

Из рис. 2-5 следует, что нормальные и касательные напряжения превосходят температурное давление $K\alpha t_0$ и существенно зависят от координат r и z . Исключение составляют нормальные напряжения R_r и B_β , которые описываются практически одинаковыми кривыми в любом сечении, перпендикулярном оси z (см. рис. 2, 3).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Мелан Э., Паркус Г. Термоупругие напряжения, вызываемые стационарными температурными полями. М. 1958.

УДК 621.311

Никитин В.Л.

УМЕНЬШЕНИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ПРИ РАБОТЕ КОТЛОАГРЕГАТОВ

Известные методы анализа работы котельных установок, основанные на применении различных коэффициентов полезного действия (КПД), имеют существенный недостаток - с помощью этих КПД трудно, а в ряде случаев и невозможно определить место возникновения той или иной потери энергии и причины её возникновения. Поэтому, анализ работы котельной установки, кроме: 1) материального баланса, позволяющего определить количество рабочего тела, участвующего в каждом отдельном процессе и 2) теплового баланса, с помощью которого определяется количество теплоты, отводимой или подводимой в процессе работы, должен включать 3) эксергетический баланс, позволяющий определить эффективность каждого процесса с точки зрения получения максимальной полезной механической работы, а также потери работы в каждом отдельном процессе, вызванные той или иной реальной необратимостью. Уравнение эксергетического баланса составляется подобно тепловому балансу в целом и для отдельных процессов. В этом уравнении учитывается только работоспособная в данных условиях окружающей среды часть энергии (эксергия). В общем виде эксергия израсходованной теплоты Q_2 горячего источника будет иметь вид [1]

$$E_q = Q_2 - T_0 \cdot \Delta S_2, \quad (1)$$

где T_0 - абсолютная температура окружающей среды как бесконечно ёмкого холодного источника, К;

ΔS_2 - уменьшение энтропии горячего источника, вызванное отводом теплоты Q_2 .

Эксергия отданной каким-либо теплоносителем теплоты определяется через его энтальпию i и энтропию s

$$\Delta E_m = G \cdot [i_1 - i_2 - T_0 \cdot (s_1 - s_2)], \quad (2)$$

где индексами 1 отмечаются начальное и 2 - конечное состояние теплоносителя; G - его масса.

В том случае, когда в процессе подводится теплота различных потенциалов, что бывает в комбинированных энергетических установках, израсходованная эксергия определяется как сумма их эксергий

$$\Delta E_{изр} = E_q + \sum \Delta E_{под}, \quad (3)$$

где E_q - эксергия, отведённая от горячего источника теплоты;

$\sum \Delta E_{под}$ - эксергия, подведённая от других источников.

2. Боли Б., Уэйнер Дж. Теория температурных напряжений. М. 1964.
3. Карслоу Д., Егер Д. Теплопроводность твердых тел. М. 1964.
4. Новацкий В. Теория упругости. М. 1975.
5. Подстригач Я.С., Коляно Ю.М. Обобщенная термомеханика. Киев. 1976.
6. Таблицы физических величин. Справочник. Под редакцией И.К. Кикоина. М. 1976.

Эксергетический анализ процесса горения, представляющий собой применение основных законов термодинамики к техническим задачам, позволяет лучше понять возникающие в этом процессе термодинамические потери. Как показано в [2], потери эксергии при сжигании топлива в топочном устройстве складываются из двух частей: из потерь эксергии в процессе горения и из потерь эксергии при охлаждении продуктов сгорания (т.е. при теплопередаче и потери с уходящими газами). При этом, величина потерь эксергии при горении зависит от двух параметров: от коэффициента избытка воздуха и температуры воздуха. Потери эксергии растут с увеличением коэффициента избытка воздуха и уменьшаются при увеличении температуры воздуха, т.е. при горении в предварительно подогретом воздухе. Как видно из эксергетического анализа работы котлоагрегата, приведённого в [2], котёл оказывается источником больших эксергетических потерь, что вообще не находит отражения в энергетическом КПД котла. К этим потерям относятся:

1. Потери эксергии при горении (~ 30 %);
2. Потери эксергии при теплопередаче (~ 25 %);
3. Потери эксергии с уходящими газами (~ 5 %).

На рис.1 представлены потоки эксергии и энергии в котле, соответствующие горению без подогрева воздуха при температуре уходящих газов 150°C .

