

## АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФАКЕЛА И ТЕПЛООБМЕНА В ПЕЧАХ, ТОПКАХ, КАМЕРАХ СГОРАНИЯ

Макаров А.Н.

Тверской государственный технический университет

*Существующая модель факела как источника теплового излучения, основанная на определении результирующего потока излучения в соответствии с законом Стефана-Больцмана, подвергалась неоднократно критике в статьях и публичных выступлениях как неадекватно отражающая процессы теплообмена в печах, топках, камерах сгорания.*

*Появившиеся в последние годы новые экспериментальные и теоретические данные позволили создать принципиально новую аналитическую модель факела и методику расчета теплообмена адекватную реальным процессам теплообмена в печах, топках, камерах сгорания. Разработана аналитическая модель факела, включающая в себя геометрическую, физическую и аналитическую модели факела как источника теплового излучения для расчета теплообмена в печах, топках, камерах сгорания, основанная на инвариантности изучений коаксиальных цилиндрических объемов, которыми моделируется факел.*

*Проведенные десятки расчетов теплообмена в печах, топках, камерах сгорания по новой разработанной методике подтвердили ее адекватность реальным процессам теплообмена в печах, топках, камерах сгорания: максимальным тепловым потокам, полученным расчетным путем, соответствуют максимальные температуры поверхностей нагрева в печах, топках, камерах сгорания, полученные экспериментальными измерениями.*

### Ключевые слова

Теплообмен, излучение, факел, печь, топка, камера сгорания.

### Условные обозначения

$q$  – плотность потока излучения, кВт/м<sup>2</sup>;  $\varepsilon$  – коэффициент излучения тела;  $c_0$  – постоянная Стефана-Больцмана;  $T$  – температура тела, К;  $\psi$  – разрешающий обобщенный угловой коэффициент излучения тела;  $P$  – мощность, кВт;  $r$  – расстояние, м;  $\varphi$  – угловой коэффициент излучения;  $F$  – площадь поверхности, м<sup>2</sup>;  $Q_c$  – поток собственного излучения тела, кВт;  $l$  – средняя длина пути лучей, м;  $k$  – коэффициент ослабления среды.

### Введение

Известно, что ни одна научная теория не претендует на абсолютную истину, она лишь с большей или меньшей степенью точности описывает определенное физическое явление. Впоследствии, когда представления о физическом явлении расширяются, конкретная теория может быть уточнена или может превратиться в один из частных случаев новой теории. Так, например, классическая механика Ньютона на определенном этапе развития науки стала составной частью современной механики, в которую входят классическая и квантовая механика. Аналогичные процессы происходят и в теории теплообмена излучением: появляются новые факты из практики эксплуатации электродуговых и факельных печей, топок, камер сгорания и новые, более точные, методики расчета, которые заставляют ученых, исследователей

пересмотреть отношение к существующим методикам расчета теплообмена в печах, топках, камерах сгорания.

## 1. Существующий метод расчета теплообмена в печах, топках, камерах сгорания.

Теплообмен излучением является основным видом теплообмена в печах и топках и составляет 90-98% суммарного теплообмена в топках паровых котлов [1], дуговых сталеплавильных печах трехфазного и постоянного токов [2,3], плазменно-дуговых сталеплавильных [3], факельных нагревательных и плавильных печах [4,5]. Количество теплоты, отданное факелом пламенной трубе камер сгорания газотурбинных установок путем конвекции, составляет 0,5-1% и 99-99,5% – путем излучения [6].

При расчетах теплообмена излучением зональным методом в факельных печах, топках, камерах сгорания вводится допущение: участие в теплообмене принимает не сам газ, находящийся в объеме, а ограничивающая его воображаемая поверхность [7]. Принимается, что излучение этой поверхности эквивалентно излучению газового объема. В большинстве случаев рабочее пространство печей и топок представляет прямоугольный параллелепипед и факел моделируется набором прямоугольных параллелепипедов с различными температурами и радиационными характеристиками [8-11]. При моделировании газового объема набором прямоугольных параллелепипедов при расчетах теплообмена излучением в печах и топках не учитывается в явном виде конфигурация факела, излучающего газового объема, в котором протекает реакция горения топлива, длина факела [12,13]. Однако размеры, форма излучающего объема оказывают существенное, определяющее влияние на теплообмен с поверхностями нагрева. Длина факела – расстояние от горелки, на котором сгорает не менее 97% топлива, поступающего в горелку – может быть различна; факел может быть направлен к поверхностям нагрева под различными углами, в зависимости от этих геометрических параметров факела при его одинаковой мощности может быть получен различный результат нагрева [9]. С целью повышения точности расчетов теплообмена излучением в факельных печах, топках, камерах сгорания возникла острая необходимость разработать физическую и геометрическую модель факела, адекватно отражающую процессы излучения и поглощения излучения, происходящие в натуре, то есть в реальном факеле, что и было осуществлено автором в 1995-2005 гг.

На рис. 1 представлен пример деления рабочего пространства факельной печи на четыре зоны в зональном методе или методе Суринова [10], наиболее широко применяемом для расчета теплообмена излучением в печах, топках, камерах сгорания [1-11].

