

# ТЕОРИЯ ТЕПЛООБМЕНА В КОНВЕКТИВНОЙ ЧАСТИ ЖАРОТРУБНЫХ КОТЛОАГРЕГАТОВ С ТУПИКОВОЙ ТОПКОЙ

**В.Н. Качан, д.т.н., профессор; А.В. Лукьянов, д.т.н., профессор;  
Е.В. Конопацкий, к.т.н., доцент**

ГОУ ВПО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»

**Аннотация.** Продолжена разработка методики геометрического моделирования тепломассообменных процессов в жаротрубных котлоагрегатах. Данная методика позволит упростить расчёт теплообмена для различных видов топлива, отличающихся теплотой сгорания от заводской паспортной характеристики, и оптимизировать конструктивные элементы в конвективной части котлов малой мощности. Путём изменения места расположения горелки в топочной части можно достигать паспортной мощности и максимально возможного КПД при использовании топлив с разным значением теплоты сгорания.

**Ключевые слова:** тепловой баланс, тепловые потоки, жаротрубный котлоагрегат, конвективная часть, топочная камера, теплота сгорания топлива, число Рейнольдса, коэффициент турбулентности



**Качан**  
Владимир Николаевич



**Лукьянов**  
Александр Васильевич



**Конопацкий**  
Евгений Викторович

**Формулировка проблемы.** Жаротрубные котлоагрегаты небольшой мощности получили широкое распространение. При их эксплуатации часто возникает необходимость использовать другие виды топлива, имеющие отличную от заводской (паспортной) теплоту сгорания. В таких условиях жаротрубный котлоагрегат требует дополнительной настройки для обеспечения необходимой мощности и максимального КПД. Возникает ситуация, при которой для достижения требуемой мощности необходимо изменить конструкцию элементов конвективной части котлоагрегата (например, количества и диаметра конвективных трубок). В некоторых случаях эта проблема может быть решена подбором горелки. Однако диапазон изменения такой настройки находится в небольших пределах и поэтому подходит для тех видов топлив, которые имеют близкие значения по теплоте сгорания. Следует отметить, что по данным [1] на постсоветском пространстве используются около 40 газопроводов различных месторождений с различным составом газа и, следовательно, с различной низшей теплотой сгорания, которая варьируется от 28,3 до 47 МДж/м<sup>3</sup>. Такие перепады низшей теплоты сгорания невозможно нивелировать только с помощью настройки горелки. Тем не менее, эта проблема может быть решена и без внесения изменений в конструкцию котла с помощью регулировки места расположения ядра факела внутри топочной части жаротрубного котлоагрегата.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Способам моделирования и расчёту котлоагрегатов посвящено достаточное количество работ. Например,

в работах [1-3] используется нормативный расчёт теплогенерирующих установок. Эти исследования представляют собой комплексный подход к тепловому, конструктивному, поверочному и другим расчётам жаротрубного котлоагрегата. В ранее опубликованных статьях [4, 5] была изложена геометрическая теория теплоотдачи в топочном пространстве котла с тупиковой топкой. Путём такого моделирования взамен общепринятых эмпирических формул [1-3] получена теоретическая формула для определения интегрального коэффициента теплопереноса  $K_T$ :

$$K_T = \frac{Q_T}{Q_P} = 1 - \frac{d_T \left( \sqrt{d_T^2 + 4l_{XB}^2} - 2l_{XB} \right)}{2(d_T^2 + 4l_{XB}^2)}, \quad (1)$$

где:  $Q_P^p$  и  $d_T$  – располагаемая рабочая теплота сгорания топлива и количество теплоты, воспринятой поверхностью нагрева топки для передачи её теплоносителю – воде, которая омывает топку и конвективную части котлоагрегата, кДж/м<sup>3</sup>;  
 $d_T$  – диаметр топки, м;  
 $l_{XB}$  – хвостовая часть длины топки  $l_T$ , расположенная у выхода из топки и облучаемая тепловым потоком под углом  $\varphi$  и равная:  $l_{XB} = 0,5d_T \operatorname{tg} \varphi$ .  
 Отметим, что угол  $\varphi$  зависит от места расположения горелки в топке (рис. 1).