Как видно из рис.1, водяному пару передаётся только небольшая часть эксергии топлива, причём энергия, воспринятая водяным паром в форме тепла, состоит из эксергии меньше, чем наполовину. Следовательно, все меры по улучшению работы энергетических установок должны быть направлены прежде всего на уменьшение больших потерь эксергии в котлоагрегатах.

Для снижения потерь эксергии, возникающих в котлах при горении топлива и при передаче тепла от продуктов сгорания к водяному пару, имеются два эффективных мероприятия: промежуточный перегрев пара и комбинированный подогрев воздуха и питательной воды. Обе эти меры приводят к повышению среднетермодинамической температуры T_m рабочего тела при восприятии тепла. При этом повышается температурный уровень пара в котле, что снижает потери эксергии при передаче тепла от продуктов сгорания к пару за счёт уменьшения температурного напора и тем самым, повышает эксергетический КПД котла. Но упомянутые мероприятия являются очень затратными, как в конструктивном, так и в эксплуатационном отношении.

Никитин Вячеслав Леонидович. Начальник Восточной районной котельной №1, филиала РВП Брестэнерго, Брестские тепловые сети, аспирант Брестского государственного технического университета. Беларусь, БГТУ, 224017. г. Брест, ул. Московская, 267.

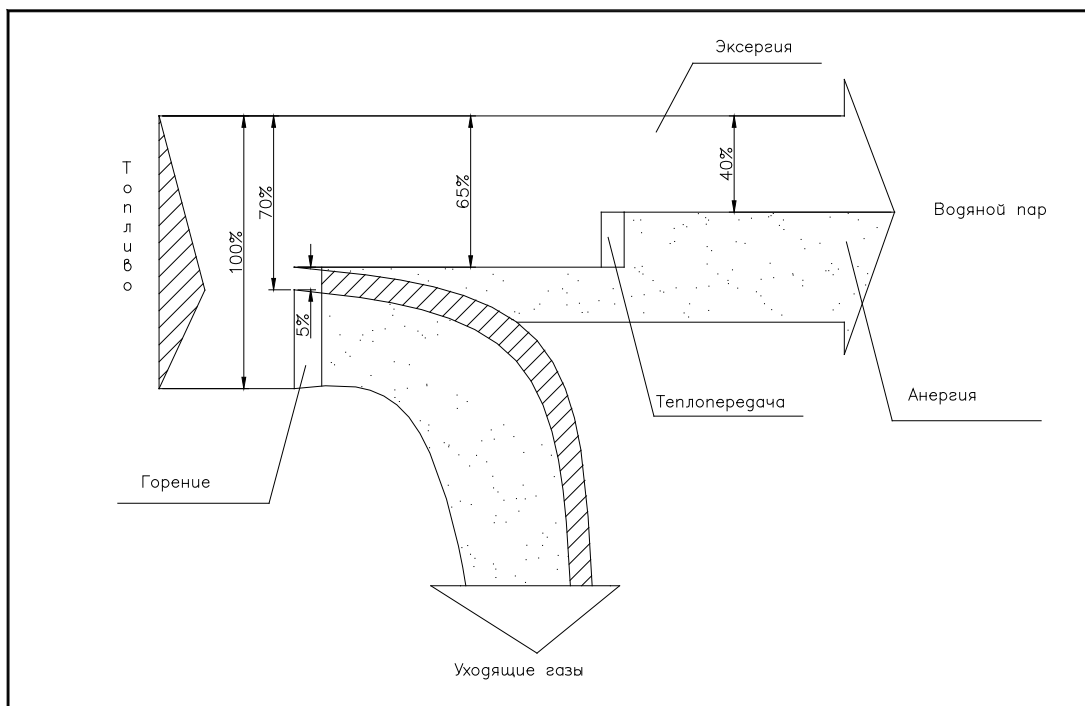


Рис. 1. Эксергетическая диаграмма работы котла

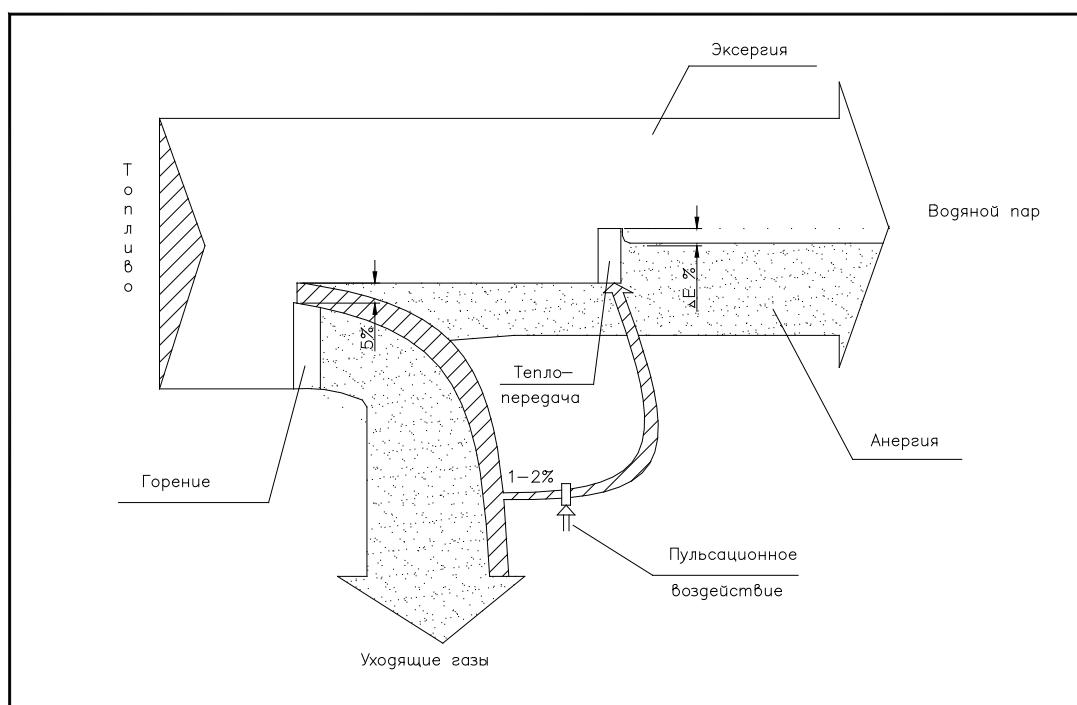


Рис. 2. Потoki эксергии при интенсификации теплопередачи