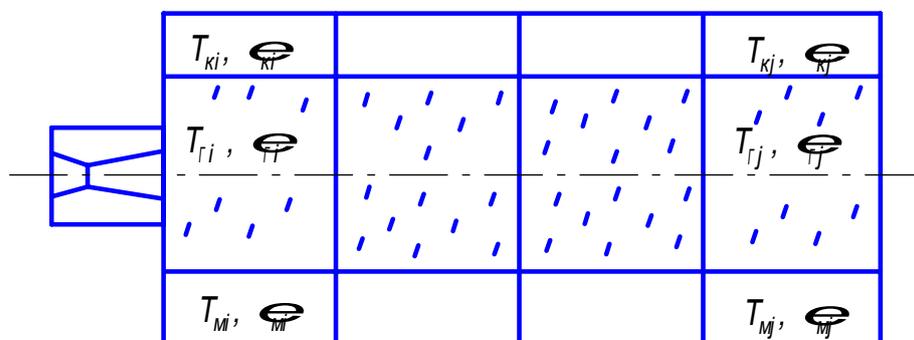


Рис. 1. Деление на зоны факельной печи.  $T_g, T_k, T_m$  – температура, соответственно, газа, кладки, металла;  $\varepsilon_g, \varepsilon_k, \varepsilon_m$  – коэффициент излучения, соответственно, газа, кладки, металла.

Плотность результирующего теплового потока излучением на любую из  $n$  поверхностных зон при наличии  $m$  объемных зон и заданных температурах всех зон определяется по выражению [11]

$$q_{pi} = \varepsilon_i \sum_{k=1}^{n+m} \varepsilon_k c_o \left( \frac{T_k}{100} \right)^4 \psi_{ik} - \varepsilon_i c_o \left( \frac{T_i}{100} \right)^4 \quad (1)$$

## 2. Расчеты теплообмена в дуговых сталеплавильных печах.

В конце 1970-х г.г. остро стояла проблема получения не только количественных данных по теплообмену в дуговых сталеплавильных печах (ДСП), но и качественной картины теплообмена в печах. Вместимость дуговых сталеплавильных печей увеличилась с 5 тонн в 1950г. до 100-150 т в 1980г., вводимая тремя дугами в 100 т печь мощность составила 60 МВт. Не имело научного объяснения, было непонятно происхождение и протекание в ДСП ряда физических явлений: неравномерное оплавление футеровки стен, неравномерный износ сводов, неравномерность температур по периметру ванны, затягивание процесса расплавления шихты на откосах и другие явления. Не зная причин возникновения явления нельзя на него воздействовать, управлять физическим явлением, устранять его отрицательное влияние.

Применение существующей теории теплообмена излучением в факельных печах, основанной на законе Стефана-Больцмана, выражении (1), было неприемлемо по следующим причинам. Несмотря на то, что электрическая дуга является газовым излучателем, результирующее излучение ионизированного газового объема, электрической дуги не подчиняется уравнению (1), составленному на основании закона Стефана-Больцмана. По предложению Энгеля, Штенбека [14] средняя температура дуги определяется по выражению:

$$T_\partial = 800 U_i \quad (3)$$

где  $U_i$  – потенциал понижения газа, в котором горит дуга.

Расчет по выражению (3) при горении дуги в парах железа (ДСП) даст температуру приблизительно  $6000^\circ\text{C}$ . Как видно из выражения (3) температура дуги не зависит от мощности дуги. Средняя температура электрической дуги, ионизированного газа одинакова как в полутоннажных так и в стоннажных печах, несмотря на значительную разницу в мощности, выделяющуюся в дугах этих печей. Впоследствии было получено более точное выражение [15], которое позволило получить такую же температуру дуги, как и по выражению Энгеля, Штенбека:

$$T_\partial = 100 \sqrt[4]{\frac{0,9P_\partial}{d_\partial \pi l_\partial c_0}} \quad (4)$$

где  $P_\partial, d_\partial, l_\partial$  – соответственно, мощность, диаметр и длина дуги.

Как показали расчеты по выражениям (3,4) при изменении мощности электрической дуги в десятки и даже сотни раз, от 0,4 МВт в 1,5 т печах до 20 МВт в 150 т печах трехфазного тока температура дуги не изменяется и лежит в пределах, в зависимости от периода плавки и горения дуги на твердую шихту или жидкометаллическую ванну, от  $5600^\circ\text{C}$  до  $6200^\circ\text{C}$ , а производительность дуги по

нагреву и расплавлению металла изменяется пропорционально мощности дуги. Следовательно, результирующий поток излучения дуги на металл, производительность печи не зависят от температуры дуги, а зависят от мощности дуги. Производительность 1,5 т ДСП составляет 0,5 т/ч, а производительность 150 т ДСП около 200 т/ч. Электрическая дуга, ионизированный газ не подчиняются закону разности температур в четвертой степени излучающего тела и облучаемого тела при расчете результирующего потока, так как при расчете по выражению (1) получили бы одинаковый результирующий поток по металлу как в 1,5 т так и в 150 т печах, чего нет в действительности в этих печах.