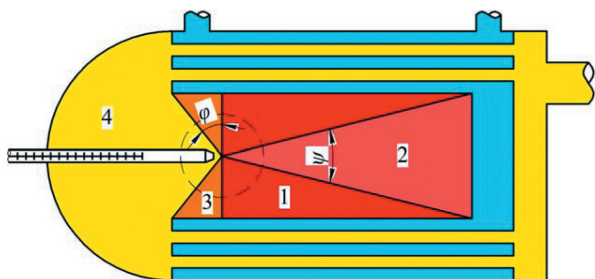


Рис. 1. Зоны теплопереноса в топке

На рис. 1 показаны ядро (сфера) факела и четыре зоны переноса теплоты излучением по длине топки жаротрубного котлоагрегата. На основную первую (1) и торцевую (2) зоны приходится половина площади поверхности излучающей сферы. На зону передней крышки приходится площадь сферического сегмента (4), а на хвостовую зону (3) приходится остаток площади цилиндрической поверхности топки.

Исходя из того, что с поверхности сферы (ядра) излучается тепло равномерно, можно принять, что существует прямопропорциональная зависимость между площадью поверхности сферы факела и количеством излучаемой теплоты. В соответствии с этой гипотезой определяем доленое количество располагаемой теплоты сгорания топлива из расчёта площадей поверхности ядра факела. В результате получим зависимость теплоты от углов  $\varphi$  и  $\psi$ . Причём, углы  $\varphi$  и  $\psi$  связаны между собой

через соотношение длины топки и длины хвостовой части:

$$\operatorname{tg} \psi = \operatorname{tg} \varphi \left( \frac{l_T}{l_{XB}} - 1 \right).$$

Таким образом, перемещая вдоль горизонтальной оси ядро факела внутри топочной камеры, можно регулировать соотношение количества тепла между топкой и конвективной частью котла, что в свою очередь позволяет оптимизировать работу котлоагрегата по отношению к топливу с необходимой теплотой сгорания. Для этого можно использовать горелочную трубу, которая подаёт газозвоздушную смесь в топку, если нанести на её поверхность шкалу теплоты сгорания в зависимости от вида топлива.

*Основная часть.* Конвективную часть котлоагрегата условно можно разделить на два потока нагреваемого в ней теплоносителя: топочный и конвективный. Первый омывает наружную поверхность топки, а второй омывает конвективный пучок трубок. Природа теплопередачи для обоих потоков одинакова [6]. Она учитывает два основных параметра – это коэффициенты теплопроводности и конвекции, а также группу параметров, определяющих режим движения теплоносителя в каждом потоке.

Топочный поток теплоты рассчитывается по формуле:

$$Q_T = K_T Q_P^p, \quad (2)$$

где:  $K_T = 0,5 + K_{XB} - K_{ТОРЦ}$ .

Конвективный поток теплоты в конвективных трубках рассчитывается по формуле:

$$Q_K = Q_P^p \eta (1 - K_T) = Q_P^p - Q_T - \sum_{i=1}^m q_i, \quad (3)$$

где:  $\eta$  – коэффициент полезного действия котлоагрегата;  
 $i$  – потери теплоты в  $i$ -ом источнике котлоагрегата, кДж/м<sup>3</sup>;  
 $m$  – количество источников тепловых потерь, включая потери теплоты через входную дверцу и наружную поверхность котла за слоем теплоизоляции, уносом теплоты в дымовую трубу, а также физическим и химическим недожогом топлива.

Учитывая, что теплота прямопропорциональна необходимой мощности в кВт, справедливым можно считать следующие соотношения:

$$N_T = K_T N, \quad N_T = (1 - K_T) N \eta, \quad (4)$$

где:  $N$  – паспортная мощность котлоагрегата, кВт;  
 $N_T$  и  $N_K$  – теоретические (фактические – максимально возможные) мощности топочного и конвективного потоков теплоты (рис. 2).

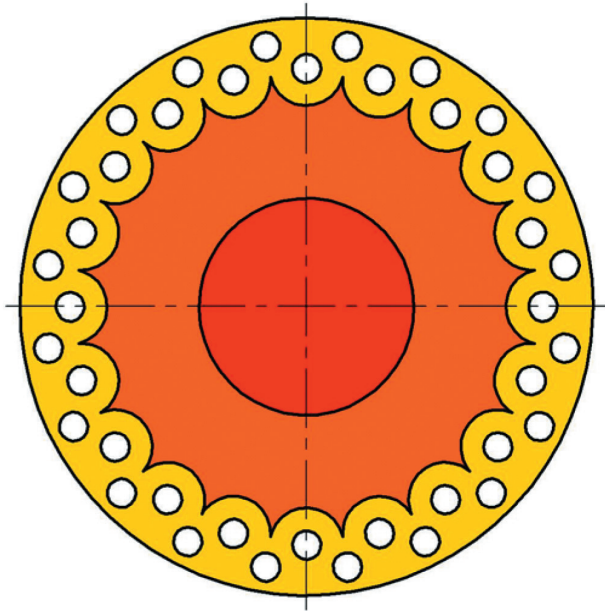


Рис. 2. Поперечное сечение жаротрубного котлоагрегата с разделением на топочный и конвективный потоки теплоносителя

На рис. 2 красным цветом показана зона концентрации тепловой энергии в топке. Оранжевым цветом выделен топочный поток теплоносителя котлоагрегата, омывающий притопочную зону, а желтым — конвективный поток.

