{сн} = Q_{пол} - q_T \mathcal{E}_i^{сн},$$

где  $Q_p^p$  – теплота, переданная в котлоагрегате рабочему телу (пару, воде).

Действуя далее таким же образом, получим:

- к.п.д. котлоагрегата  $\eta_k^i = Q_k^i / Q_p^p$ ;
- к.п.д. транспорта теплового потока  $\eta_{тп}^i = Q_t^i / Q_k^i$ ;
- к.п.д. турбоагрегата  $\eta_t^i = Q^{пол} / Q_t^i$ ;
- к.п.д. энергоустановки

$$Q^p = Q_p + Q_{в.вн} + Q_{ф} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6,$$

где  $Q_p$  – теплота сгорания топлива;  $Q_{в.вн}$  – теплота, внесенная подогретым топливом;  $Q_{ф}$  – теплота, внесенная паром через форсунки.

Такое представление располагаемой теплоты котлоагрегата правомерно лишь тогда, когда слагаемые правой части уравнения не являются частью теплоты сгорания топлива. Этого нельзя сказать применительно к тепловой электрической станции, где теплота сгорания топлива последовательно преобразуется в другие виды

$$\eta_{зв} = \eta_k \eta_{тп} \eta_t = Q^{пол} / Q_p^p \text{ или } \eta_{зв} = 1 - Q^{пот} / Q_p^p.$$

Предложенный метод построения схемы и расчета показателей энергобаланса повышает точность определения технико-экономических показателей котло- и турбоагрегата и ТЭС в целом. При этом не требуется вычисление показателей "брутто", как не соответствующих строному определению энергетического баланса.

На рисунке 2 показано сравнение схем энергетических балансов отдельной и комбинированной выработки теплоты и электроэнергии.

Обозначенные на этом рисунке потери 1' и 2' можно (целесообразно) уменьшить соответственно до 1 и 2 за счет замещения отпускаемой из котельной теплоты  $Q^{пол}$  теплотой из отбора турбины для теплоснабжения потребителей, благодаря чему достигается **экономия топлива**:

$$\Delta B = B_{ккс} + B_{кот} - B_{тэц},$$

где  $B_{ккс}$ ,  $B_{кот}$ ,  $B_{тэц}$  – расход топлива соответственно на конденсационной электростанции, котельной и теплоэлектроцентрали при равенстве полезной энергии в сопоставляемых вариантах.

#### Метод оценки эффективности использования топлива в котлоагрегате

Энергетический (тепловой) баланс котельного агрегата обычно представляют в виде равенства:

$$Q_p^p = \sum_1^6 Q_i, \quad (1)$$

где  $Q_i$  – теплота, выработанная в пароводяном тракте. Потери теплоты:  $Q_1$  – с уходящими газами;  $Q_2$  – с химической неполнотой сгорания;  $Q_3$  – с механической неполнотой сгорания;  $Q_4$  – от наружного охлаждения;  $Q_5$  – со шлаком.

Согласно нормативному методу [3] располагаемая теплота котлоагрегата:

энергии, а некоторая ее часть возвращается в котлоагрегат с подогретым воздухом и топливом, а также с паром через форсунки.

В энергетическом балансе тепловой электростанции эти слагаемые следует учитывать аналогично теплоте, возвращаемой в котлоагрегат с питательной водой, то есть ее необходимо вычитать из количества теплоты, отпущенной паром. Поэтому располагаемой теплотой энергетического котлоагрегата следует считать только теплоту сгорания топлива [4]. Исходя из этого принципа, изменим вид уравнения энергетического