Мощность дуги определяют как произведение тока дуги на напряжение на дуге:

$$P_{\partial} = I_{\partial} U_{\partial} \quad (5)$$

Выражение (4) поясняет неизменность температуры дуги при изменении электрических и геометрических параметров дуги. При постоянной величине тока мощность дуги увеличивают повышая напряжение на дуге. Так как длина дуги прямо пропорциональна напряжению на дуге, то при увеличении мощности дуги за счет увеличения напряжения пропорционально увеличивается длина дуги и температура дуги остается неизменной. При увеличении мощности дуги за счет увеличения тока дуги пропорционально увеличивается диаметр дуги при постоянной длине дуги и температура дуги также остается неизменной. Таким образом результирующее излучение ионизированного газа, электрической дуги не подчиняется выражению (1), составленному на основании закона Стефана-Больцмана.

Абстрагировать от температуры дуги в расчетах теплообмена излучением в дуговых сталеплавильных печах предложил в 1950-60-х годах Окорочков Н.В. [16]. Он предложил рассматривать дугу как точечный источник излучения, а в качестве исходной формулы для расчета теплообмена в дуговых сталеплавильных печах предложил использовать формулу Кеплера:

$$q_{ш} = \frac{P_{\partial} \cos \beta}{4\pi r^2}, \quad (6)$$

где  $q$  – плотность потока излучения, падающего от дуги на расчетную площадку;  $\beta$  – угол между нормалью к площадке и направлением излучения;  $r$  – кратчайшее расстояние от дуги до расчетной площадки.

Однако, использование формулы Кеплера правомерно для расчета потоков излучения точечных источников шарообразной формы или элементарного шара. Фотографирование электрической дуги дуговых сталеплавильных печей в 1950-60-е годы показало, что она представляет собой усеченный конус [17] и при проведении светового моделирования теплообмена излучением в печах дуга моделировалась цилиндрическим источником излучения. В 1980-м году автором данной статьи было получено аналитическое выражение для расчета плотности потока излучения падающего на расчетную площадку от излучающего цилиндра малых размеров [18] или элементарного цилиндра, которое впоследствии стали использовать для расчета плотности потока излучения от дуги на расчетную площадку:

$$q_{ц} = \frac{P_{\partial} \cos \alpha \cos \beta}{\pi^2 r^2}, \quad (7)$$

где  $\alpha$  – угол между нормалью к оси дуги и направлением излучения.

Первые расчеты по формуле (7) показали правомерность моделирования электрической дуги цилиндрическим источником теплового излучения [18]. В дальнейшем были получены аналитические выражения для расчета интегральных падающих потоков излучений от дуг любой длины и при любом пространственном

положении электрической дуги и поверхности нагрева и разработаны методики расчета теплообмена в дуговых и плазменно-дуговых сталеплавильных печах малой, средней и большой вместимости [9]. Для печей всего номенклатурного ряда от 1,5 т до 150 т проведенные расчеты тепловых потоков излучения дуг показали полное совпадение расчетных и экспериментальных данных: максимальным потокам излучений дуг на стены и свод печей, полученным расчетным путем, соответствовал максимальный износ огнеупорной футеровки стен и сводов этих печей, полученный в процессе их эксплуатации [17]. Таким образом практика эксплуатации печей подтвердила правильность разработанной теории теплообмена в этих печах.

В работе [9] было получено аналитическое выражение для расчета плотности потока излучения падающего на элементарную площадку от прямоугольного параллелепипеда малых размеров, представляющего собой две сложенные грани то есть от прямоугольного параллелепипеда:

$$q_n = \frac{Q_n \cos \alpha \cos \beta}{2\pi^2 r^2}, \quad (8)$$

где  $Q_n$  – мощность, выделяющаяся в элементарном прямоугольном параллелепипеде;  $\alpha$  – угол между нормалью к излучающей грани и направлением излучения.

Сравнение аналитических выражений (6-8) показывает, что это абсолютно разные выражения и от того, какими элементарными объемами будем заполнять источник излучения зависит точность расчетов.

### 3. Предложенная модель факела печей, топок, камер сгорания.

Рассмотрим характеристики факела, создаваемого одиночной горелкой, например мазутной горелкой, тепловой мощностью 0,5 МВт [19]. На рис. 2 приведены изотермы,  $^{\circ}\text{C}$ , в продольном сечении по оси факела. В любом поперечном сечении факела изотермы представляют собой концентрические окружности. Аналогичное распределение изотерм по продольному и поперечному сечению факела можно найти и у других исследователей, например в [20], при сжигании мазута, газа, пылеугольной смеси.

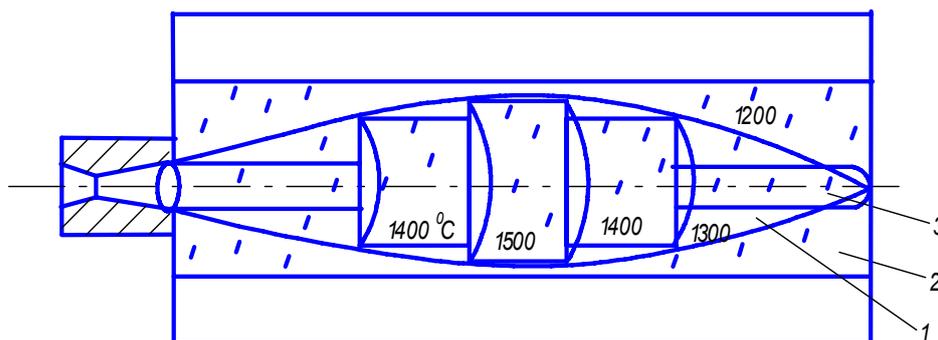


Рис. 2. Геометрическая модель факела в виде цилиндрических тел. 1 – факел; 2 – продукты горения; 3 – цилиндры разного диаметра.