Площади сечений потоков теплоносителя пропорциональны количеству теплоты, поступающей из топки в притопочную конвективную часть. В соответствии с [5] соотношение площадей топочного, обозначенного оранжевым цветом (рис. 2), и конвективного потока, обозначенного желтым цветом, будет определяться коэффициентом интегрального переноса  $K_T$  и в большинстве случаев будет составлять 2:1.

Для обоих потоков теплоносителя при расчёте коэффициентов теплоотдачи конвекцией использованы формулы, полученные методом размерностей, а именно:

$$\alpha_{K.T} = \frac{\lambda_B}{d_{\text{ЭТ}}} (\text{Re}_T)^{K_{TБ.Т}}, \quad (5)$$

где  $\lambda_B$  — коэффициент теплопроводности теплоносителя — воды, Вт/м<sup>2</sup>С;  
 $d_{\text{ЭТ}}$  — эквивалентный диаметр топочного потока воды, м;  
 $\text{Re}_T$  — безразмерное число Рейнольдса в данном случае рассчитывается по формуле:

$$\text{Re}_T = \frac{\omega_B d_{\text{ЭТ}}}{\nu_B K_{TБ.Т}}, \quad (6)$$

здесь  $\omega_B$  — средняя скорость потока воды, м/с;  
 $\nu_B$  — кинематическая вязкость воды, м<sup>2</sup>/с.

$K_{TБ.Т}$  — коэффициент турбулентности теплоносителя в топочном потоке, равный отношению межтрубных сечений потока при шахматном расположении трубок и гладкой наружной поверхности топки (рис. 2), рассчитываемый как:

$$K_{TБ.Т} = \frac{S_{T.MIN}}{S_{T.MAX}}, \quad (7)$$

где  $S_{T.MIN}$  и  $S_{T.MAX}$  — соответственно минимальная и максимальная площадь топочного потока воды, которые можно определить соотношением топочных векторов теплового воздействия на теплоноситель, вычисленных через радиусы  $R_{T.MIN}$  и  $R_{T.MAX}$  (рис. 3).

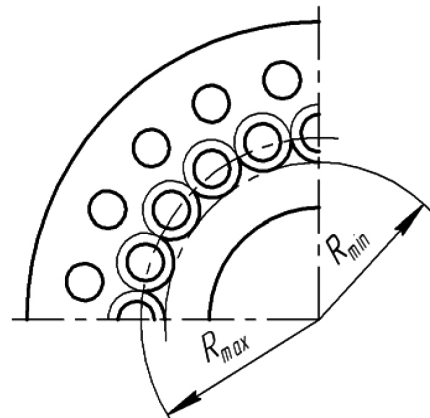


Рис. 3. К определению минимальной и максимальной площадей топочного потока воды

Исходя из рис. 3, средний эквивалентный диаметр, равный средней ширине потока жидкости, который можно приравнять к длине топочного вектора теплового воздействия на теплоноситель, определяется следующими формулами:

$$l_{MIN} = R_{MIN} - \frac{d_T}{2}, \quad l_{MAX} = R_{MAX} - \frac{d_T}{2}.$$

Аналогично топочному пространству рассчитывается и коэффициент теплопередачи конвекцией в условном конвективном потоке:

$$\alpha_{K.K} = \frac{\lambda_B}{d_{\text{Э.К}}} (\text{Re}_K)^{K_{TБ.К}}, \quad \text{где } \text{Re}_K = \frac{\omega_B d_{\text{Э.К}}}{\nu_B K_{TБ.К}}. \quad (8)$$

Формула (5) отличается от (8) значениями эквивалентных диаметров потоков и коэффициентов турбулентности. Эти коэффициенты определяются отношениями:

$$K_{TБ.Т} = \frac{S_{MP}}{S_{TP}}, \quad (9)$$

где  $S_{MP}$  — площадь межтрубного пространства за вычетом  $S_{T.MAX}$ ;

$S_{TP}$  – суммарная площадь наружных сечений трубок конвективного пучка, м<sup>2</sup>.