баланса котельного агрегата (1) и представим его так:

$$Q_p^p = \sum_1^6 Q_i - (Q_{m.ом} + Q_{m.в} + Q_{m.л} + Q_{\phi}). \quad (2)$$

Кроме выше рассмотренных слагаемых, в уравнение (2) включена теплота, внесенная в агрегат тягодутьевыми механизмами  $Q_{m.ом}$ , которую обычно не принимают во внимание при составлении баланса. Вследствие того, что теплота, внесенная с воздухом, топливом, паром и тягодутьевыми механизмами, является, как правило, частью теплоты  $Q$ , мы вправе считать действительно отпущенной из котлоагрегата теплотой величину:

$$Q_{omn} = Q_1 - (Q_{m.ом} + Q_{m.в} + Q_{m.л} + Q_{\phi}). \quad (3)$$

Если представить все слагаемые баланса (2) в процентах от теплоты сгорания топлива  $Q$ , то получим его в другом виде:

$$100 = q_1 + q_2 + \sum_3^6 q_i. \quad (4)$$

Коэффициент полезного действия брутто котлоагрегата найдем по уравнению так называемого обратного баланса, полученному путем преобразования уравнения (4):

$$\eta_{кот}^{бр} = q_1 = 100 - \left( q_2 + \sum_3^6 q_i \right),$$

которое, как следует из вышеизложенного, применимо для любых вариантов и схем использования в котлоагрегате внесенной (возвращенной) в него теплоты от турбоагрегата.

Основную долю потерь (5...10 %) в энергобалансе котлоагрегата составляют потери энергии (теплоты) с уходящими газами. Потери теплоты с уходящими газами принято определять, как разность энтальпий продуктов сгорания на выходе из котельного агрегата и холодного воздуха на входе в него, отнесенную к располагаемой теплоте котлоагрегата [5]:

$$q_2 = (I_{yx} - \alpha_{возд} I_{возд}^m) / Q_p^p,$$

где  $I_{yx}$  – энтальпия уходящих газов;  $I_{возд}^m$  – энтальпия теоретически необходимого для горения топлива воздуха;  $\alpha_{yx}$  – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах;  $Q_p^p$  – располагаемая теплота котлоагрегата.

Аналогично решают эту задачу и другие авторы [6, 7, 8], с чем *нельзя согласиться по следующим причинам.*

В процессе сгорания топлива происходит выделение теплоты и образование новых химических веществ (продуктов сгорания), отличных от исходных веществ (топлива и окислителя –

чаще всего воздуха). Выделяющаяся теплота приводит к соответствующему повышению энтальпии продуктов сгорания. В котельном агрегате теплота сгорания топлива передается от продуктов сгорания (с соответствующим снижением их температуры и энтальпии) рабочим телам, воде и водяному пару. Следовательно, в энергобалансе котельного агрегата и в соответствующих теплотехнических расчетах должно учитываться **приращение** энтальпии продуктов сгорания, а не разность энтальпии продуктов сгорания и холодного воздуха.

Поэтому потери  $q_2$  следует считать равными нулю при равенстве температур  $\vartheta_{yx} = t_{xв}$ . Такое равенство имеет место в лабораторной практике при определении теплоты сгорания топлива путем его сжигания в калориметрической бомбе, а также в проточном калориметре. Однако в котельных агрегатах потери теплоты с уходящими газами всегда имеются, поскольку в них разность температур  $\vartheta_{yx} - t_{xв} > 0$ , и потери тем больше, чем больше эта разность.

С учетом вышеизложенного мы приходим к единственно правильному определению, отражающему физическую сущность рассматриваемого процесса: **потери теплоты с уходящими газами есть приращение энтальпии этих газов (при постоянном давлении) от температуры окружающей среды (температуры холодного воздуха и топлива) до их фактической температуры.** Другими словами, **потерями теплоты с уходящими газами следует считать только то количество теплоты, которое можно получить, охладив уходящие газы при постоянном давлении до температуры окружающей среды** [4].

Руководствуясь этим принципом, выводим исходную формулу для определения потерь теплоты с уходящими газами:

$$q_2 = \Delta I_{\vartheta-t}^{nom} / Q = \sum M_i N_i C_{pmi} (\vartheta_{yx} - t_{xв}) / Q. \quad (5)$$

где  $\Delta I_{\vartheta-t}^{nom}$  – приращение энтальпии продуктов сгорания от исходной температуры холодного воздуха и топлива  $t_{xв}$  до температуры уходящих газов  $\vartheta_{yx}$  при постоянном, как правило, атмосферном давлении;  $M_i$  – молярная масса  $i$ -того компонента продуктов сгорания;  $N_i$  – количество  $i$ -того компонента продуктов сгорания;  $C_{pmi}$  – средняя массовая теплоемкость  $i$ -того компонента продуктов сгорания при постоянном давлении в диапазоне температур от  $t_{xв}$  до  $\vartheta_{yx}$ .