Исследование изотерм показывает, что факел представляет собой геометрическое объемное тело в виде вытянутого эллипсоида вращения, которым и предлагаем моделировать факел. Как видно из рис. 2 газ, заполняющей камеру печи, имеет активную и пассивную зоны: в активной зоне, в эллипсоиде вращения сгорает топливо,

продукты горения заполняют оставшуюся пассивную зону камеры печи. Внутри эллипсоида протекает реакция объемного горения топлива, продукты горения заполняют объем между эллипсоидом и металлом, кладкой. В предлагаемой геометрической модели факела в эллипсоид вписываются излучающие цилиндры, их пять, в соответствии с распределением изотерм по объему факела (см. рис. 2). В топках паровых котлов факел представляет собой эллиптический цилиндр, в который вписываются несколько десятков прямых круговых цилиндров [21].

В работах [21-29] осуществлено исследование излучения, поглощения и других теплофизических свойств излучающих цилиндрических газовых объемов. Исследовали излучение коаксиальных цилиндров, которыми моделируется факел печей, топков, камер сгорания. В результате исследования обнаружили следующие пять свойств коаксиальных цилиндрических газовых объемов [21-29]:

- элементарные угловые коэффициенты излучения коаксиальных цилиндров одинаковой высоты равны между собой;
- средняя длина пути лучей от коаксиальных цилиндров до расчетной площадки одинакова и равна среднеарифметическому расстоянию от расчетной площадки до оси симметрии цилиндров;
- плотность потока излучения, падающего от коаксиальных цилиндров на расчетную площадку, одинакова и не зависит от диаметра цилиндров;
- суммарная плотность потока излучения, падающая на расчетную площадку от нескольких излучающих и поглощающих цилиндров, равна плотности потока излучения коаксиального цилиндра малого диаметра на расчетную площадку при мощности излучения, выделяющейся в цилиндре малого диаметра, равной суммарной мощности излучения, выделяющейся во всех коаксиальных цилиндрах, излучающих на расчетную площадку;
- в цилиндр, используемый для моделирования факела, могут быть вписаны сотни и тысячи коаксиальных цилиндров, которыми моделируется излучение и поглощение внутренних газовых слоев факела, при этом получают одинаковый результат расчета теплообмена излучением, заменяя это множество излучающих и поглощающих цилиндрических газовых слоев одним цилиндрическим газовым объемом, результат расчета включает в себя объемное излучение и поглощение всех слоев факела и их теплообмен со всеми поверхностями нагрева.

Вышеизложенные пять свойств коаксиальных излучающих и поглощающих цилиндрических объемов объединяются общим понятием инвариантности (одинаковости) излучающих и поглощающих цилиндрических газовых объемов.

Модель факела в виде объема, состоящего из множества соосных излучающих и поглощающих цилиндров, используется при расчете теплообмена излучением в факельных печах [23,24], топках паровых котлов [21,22], камерах сгорания газотурбинных установок [26]. Результаты расчетов хорошо согласуются с результатами измерений тепловых потоков и температур в печах, топках, камерах сгорания [21-26].

Преимущества предлагаемого метода расчета теплообмена в факельных печах в следующем. При моделировании факела цилиндрами также как при моделировании электрических дуг цилиндрами можно абстрагировать от температуры факела как основного параметра при расчетах теплообмена излучением в печах и топках. Схожесть происходящих в электрической дуге и факеле физических процессов, а именно преобразование электрической энергии в дуге в энергию потока излучения и

преобразование энергии топлива в факеле в энергию потока излучения, позволяют идентифицировать эти два физических явления и использовать одинаковые аналитические выражения при расчетах теплообмена излучением, в частности использовать для факела аналитические выражения для расчета плотностей потоков излучений дуг на расчетные площадки.

#### **4. Противоречие существующей теории и практики эксплуатации факельных печей, топков, камер сгорания.**

К настоящему времени имеются тысячи фактов, доказывающих необходимость корректирования существующей методики расчета теплообмена излучением в факельных печах, топках, камерах сгорания. Газовое излучение характеризуется несколько более слабой зависимостью от температуры, чем излучение серых твердых тел. Излучение паров углекислоты пропорционально температуре в степени 3,5, а излучение водяного пара – третьей степени температуры [30]. В практических расчетах для упрощения методики условно принимают, что излучение газов пропорционально четвертой степени их температуры, при этом вводятся температурные поправки в степени черноты этих газов [30].

Увеличение температуры факела без увеличения мощности факела не приводит к увеличению производительности печей. Определяющее влияние на плотность падающих на поверхности нагрева потоков излучений факела оказывает мощность факела, а не температура. При одной и той же температуре факела, но различной мощности, выделяющейся в факеле, будут различные потоки излучения, падающие на поверхность нагрева и различные результирующие потоки излучения. От распределения мощности по длине факела зависит распределение падающих потоков излучений факела по поверхностям нагрева.