Дальнейший расчёт сводится к определению фактических мощностей теплопереносов в топочном:

$$N_{\phi.T} = \frac{\alpha_{к.т} F_T}{1000} (t_T - t_B), \quad (10)$$

и в конвективном потоке:

$$N_{\phi.к} = \frac{\alpha_{к.к} F_K}{1000} \Delta t_K. \quad (11)$$

В формулах (10 и 11):

$F_T$  и  $F_K$  – соответственно поверхности нагрева топочного и конвективного потоков, м<sup>2</sup>;

$t_T$  и  $t_B$  – средние температуры поверхности нагрева топки и нагреваемой воды, °С;

$\Delta t_K$  – среднелогарифмический температурный напор в конвективном потоке, °С.

Поверхности нагрева этих потоков рассчитываются по формулам:

$$\begin{aligned} F_T &= \pi d_{к.т} l_T, \\ F_K &= \pi d_{к.т} l_{тп} z, \end{aligned} \quad (12)$$

где:  $d_{к.т}$  и  $l_{тп}$  – наружный диаметр и длина трубок конвективной части котлоагрегата, м;

$z$  – количество трубок в конвективном пучке, шт.

**Увязку двух условных тепловых потоков** в конвективной части котлоагрегата рекомендуется начинать с расчёта их живых сечений, которые определяются пропорционально количествам теплоты, передаваемых топкой и конвективными трубками. Кроме того, нужно рассчитать отдельно поверхности нагрева в топочном и конвективном потоках, а также средние температурные напоры. Эти три параметра необходимы в формулах (11–13) для определения тепловосприятий (тепловой мощности) нагреваемой воды  $N_{\phi.T}$  и  $N_{\phi.к}$ . Тогда, зная эти параметры, рассчитываем невязки  $\delta_0$  и  $\delta_K$  вначале в условном топочном потоке, а затем в конвективном по формулам:

$$\begin{aligned} \delta_T &= \frac{N_T - N_{\phi.T}}{N_T} 100\%, \\ \delta_K &= \frac{N_K - N_{\phi.к}}{N_K} 100\%. \end{aligned} \quad (13)$$

Полученные невязки согласно нормативным требованиям в топочном пространстве не должны превышать  $\delta_T = \pm 0,5\%$ , а в конвективном  $\delta_K = \pm 2\%$ . Если при проектировании первая невязка превышает  $\pm 0,5\%$ , тогда лучший вариант уменьшить или увеличить живое сечение топочного потока перемещением конвективных трубок ближе или дальше от топочной поверхности. Также для этой цели можно использо-

вать неравномерное распределение трубок в конвективном пучке.

При эксплуатации невязка корректируется перемещением горелки в топке [5]. Если вторая невязка после регулировки будет больше нормативной, в таком случае целесообразно перекрыть несколько трубок пробками.

## ВЫВОДЫ

В работе предложена методика поверочного расчёта для определения количества теплоты, воспринятой теплоносителем в конвективной части жаротрубного теплогенератора, с использованием его геометрических параметров и коэффициентов турбулизации потока воды. В дальнейшей работе будет проверена адекватность теоретических исследований реальному теплообмену. Геометрическое моделирование теплового баланса между топочной камерой и конвективной частью котла позволит получить необходимую мощность и максимально возможный КПД без внесения изменений в его конструкцию.

Перспективой для дальнейших исследований является совершенствование расчёта конвективной части жаротрубных котлоагрегатов с учётом разной направленности тепловых потоков и технических устройств, повышающих турбулентность движения как дымовых газов, так и нагреваемого теплоносителя.