Позднее, в 1987 году [9] аналогичный подход к оценке теплового баланса энергоустановки был использован Райсом (*J.G. Rice* - США, штат Техас, г.Спринг), который *потери с отработавшими в газотурбинной установке газами вычисляет как разность между энтальпией отводимых от установки продуктов сгорания и энтальпией тех же продуктов сгорания, охлажденных до температуры 288 К.*

Такое определение потерь с уходящими газами имеет принципиальное значение, так как вносит существенное уточнение в понятие энергетического баланса энергоустановки, сложившееся в научно-технической и учебной литературе в СНГ.

Для практической оценки потерь теплоты с уходящими газами нужна относительно простая, но достаточно точная зависимость, учитывающая состав газов и их теплофизические свойства. В этих целях автором:

1) составлена формула с соблюдением закона сохранения энергии, то есть с учетом всей

$$G_{yx} = \sum M_i N_i = 44,01CO_2 + 18,02H_2O + 32,00O_2 + 28,15 \cdot 3,76N_2 + w, \quad (6)$$

где  $CO_2 = \frac{n}{n+m/4} = \frac{1-\bar{h}}{1+2\bar{h}}$ ;  $H_2O = \frac{m/2}{n+m/4} = \frac{6\bar{h}}{1+2\bar{h}}$ ;

$$O_2 = \alpha_{yx} - 1; \quad N_2 = \alpha_{yx}; \quad \bar{h} = \frac{H}{C+H}.$$

Массу балластной влаги *w* удобно выражать через теплоту сгорания топлива:

$$w = W^{y\partial} q_{mc}^e,$$

где  $W^{y\partial} = W^p / Q_e^p$  – влажность топлива, приведенная к единице высшей теплоты сгорания рабочей массы топлива, значение которой обычно находится в пределах 0...100 кг/ГДж;  $W^p$  – влажность рабочей массы топлива перед его поступлением в горелки, %;  $Q_e^p$  – высшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг.

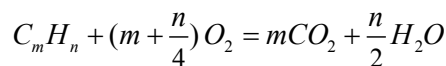
В связи с тем, что часть углерода в топливе связана с кислородом, будем считать, что в уходящих газах содержится  $\alpha_{CO_2}$  киломолей  $CO_2$ . В расчетах можно принимать следующие значения коэффициента  $\alpha_{CO_2}$  (табл. 1).

$$q_2 = \left[ (K'\alpha_{yx} + C' + 1,92 \cdot 10^{-6} W^{y\partial}) (g_{yx} - t_{x\partial}) K_{\Delta C} + 2360 \frac{w + 18H_2O}{q_{mc}^e} \right] \times \\ \times [1 - 0,01(q_3 + q_4)] \cdot 10^2, \quad (7)$$

доли высшей теплоты сгорания использованного топлива, теряемой с уходящими газами;

2) составленная формула изменена так, что в ней в явном виде показана зависимость потерь теплоты с уходящими газами от потерь теплоты сгорания топлива на парообразование влаги, образующейся в процессе сгорания углеводов, с одной стороны, и содержащейся в рабочей массе топлива, с другой.

Применив уравнение стехиометрического горения углеводов



к реальным условиям, в которых для горения подается влажное топливо, а вместо кислорода используется воздух ( $O_2 + 3,76N_2$ ) в количестве

$\alpha_{yx}$ , можно найти массу уходящих газов, образующихся при вступлении топлива в реакцию горения с одним киломолем кислорода (кг/кмоль  $O_2$ ):

Примем теплоемкость сухих продуктов сгорания топлива по рисунку 4 при 100 °С, теплоемкость водяного пара 1,92 кДж/(кг·К) при его парциальном давлении в уходящих газах 20 кПа, а теплоту парообразования воды 2360 кДж/кг при парциальном давлении 20 кПа.