Мощность факела, а следовательно и производительность по нагреву изделий, можно повысить увеличив расход топлива или используя топливо с более высокой теплотворной способностью, что видно из следующего выражения:

$$P_{\phi} = Q_{н}^P B_{к} + Q_{\phi в} V_{в} \quad (9)$$

где  $P_{\phi}$  – мощность факела;  $Q_{н}^P, B_{к}$  – соответственно, теплота сгорания и расход топлива;  $Q_{\phi в}, V_{в}$  – физическая теплота и расход воздуха.

Из выражения (9) следует, что мощность факела можно также увеличить за счет подогрева воздуха. Так, например, при подогреве воздуха до  $600^{\circ}\text{C}$  мощность факела увеличилась на 17%, температура факела возросла на  $400^{\circ}\text{C}$  с  $1300^{\circ}\text{C}$  до  $1700^{\circ}\text{C}$ , то есть в 1,3 раза [31]. По выражению (1) плотность результирующего потока излучения в расчетную зону от факела должна возрасти в 2,85 раза, чего нет в действительности. При возрастании плотности падающего на изделие теплового потока в 2,85 раза скорость нагрева должна также возрасти в 2 – 2,5 раза, а в реальных условиях эксплуатации печей она возрастает на 10-12% то есть пропорционально увеличению мощности факела.

Для подавления термических оксидов азота используется впрыск воды или водяного пара в зону горения топлива, газа и мазута [32]. Подавление образования оксидов азота происходит в результате снижения температуры в зоне горения топлива на 10-20%. Впрыск влаги осуществляется непосредственно в ядро горения, температура факела снижается без снижения его мощности и производительности котлоагрегата. Для снижения температуры факела и подавления эмиссии оксидов азота в топках паровых котлов используют двухступенчатое сжигание топлива, когда через основные горелки в топку подается топливо с недостатком воздуха, а остальная часть воздуха

подается далее по факелу через специальные сопла или отключенные горелки верхних ярусов.

Подачу пара в корень факела использовали в мартеновских печах при этом температура факела снижалась на 35-60 °С, процесс сжигания топлива улучшался, уменьшалось сажеобразование, теплоотдача к ванне увеличилась, производительность печи увеличилась [33].

Известно из (1), что с уменьшением разности температур между изделием и факелом результирующий поток излучения на нагреваемое тело уменьшается. Однако, как показывает практика эксплуатации факельных печей и топков при снижении температуры факела на (10-20)% без снижения расхода топлива производительность печей и топков остается на прежнем уровне, то есть теплообмен излучением не ухудшается. Расчет же по формуле (1) показывает, что при снижении температуры факела на (10-20)% результирующий поток на нагреваемое изделие уменьшается в 1,5-2 раза.

Снять существующее противоречие теории и практики факельных печей, топков помогает предлагаемая методика расчета теплообмена излучением в факельных печах, топках. В предлагаемой методике в расчете теплообмена излучением в печах и топках фигурирует мощность факела и отдельных его объемных зон: чем больше мощность факела, тем больший тепловой поток следует ожидать на нагреваемое изделие. Чем больше мощность выделяется в объемной зоне факела, тем больше тепловой поток падает от данной объемной зоны на поверхности нагрева. Для определения доли мощности, выделяющейся в объемных зонах факела предложено использовать закон Стефана-Больцмана.

## 5. Пример расчета теплообмена в факельной печи.

Осуществим расчет теплообмена в рекуперативном нагревательном колодце с аналитической моделью факела, мощностью 4,2 МВт, в виде излучающих и поглощающих цилиндрических объемов (рис. 3). Факел с углом раскрытия 25° разбили при расчетах на четыре объемные зоны. Для распределения мощности по объемным зонам факела использовали закон Стефана-Больцмана [34].

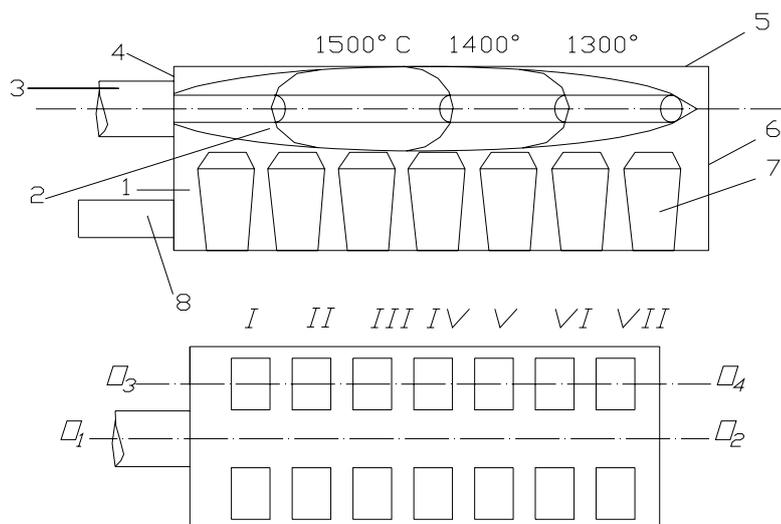


Рис. 4. Рабочее пространство нагревательного колодца и размещение слитков в нем. 1 – камера; 2 – факел; 3 – горелка; 4 – фронтальная стена; 5 – крышка; 6 – задняя стена; 7 – слиток; 8 – каналы; I – VII – номера рядов слитков.