## Список литературы:

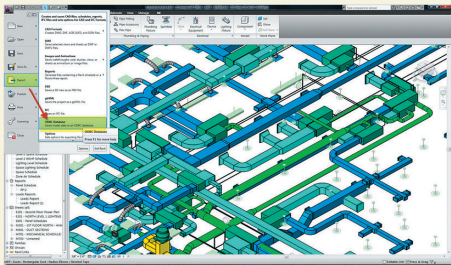
1. Лукьянов А.В. Теплогенераторы для локальных систем теплоснабжения. – Макеевка: ДонНАСА, 2003. – 156 с.
2. Тепловой расчёт котельных агрегатов. Нормативный метод / Под ред. Н.В. Кузнецова и др. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
3. Теплогенерирующие установки. Учебник / Деягин Г.Н., Лебедев В.И. – Стройиздат, 2010. – 559 с.
4. Качан В.Н. Совершенствование расчёта элементов конвективной части жаротрубных водогрейных котлов / В.Н. Качан, А.В. Лукьянов, Е.В. Конопацкий // Вестник Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. Инженерные системы и техногенная безопасность: сб. науч. тр. – Макеевка: ДонНАСА, 2017. – Вып. 2017–5 (127). – С. 62–66.
5. Качан В.Н. Геометрическое моделирование теплового баланса жаротрубных котлоагрегатов / В.Н. Качан, А.В. Лукьянов, Е.В. Конопацкий // Вестник Луганского национального университета им. Владимира Даля. – Луганск: ЛНУ им. В. Даля, 2018. – № 8 (14) 2018. – С. 140–144.
6. Михеев М.А., Михеева Е.М. Основы теплопередачи. Изд. 2-е, стереотип. – М.: «Энергия», 1977. – 344 с.

Профиль «Теплогасоснабжение и вентиляция» является одним из самых востребованных среди строительных специальностей по общероссийскому рейтингу.

Объектами изучения профиля «Теплогасоснабжение и вентиляция» являются системы тепло- и газоснабжения городов, предприятий и жилых зданий, системы отопления, вентиляции и кондиционирования, системы учета и сбережения энергетических ресурсов, которые должны предусматривать не только бесперебойную работу, но и возможность контроля за расходом горячей и холодной воды, газа, тепловой энергии как в целом по зданию, так и в каждом помещении.



Решение подобных технических задач возможно только на основе фундаментальных знаний по гидравлике, термодинамике, теплообмену, отоплению, вентиляции, газоснабжению, кондиционированию воздуха и другим дисциплинам, которые и преподаются на кафедре «Теплотехника, теплогасоснабжение и вентиляция» Академии.



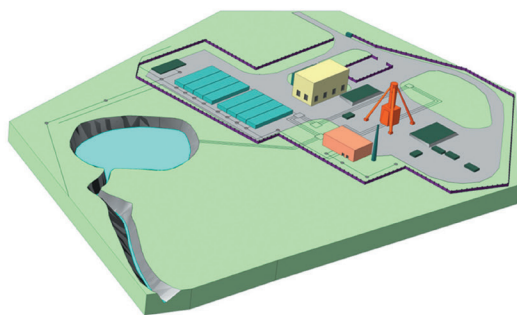
Наши выпускники способны занимать инженерные должности, в том числе руководящие, на предприятиях строительной индустрии в области инженерных сетей, работать в научно-исследовательских институтах, колледжах, высших учебных заведениях, а также в сфере купли-продажи климатической техники и инженерного оборудования.



ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

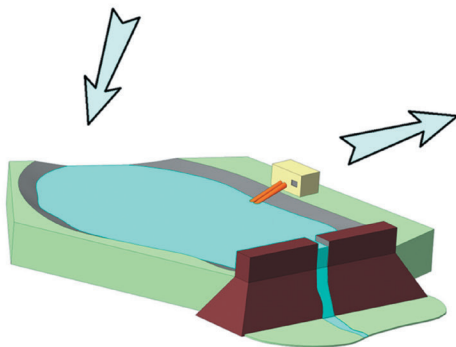


## Установка очистки и деминерализации шахтных вод Шахта «Миусская»

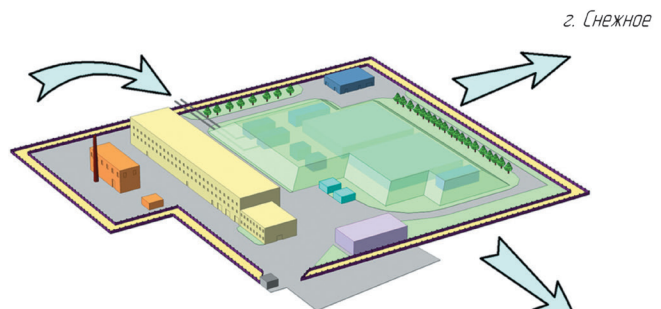


Промплощадка  
ствола №27  
ш. «Миусская»  
(существующая)

Технологическая схема  
расположения объектов  
деминерализации  
шахтной воды



Пруд-накопитель  
(вновь сооружаемый)



Станция деминерализации  
шахтных вод  
(вновь сооружаемая)

г. Снежное

г. Торез