Таблица 1

Значения коэффициента  $\alpha_{CO_2}$

Топливо	$\alpha_{CO_2}$
Дрова	1,46
Торф	1,28
Угли и сланцы	1,10
Антрацит и полуантрацит	1,00
Мазут и газы	1,00

На основании (5) и (6) выведем в общем виде формулу для подсчета потери  $q_2$  в процентах высшей теплоты сгорания топлива  $q_{mc}^e$ :

где  $K' = \frac{135,75}{q_{mc}^6}$ ;

$$C' = \frac{40,35\alpha_{CO_2}CO_2 + 34,54H_2O - 29,74}{q_{mc}^6};$$

$K_{\Delta C}$  – коэффициент, учитывающий зависимость теплоемкости газов от их температуры (рис. 5). В практических расчетах этот коэффициент можно всегда принимать равным единице, от которой он отклоняется очень незначительно;  $\vartheta_{yx}$ ;  $\alpha_{yx} = \alpha_{nn} + \Delta\alpha$  – температура уходящих газов, °С, и коэффициент избытка воздуха в уходящих газах на выходе из дымососа;  $\alpha_{nn}$  – коэффициент избытка воздуха на выходе из пароперегревателя;  $\Delta\alpha$  – доля присосов воздуха в газовый тракт между пароперегревателем и дымососом.

При наличии химического и механического недожога  $q_3$  и  $q_4$  в горении участвует только доля топлива, равная  $1 - 0,01(q_3 + q_4)$ .

Исходя из современного состояния техники и ближайших перспектив ее развития, очевидно, есть основания **констатировать следующее:**

- использование теплоты парообразования воды, образующейся при сгорании углеводородов, в сколько-нибудь значительном масштабе

$$q_2 = \left[ (K\alpha_{yx} + C + 1,92 \cdot 10^{-2} W^p) (\vartheta_{yx} - t_{xв}) + 23,6 K_{H_2O} \right] \times \\ \times \frac{[1 - 0,01(q_3 + q_4)] \cdot 10^{-2}}{1 - (1 - K_{H_2O}) 23,6 \cdot 10^{-4} W^p}, \quad (8)$$

где  $K = \frac{135,75}{q_{mc}^6} \cdot 10^4$ ;

$$C = \frac{40,35\alpha_{CO_2}CO_2 + 34,54H_2O - 29,74}{q_{mc}^6} \cdot 10^4;$$

$W^{np} = \frac{W^p}{Q_p^p} \cdot \frac{q_{mc}^6}{q_{mc}^6} \cdot 10^4$  – влажность топлива, приведенная к единице высшей теплоты сгорания горючей массы топлива, кг/ГДж;  $q_{mc}^H$  – низшая теплота сгорания сухой горючей массы топлива, МДж/кмоль  $O_2$ ;  $K_{H_2O}$  – коэффициент, учитывающий долю теплоты парообразования рабочей

$$q_2 = \left[ (K\alpha_{yx} + C + 1,92 \cdot 10^{-2} W^p) (\vartheta_{yx} - t_{xв}) + 23,6 W^p \right] \times \\ \times [1 - 0,01(q_3 + q_4)] \cdot 10^{-2}, \quad (9)$$

Если же оставить значение  $K_{H_2O} = 0$ , то формула (9) примет следующий вид:

пока неосуществимо, поэтому ее нецелесообразно учитывать в энергобалансе энергетических котельных агрегатов в качестве соответствующей доли располагаемой теплоты;

- количество влаги в рабочей массе топлива можно уменьшить (и практически уменьшают) на стадии его подготовки к сжиганию путем подсушки паром, горячим воздухом, уходящими газами, поэтому в энергобалансе необходимо учитывать теплоту, затрачиваемую на испарение влаги топлива, как часть располагаемой теплоты.

Чтобы соблюсти указанные условия, необходимо в формуле (7):

- исключить слагаемое  $18H_2O$ ;

- правую часть формулы умножить на величину

$$\frac{q_{mc}^6}{q_{mc}^H [1 - (1 - K_{H_2O}) 2360 \cdot 10^{-6}]},$$

после чего получим искомую формулу потерь теплоты с уходящими газами в процентах:

влаги топлива, отнесенную к располагаемой теплоте котлоагрегата.