Рассчитали суммарные интегральные тепловые потоки, состоящие из падающих на верхнюю и боковые поверхности слитков потоков излучений от факела, футеровки стен, крышки и конвективных потоков. Плотность интегрального теплового потока, падающего на  $i$ -тую элементарную площадку на поверхности слитков, определяли по выражению

$$q_{in} = q_{in\phi} + q_{ino\phi} + q_{inn} + q_{inon} + q_{ikon}, \quad (10)$$

где  $q_{in\phi}$  – плотность интегрального потока излучения, падающего на  $i$ -тую площадку от факела, с учетом поглощения излучения факела;  $q_{ino\phi}$  – плотность интегрального потока излучения, падающего на  $i$ -тую площадку, вызванного отражением излучения факела от стен, пода, крышки, слитков;  $q_{inn}$  – плотность интегрального потока излучения, падающего на  $i$ -тую площадку от излучающих стен, пода, крышки, с учетом отражения и поглощения излучения;  $q_{inon}$  – плотность интегрального потока излучения, падающего на  $i$ -тую площадку, вызванного отражением излучения поверхностей от стен, пода, крышки, слитков;  $q_{ikon}$  – плотность конвективного потока на  $i$ -тую площадку.

Слагаемые в выражении (16) определяли по следующим формулам:

$$q_{in\phi} = \sum_1^4 \frac{\varphi_{\phi ji} P_{\phi j}}{F_i} e^{-kl}, \quad (11)$$

где  $\varphi_{\phi ji}$  – локальный угловой коэффициент излучения  $j$ -того линейного источника на  $i$ -тую площадку (определяли по формулам [27-29]);  $P_{\phi j}$  – мощность  $j$ -того линейного источника;  $F_i$  – площадь  $i$ -той элементарной площадки;

$$q_{ino\phi} = \sum_1^4 \frac{P_{\phi j} (\psi_{\phi jk} - \varphi_{\phi jk} e^{-kS})}{F_k}, \quad (12)$$

где  $\psi_{\phi jk}$  – обобщенный угловой коэффициент излучения  $j$ -той объемной зоны ( $j$ -того линейного источника) на  $k$ -тую поверхность;  $\varphi_{\phi jk}$  – средний угловой коэффициент излучения  $j$ -того линейного источника на  $k$ -тую поверхность;  $S = 3,6V/F$  – эффективная длина пути луча;  $F_k$  – площадь расчетной  $k$ -той поверхности;  $V$  – объем камеры печи, заполненной газом;  $F$  – площадь поверхности, ограничивающей газовый объем;

$$q_{inn} = \sum_1^n \frac{\varphi_{ji} Q_{jc}}{F_i} e^{-kl}, \quad (13)$$

$$q_{inon} = \sum_1^4 \frac{Q_{jc} (\psi_{jk} - \varphi_{jk} e^{-kS})}{F_k}, \quad (14)$$

$$q_{ikon} = \alpha_{кон} (t_{гcp} - t_{сл}), \quad (15)$$

где  $t_{сл}$  – температура слитков,  $t_{сл} = 20^\circ\text{C}$ ;  $t_{гcp}$  – средняя температура газа,  $t_{гcp} = 1400^\circ\text{C}$ ;

$\alpha_{кон}$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией, при свободной конвекции

$$\alpha_{кон} = 11,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times ^\circ\text{C}).$$

Результаты расчета распределения падающих тепловых потоков по поверхностям слитков по оси  $O_3 O_4$  представлены на рис.4. При использовании в колодце горелки с

$\beta=25^0$  зона активного горения с температурой  $1500^0\text{C}$  удалена от фронтальной стены на 1,5 м, что замедляет нагрев слитков, расположенных у этой стены. Интегральные тепловые потоки на верхние поверхности слитков следующие (рис.4): I ряд – 35  $\text{кВт}/\text{м}^2$ ; VII ряд – 45  $\text{кВт}/\text{м}^2$ ; III, IV, V ряды – 90-95  $\text{кВт}/\text{м}^2$ .

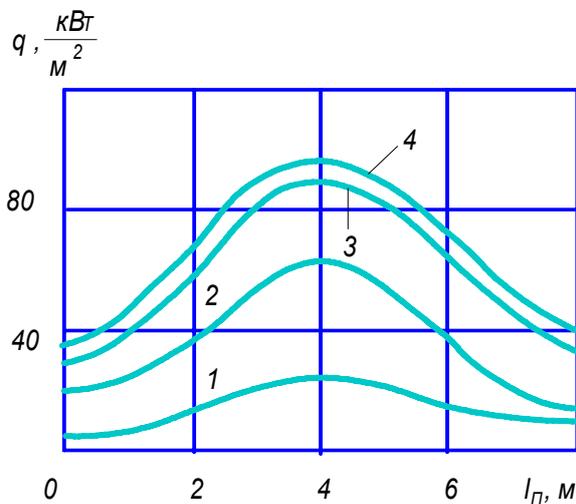


Рис. 4. Распределение тепловых потоков по верхней поверхности слитков. 1-4 – распределение тепловых потоков соответственно от факела, от крышки, суммарных от факела и крышки, интегрального теплового потока;  $l_n$  – длина печи.