Как известно, использование нестационарных процессов позволяет получить результат более простыми методами. В самом деле, согласно рис. 1, следует выделить два процесса, сопровождаемых большими потерями эксергии: горение и теплопередача. При горении снижение потерь эксергии может быть достигнуто путём создания автоколебаний или принудительных колебаний. При этом часть энергии продуктов сгорания переходит в механическую работу потока продуктов сгорания (например, для перемещения газов в турбине, для про-

хода продуктов сгорания через поверхности нагрева и т.п.). Оценить эксергетический КПД процесса пульсирующего горения по отношению к стационарному можно выражением, как показано Северяниным В.С. в [3]

$$\eta_{ex}^{n2} = \frac{L_{n2}}{G_2 \cdot c_p \cdot (T^{cm} - T^{n2})}, \quad (4)$$

где L_{n2} - выделяющаяся работа;

G_2 - расход газа;

c_p - теплоемкость;

$(T^{cm} - T^{n2})$ - снижение температуры при пульсирующем горении, по сравнению со стационарным горением.

Хотя величина η_{ex}^{n2} для реальных случаев мала [4], но механической работы вполне хватает для работы огневого устройства без тягодутьевых механизмов, и более того, для прохождения газов через поверхности нагрева. Однако для реализации этого достоинства топки котлов должны быть выполнены определённой конструкции (например, как камеры пульсирующего горения). Эксергетическое преимущество пульсирующего горения обобщено в [3].

Для существующих котлов совершенствование можно вести на основе улучшения процесса теплопередачи, где потери эксергии обусловлены в основном наличием имеющегося температурного напора (разностью температур продуктов сгорания и рабочего тела). Без снижения тепловой мощности это достигается интенсификацией теплообмена при помощи пульсаций, включением в работу всей поверхности нагрева, поддержанием чистоты теплообменных поверхностей.