Согласно вышеизложенным принципам в формуле (7) следует принимать значение  $K_{H_2O} = 1$ . В настоящее же время в формулах для определения неявно принято значение  $K_{H_2O} = 0$ , что искажает фактическое положение дел и не содействует более эффективному использованию топлива, его экономии.

Подставив в формулу (8) значение  $K_{H_2O} = 1$ , получим в окончательном виде формулу потери теплоты с уходящими газами в процентах:

$$q_2 = \left[ (K\alpha_{yx} + C + 1,92 \cdot 10^{-2} W^p) (g_{yx} - t_{x6}) \right] \frac{[1 - 0,01(q_3 + q_4)] \cdot 10^{-2}}{1 - 23,6W^p}.$$

В настоящее время при определении потерь с уходящими газами слагаемое  $23,6W^p$  не учитывается. Для сухого топлива  $W^p = 0$ , тогда при  $q_3 = q_4 = 0$  получим:

$$q_2 = [(K\alpha_{yx} + C)(g_{yx} - t_{x6})] \cdot 10^{-2}. \quad (10)$$

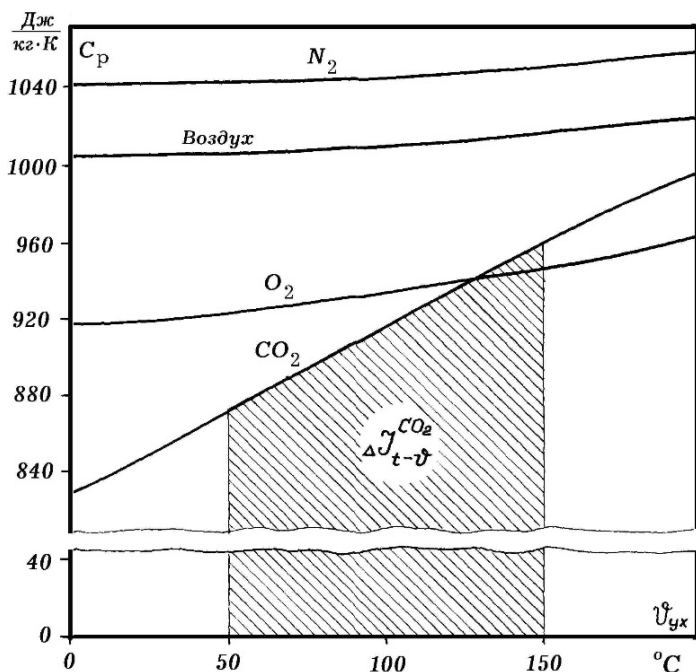


Рис. 4. Теплоемкость газов и сухих продуктов сгорания топлива

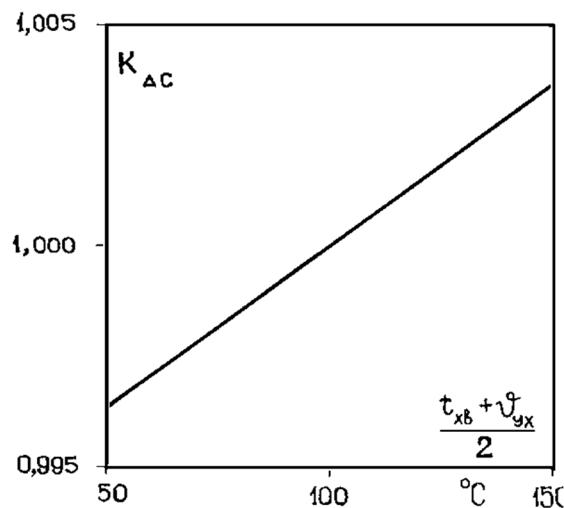


Рис. 5. Зависимость теплоемкости газов от их температуры

Формула, предложенная Я.Л. Пеккером [7], имеет следующий вид:

$$q_2 = \left[ (K\alpha_{yx} + C) \left( g_{yx} - \frac{\alpha_{yx}}{\alpha_{yx} + b} t_{x6} \right) \right] A_t (1 - 0,01q_4) \cdot 10^{-2}. \quad (11)$$

В этой формуле  $K$ ,  $C$  и  $b$  – коэффициенты, зависящие от сорта и приведенной влажности топлива;  $A_t$  – поправочный коэффициент, учитывающий влияние температуры на теплоемкость продуктов сгорания; в пределах температур  $g_{yx} = 150 \pm 30$  °C этот коэффициент отличается от единицы незначительно:  $A_t = 0,996 - 1,004$ .