Максимальные тепловые потоки падают на верхнюю поверхность слитков, расположенных посредине в нагревательном колодце, здесь имеем наибольшие температуры и максимальные скорости нагрева слитков. Вследствие неравномерного распределения мощности по длине факела имеем неравномерное распределение потока излучения факела по поверхности слитков по длине печи (рис.4): I, II ряд – 5-10  $\text{кВт}/\text{м}^2$ ; III, IV, V – 20-30  $\text{кВт}/\text{м}^2$ ; VI, VII – 15-20  $\text{кВт}/\text{м}^2$ .

Распределение тепловых потоков по высоте боковой поверхности слитков  $H_{сл}$ , обращенной к поверхности стен, отличается значительной неравномерностью (рис.5, а).

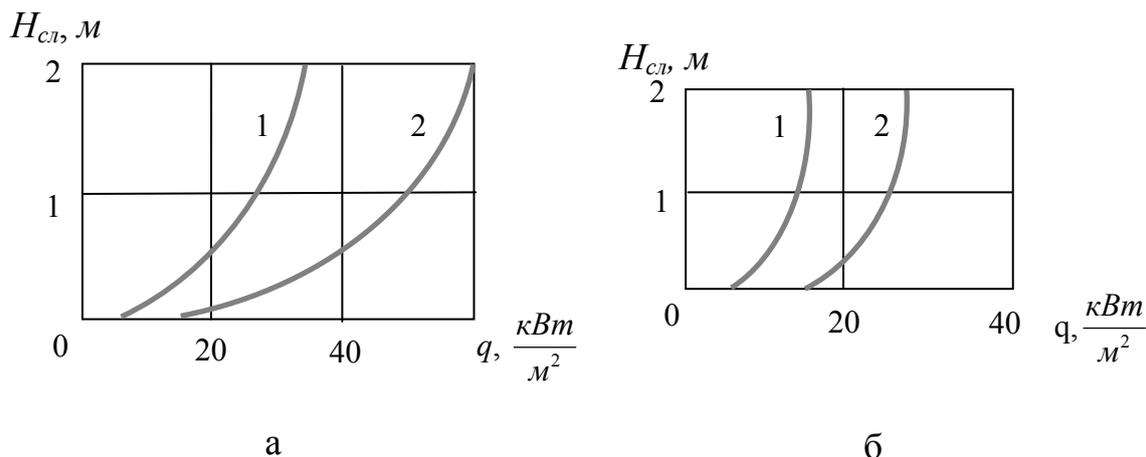


Рис. 5. Распределение тепловых потоков по высоте боковой поверхности, обращенной к поверхности стен (а), то же обращенной к оси  $\text{O}_1\text{O}_2$ (б). 1 – распределение интегрального теплового потока по высоте слитков I, II, VI рядов; 2 – то же III, IV, V, VII рядов (рис. 5, а); 1 – распределение интегрального теплового потока по высоте слитков I, II, VI, VII рядов; 2 – то же III, IV, V рядов (рис. 5, б)

На эту поверхность слитков факел практически не излучает, и нагрев боковой поверхности слитков, обращенной к поверхности стен, осуществляется за счет излучения стен и конвективного теплового потока. В верхней части боковой поверхности слитков III, IV, V, VII рядов интегральные тепловые потоки составляют свыше  $60 \text{ кВт/м}^2$ , в нижней – менее  $25 \text{ кВт/м}^2$ . Максимального значения потоки излучения от поверхности на  $i$ -тую элементарную площадку достигают в том случае, когда элементарная площадка параллельна поверхности и находится напротив центра симметрии поверхности (рис.3). Напротив центра симметрии боковых поверхностей стен находятся III, IV, V ряды слитков, VII ряд слитков находится напротив центра симметрии задней стены и напротив периферии боковых стен, за счет чего по высоте боковой поверхности слитков, обращенной к задней стене, создается такое же распределение тепловых потоков, как по боковой поверхности слитков III, IV, V рядов (рис.5, график 2). График 1 характеризует распределение тепловых потоков по высоте слитков II, VI рядов, находящихся на периферии, а также I ряда, вследствие того, что половина футеровки фронтальной стены изъята из теплообмена каналами для удаления дымовых газов и амбразурой горелки и на боковую поверхность I ряда слитков не излучает.

На рис.5,б приведено распределение тепловых потоков по высоте боковой поверхности слитков, обращенной к оси симметрии печи. Нагрев этой поверхности слитков осуществляется в основном за счет излучения на нее крышки и конвективного теплового потока. Несмотря на то, что боковая поверхность слитков, обращенная к оси симметрии печи, находится под факелом, излучение его на эту поверхность не превышает 10% интегрального теплового потока, рассчитанного по формуле (16).

Вычисление по существующей методике расчета теплообмена излучением дает средний поток от печной среды одинаковый по всем поверхностям нагрева слитков и равный  $42 \text{ кВт/м}^2$  [4], что не соответствует действительным тепловым потокам и температурам поверхностей нагрева. Температура нижних поверхностей слитков отстает в процессе нагрева от температуры верхних поверхностей слитков на  $100\text{-}200^\circ\text{C}$  [5].