Учитывая это, было предложено усовершенствовать работу котлоагрегатов, путём уменьшения эксергетических потерь при теплопередаче и использования части эксергии уходящих газов, где часть дымовых газов котла после конвективных поверхностей нагрева направляется опять в топку котла с наложением на них пульсационного воздействия [5]. На практике это выглядит следующим образом. В филиале РУП Брестэнерго Брестские тепловые сети, на Восточной районной котельной №1 изменяется схема рециркуляции дымовых газов котла ПТВМ-50 с применением пульсационного воздействия. Существующая схема рециркуляции дымовых газов предусматривает подачу рециркулируемых газов отдельным дымососом в шахту забора воздуха дутьевыми вентиляторами котла, где они смешиваются с воздухом и поступают далее на горелочные устройства. В изменённой схеме, часть рециркулируемых газов по-прежнему подаётся в шахту забора воздуха и далее на горелочные устройства. Другая часть, по отдельности смонтированному трубопроводу, через сопла подаётся вверх топке со стороны боковых экранов. При этом, с помощью клапана специальной конструкции, установленного на этом трубопроводе, поток газов приобретает пульсирующий характер. Этот клапан состоит из заслонки и тяги, подключенной к соленоиду. Основное требование к клапану, обеспечить не синусоидальное открытие и закрытие заслонки, а создать скоротечный импульс прерывания потока. Алгоритм открытия и закрытия клапана задаётся системой управления соленоидом.

Ввод в топку части охлаждённых дымовых газов, отобранных между первым и вторым пакетами или за вторым пакетом конвективной части (по ходу газов), позволяет снизить температурный уровень топочных газов, а также увели-

чить скорость газов в конвективных поверхностях нагрева. Кроме этого, подача газов рециркуляции в верхнюю часть топки, охлаждая топочные газы, уменьшает неравномерности температурного поля в выходном сечении топки и разверку температуры металла конвективных поверхностей нагрева, тем самым, защищая поверхности нагрева от тепловых перегрузок в котлах башенной компоновки; а также устраняет или уменьшает наружное загрязнение конвективных поверхностей нагрева. А пульсационное воздействие на поток дымовых газов, как и пульсирующее горение, являясь нестационарным режимом, способствует интенсификации теплообменных процессов.

В этом случае потоки эксергии в котле несколько изменятся, эксергетическая диаграмма показана на рис. 2.

Как видно из рис. 2 к рабочему телу (водяной пар или нагретая вода для систем отопления) подводится дополнительная эксергия от уходящих газов и эксергия от пульсационного воздействия. Кроме этого, за счёт нестационарности данного потока продуктов сгорания происходит интенсификация теплообменных процессов в конвективных поверхностях нагрева, что должно привести к уменьшению температурного напора между газами и рабочим телом, а следовательно, уменьшить потери эксергии при теплопередаче.

Технико-экономический эффект от реализации предложения оценивается уменьшением расхода топлива при прежней тепловой мощности котлоагрегата за счёт использования части эксергии уходящих газов и интенсификации теплообменных процессов в конвективных поверхностях нагрева котла, путём пульсационного воздействия на поток продуктов сгорания. Количественное значение эффекта можно найти, составив тепловой и эксергетический балансы котлоагрегата до и после предложенного усовершенствования или проведя исследования на экспериментальной установке.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Андрищенко А.И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. Москва. Высшая школа, 1985. С.31.
2. Бэр Г.Д. Техническая термодинамика. Москва. Мир, 1977. С.432,450.
3. Отчёт по госбюджетной работе по Межвузовской программе фундаментальных исследований «Приоритет» «Разработать теоретические основы и принципы формирования эффективных систем производства, передачи и потребления электрической и тепловой энергии в условиях дефицита энергоресурсов». Руководитель Северянин В.С. Брест, 1998. 2 этап. С.14.
4. Северянин В.С. Установки пульсирующего горения. Вестник МГТУ им. Баумана. Серия Машиностроение, 1995. №1. С.34.
5. Северянин В.С., Никитин В.Л.. Способ работы котлов. Заявка на патент РБ. № а 20010642 от 24.07.01 г.4

УДК 662.76

Тимошук А.Л.

О ПРОБЛЕМАХ И ПЕРСПЕКТИВАХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ

В настоящее время в мире 86% энергии получают при сжигании различных видов топлив, причём 61% мирового производства энергии выпадает на долю природного газа и нефти. Поэтому сегодня особенно актуально дальнейшее ис-

следование процессов горения, особенно в направлении снижения стоимости и выбросов вредных веществ, повышения регулируемости, эффективности и компактности топливосжигающего оборудования.

Тимошук Александр Леонидович. Аспирант каф. водоснабжения, водоотведения и теплоснабжения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.