Согласно действующему РД 34.08.552-95 (с изм. от 15.05.1998) "Методические указания по составлению отчета электростанции и акционерного общества энергетики и электрификации о тепловой экономичности оборудования" потери теплоты с уходящими газами  $q_2$  (%) определяются по формуле:

$$q_2 = (K\alpha_{yx} + c) \left( t_{yx} - \frac{\alpha_{yx}}{\alpha_{yx} + b} t_{x6} \right) (0,9805 + 0,00013t_{yx}) (1 - 0,01q_4) K_Q 10^{-2} + \Delta q_{237} \quad (12)$$

При  $t_{yx} = 150$  °C,  $q_4 = 0$ ,  $K_Q = 1$ ,  $\Delta q_{237} = 0$  формула (12) приобретает вид формулы Я.Л. Пеккера (11).

Усредненные значения коэффициентов  $K$  и  $C$ , входящих в формулы (10, 11, 12), для разных видов топлива приведены в таблице 2.

О погрешности используемой в настоящее время формулы определения потерь теплоты с уходящими газами согласно РД 34.08.552-95 и [4,

7] можно судить по рис. 6, на котором показаны углеродсодержащие виды топлива с соответствующими массовыми долями водорода в них: А – антрацит; ПА – полуантрацит, К – каменный уголь; Б – бурый уголь; М – мазут, Т – торф, С – сланцы; Д – дрова, СГ – сжиженные газы; НЗГ – нефтезаводские газы; ПГ – попутные газы; Пр – природные газы.

Однако не следует забывать о погрешности, возникающей из-за использования в расчетах не фактических, а расчетных значений присосов воздуха в газовый тракт котлоагрегата. Следовательно, для повышения точности необходимо изменить способ измерения потерь теплоты с уходящими газами так, чтобы исключить или уменьшить влияние присосов воздуха на результаты

измерения. Этой цели можно добиться, если производить измерения температуры уходящих газов в сечении газохода, например, перед воздухоподогревателем. Но в этом случае необходимо учитывать часть теплоты уходящих газов, получаемой воздухом в воздухоподогревателе и возвращаемой в котлоагрегат через горелки.

Таблица 2

Усредненные значения коэффициентов К и С, входящих в формулы (9, 10, 11), для разных видов топлива

Топливо	Рекомендуемые значения		Используемые на практике [7]; РД 34.08.552-95	
	К	С	К	С
Антрациты	3,50	0,30	3,5	0,32
Полуантрациты, тощие угли	3,47	0,32	3,5	0,32
Каменные угли	3,39	0,40	3,5	0,4
Бурые угли	3,38	0,45	3,46	0,51
Сланцы	3,37	0,45	3,45	0,65
Торф	3,37	0,62	3,42	0,76
Дрова	3,37	0,78	3,33	0,8
Мазут	3,37	0,44	3,494	0,437
Газы: сжиженные	3,39	0,52	—	—
нефтезаводские	3,41	0,55	—	—
попутные	3,48	0,59	3,52	0,62
природные	3,508	0,617	3,53	0,60

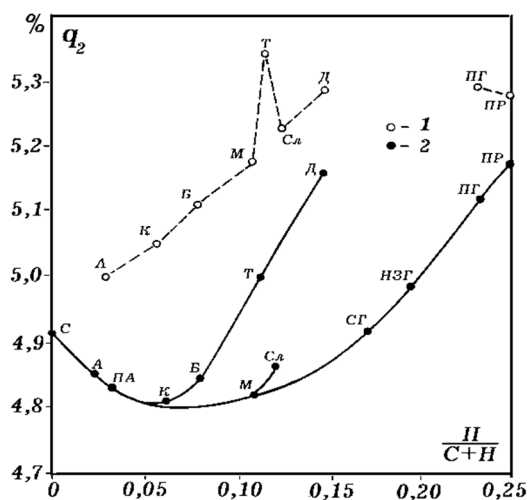


Рис. 6. Потери теплоты с уходящими газами  $q_2$  в зависимости от вида топлива:

1 – по формуле Я.Л. Пеккера [7] и РД 34.08.552-95; 2 – по разработкам автора, формула (9).

$$\alpha_{yx} = 1,3; \quad t_{xв} = 20^\circ\text{C}; \quad \mathcal{G}_{yx} = 120^\circ\text{C}; \quad W^p = 0.$$

В заключение обратим внимание еще на один аспект определения потерь теплоты с уходящими газами. К.п.д. энергетического котлоагрегата есть показатель эффективности использования в нем теплоты сгорания топлива. Поскольку теплоту сгорания топлива определяют по методу ВТИ для условий, в которых давление исходных продуктов (окислитель и топливо) и

продуктов сгорания одинаково, то и к.п.д. котлоагрегата должен определяться при таких же условиях. Следовательно, параметры продуктов сгорания (температуру, избытки воздуха и др.) следует измерять в точке, в которой их давление равно давлению воздуха перед воздухозаборным устройством дутьевого вентилятора. Поскольку дымосос затрачивает работу на сжатие продуктов сгорания до давления исходного холодного воздуха (окружающей среды), потребленную им, также, как и дутьевым вентилятором, энергию следует учитывать, как внесенную (возвращенную) в котлоагрегат.

**Выводы.** Разработаны методы построения схем энергетического баланса тепловой электростанции и оценки эффективности использования топлива в котлоагрегате, повышающие точность расчетов энергоэффективности технологических процессов, являющихся ключевыми в централизованном теплоснабжении городов и поселений.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Белинский С.Я., Липов Ю.М. Энергетические установки электростанций. Учебник для вузов. М.: Энергия, 1974. 304 с.
2. Горшков А.С. Техничко-экономические показатели тепловых электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1984. 240 с.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. Коллектив авторов; под



ред. Н.В. Кузнецова и др. - 2-е изд., перераб. Ре-принтное воспроизведение издания 1973 г. М.: ЭКОЛИТ, 2011. 296 с.

4. Буланин В.А. Некоторые вопросы анализа энергобаланса ТЭС // В кн.: Проблемы общей энергетики и топливно-энергетического комплекса. Труды Энергосетьпроекта, выпуск 12. М.: 1979. С. 10–20.

5. Саламов А.А. Перспективы развития электростанций на органическом топливе // Электрические станции. 1993. № 8. С. 60–64.

6. Логинов Б.И. Номограмма для определения потери теплоты с уходящими газами // Электрические станции. 1960. № 8.

7. Пеккер Я.Л. Теплотехнические расчеты по приведенным характеристикам топлива (обобщенные методы). М.: Энергия, 1977, 256 с.

8. Равич М.Б. Эффективность использования топлива. М.: Наука, 1977. 344 с.

9. Райс (J.G.Rice). Термодинамическая оценка циклов совместной выработки теплоты и электроэнергии в газотурбинных установках. Часть 1 - Расчет по методу теплового баланса (Тр. амер. общ. инженеров-механиков. Энергетические машины и установки. 1987. №1. С. 1–10.

#### Информация об авторах

**Буланин Владимир Анатольевич**, кандидат технических наук. Генеральный директор ООО «Инновационные технологии – Энергетика». E-mail: v\_bulanin@mail.ru. Россия, 308007, г. Белгород, ул. Мичурина, 56.

Поступила в июне 2019 г.

© Буланин В.А., 2019

#### **Bulanin V.A.**

LLC «Innovative technologies – Energy»  
Russia, 308007, Belgorod, str. Michurina, 56  
E-mail: v\_bulanin@mail.ru

### **METHOD OF ANALYSIS OF ENERGY POTENTIAL OF THERMAL ENERGY SOURCE FOR HEAT SUPPLY**

**Abstract.** *The main sources of thermal energy for the heat supply of cities and settlements are fuel-based thermal power plants and boilers. The article provides an analysis of the energy balance of a power plant in connection with the need to minimize the cost of fuel and electricity for heat supply. New analytical expressions comprehensively characterizing the efficiency of a power plant are developed. The analytical assessment of the impact of energy costs for the boiler needs on the energy balance of thermal power plant is made; methods for constructing schemes of the energy balance of thermal power plant and assessment of fuel efficiency in the boiler are designed. Attention is paid to errors arising from the use of the calculated values of air suction in the gas path of the boiler, and not the actual ones. Therefore, it is proposed to change the method of measuring heat loss with flue gases in order to eliminate or reduce the effect of air suction on the measurement results, taking into account the part of the flue gas heat received by the air in the air heater and returned to the boiler through the burner. The methods increasing accuracy of calculations of energy efficiency of the technological processes which are key in the centralized heat supply of the cities and settlements are developed.*

**Keywords:** *heat supply, heating, fuel, thermal power plant, energy balance, combined production, cogeneration.*

#### **REFERENCES**

1. Belinsky S.Y., Lipow Y.M. Power plant power plants [E`nergeticheskie ustanovki e`lektrostantsij]. Textbook for universities. M.: Energy, 1974. 304 p. (rus)

2. Gorshkov A.S. Technical and economic indicators of thermal power plants [Texniko-e`konomicheskie pokazateli teplovy`x e`lektrostantsij]. M.: Energoatomizdat, 1984. 240 p. (rus)

3. Thermal calculation of boiler units. Normative method [Teplovoj raschet kotel`ny`x agregatov.

Normativny`j metod]. group of authors; ed.In. Kuznetsova et al. 2nd ed., revised / Reprint edition 1973. M : EKOLIT, 2011. 296 p. (rus)

4. Bulanin V.A. Some problems of the analysis of the energy balance of thermal power plant. In book.: Problems of General energy and fuel and energy complex. Proceedings of the power grid Project, issue 12. M.: 1979. Pp. 10–20. (rus)

5. Salamov A.A. Prospects of development of power plants on organic fuel [Perspektivy` razvitiya e`lektrostantsij na organicheskom toplive]. Power plants. 1993. No. 8. Pp. 60–64. (rus)

6. Loginov B.I. Nomogram for determination of heat loss with outgoing gases [Nomogramma dlya opredeleniya poteri tepla s uxodyashhimi gazami]. Power stations, 1960, № 8. (rus)

7. Pekker Ya.L. heat Engineering calculations on the given fuel characteristics (generalized methods) [Teplotexnicheskie raschety` po privedenny`m karakteristikam topliva (obobshhenny`e metody)]. M.: Energy, 1977. 256 p. (rus)

8. Ravich M.B. Fuel use efficiency [E`ffektivnost` ispol`zovaniya topliva]. Moscow: Science, 1977. 344 p. (rus)

9. Rice (J.G. Rice). Thermodynamic evaluation of the cycles of joint heat and power generation in gas turbine plants [Termodinamicheskaya ocenka ciklov sovmestnoj vy`rabotki tepla i e`lektroe`nergii v gazoturbiny`x ustanovkax]. Part 1 - Calculation by the method of heat balance (Tr. Amer. Ls. of mechanical engineers. Power machines and installations. 1987. No. 1. Pp. 1–10. (rus)

*Information about the authors*

**Bulanin, Vladimir A.** PhD. General Director LLC "Innovative technologies – Energy". E-mail: v\_bulanin@mail.ru. Russia, 308007, city Belgorod, str. Michurina, 56.

---

*Received in June 2019*

**Для цитирования:**

Буланин В.А. Метод анализа энергетического потенциала источника тепловой энергии для теплоснабжения // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2019. № 10. С. 74–83. DOI: 10.34031/article\_5db3dec6d4a347.72433966

**For citation:**

Bulanin V.A. Method of analysis of energy potential of thermal energy source for heat supply. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2019. No. 10. Pp. 74–83. DOI: 10.34031/article\_5db3dec6d4a347.72433966