### **Выводы.**

1. Существующая модель факела как источника теплового излучения, основанная на определении результирующего потока на основании закона Стефана-Больцмана, неадекватно отражает процессы теплообмена в печах, топках, камерах сгорания.
2. Разработана аналитическая модель, включающая в себя геометрическую, физическую и аналитическую модели факела как источника теплового излучения для расчета теплообмена в печах, топках, камерах сгорания.
3. Многочисленные расчеты теплообмена в печах, топках, камерах сгорания по новой методике подтвердили её адекватность реальным процессам теплообмена в печах, топках, камерах сгорания: максимальным тепловым потокам, полученным расчетным путем, соответствуют максимальные температуры поверхностей нагрева в печах, топках, камерах сгорания, полученные с помощью экспериментальных измерений.

### **Литература.**

1. Блох А.Г. Тепловое излучение в котельных установках. Л.: Энергия, 1967. 326 с.
2. Макаров А.Н., Свенчанский А.Д. Оптимальные тепловые режимы дуговых сталеплавильных печей. М.: Энергоатомиздат, 1992. 96 с.

3. Макаров А.Н. Теплообмен в дуговых сталеплавильных печах. Тверь: ТГТУ, 1998. 184 с.
4. Теплотехнические расчеты металлургических печей: Учебник / Под ред. А.С. Телегина. М.: Металлургия, 1993. 368 с.
5. Кривандин В.А., Егоров А.В. Тепловая работа и конструкции печей черной металлургии: Учебник. М.: Металлургия, 1989. 462 с.
6. Стационарные газотурбинные установки/ Под ред. Л.В.Арсеньева и В.Г.Тырышкина. Л.: Машиностроение, 1989, 462 с.
7. Тепло- и массообмен. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. М.: Энергоиздат, 1982. 512 с.
8. Блох А.Г., Журавлев Ю.А., Рыжков Л.Н. Теплообмен излучением: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1991. 432 с.
9. Макаров А.Н. Теплообмен в электродуговых и факельных печах и топках паровых котлов. Тверь: ТГТУ, 2003, 348с.
10. Суринов Ю.А. Обобщенный зональный метод исследования и расчета лучистого теплообмена в поглощающей и рассеивающей среде // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. 1975. № 4. С.112-137.
11. Теплотехнические расчеты при автоматизированном проектировании нагревательных и термических печей: Справочник / Под ред. А.Б. Усачева. М.: Черметинформация. 1999. 185 с.
12. Инженерный метод расчета температурного режима жаротрубных котлов с тупиковой топкой / М.Л. Герман, В.А. Бородуля, Е.Ф. Ноготов, Г.И. Пальченко // Четвертый Минский Международный форум по тепломассообмену ММФ – 2000: Труды форума. Том 2. Радиационный и комбинированный теплообмен. Минск: Изд-во АНК, Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова, 2000. С.21-31.
13. Radiative Transfer-1. Proceeding of the First International symposium on Radiation Transfer (edited by prof M.Pinar Mengus). Kusadasi, Turkey. ICHMT, 1995. P. 800.
14. Финкельбург В., Меккер Г. Электрические дуги и термическая плазма. М.: Иностранная литература, 1961. 370 с.
15. Макаров А.Н., Свенчанский А.Д. Расчет отраженной составляющей облученности футеровки от дуг в дуговых сталеплавильных печах // Электротех. промышленность. Сер. Электротермия. 1983.№5. С.1-2.
16. Окорочков Н.В. Дуговые сталеплавильные печи. М.: Металлургия, 1971. 344 с.
17. Никольский Л.Е., Смоляренко В.Д., Кузнецов Л.Н. Тепловая работа дуговых сталеплавильных печей. М.: Металлургия, 1981. 344 с.
18. Свенчанский А.Д., Макаров А.Н. Определение тепловых потоков дуг в сталеплавильных печах // Электротех. промышленность. Сер. Электротермия. 1982. №6. С. 6-8.
19. Технологическое сжигание и использование топлива / А.А. Винтовкин, М.Г. Ладыгичев, Ю.М. Голдобин, Г.П. Ясников. М.: Металлургия, 1998. 286 с.
20. Брюханов О.Н., Матрюков Б.С. Аэродинамика, горение и теплообмен при сжигании топлива: Справочное пособие. СПб.: Недра, 1994. 317 с.
21. Макаров А.Н. Распределение тепловых потоков в топке парового котла ТГМП – 204 // Электрические станции. 2003. №1. С. 20-25
22. Макаров А.Н., Кривнев Е.И. Расчет тепловых потоков в топке парового котла ТГМП-204 // Промышленная энергетика. 2002. №2. С.38-42.
23. Макаров А.Н., Дунаев А.Ю. Расчет теплообмена в регенеративном нагревательном колодце // Промышленная энергетика. 2004.№10. С.49-53.
24. Макаров А.Н., Дунаев А.Ю. Расчет теплообмена в рекуперативном нагревательном колодце // Промышленная энергетика. 2005. №8. С.27-31.

25. Макаров А.Н., Кривнев Е.И., Воропаев В.В. Теплообмен в топке парового котла ТГМП-314 // Промышленная энергетика. 2003. №12. С. 36-42.
26. Макаров А.Н., Чернышев Д.В., Воропаев В.В. Расчет теплообмена в камере сгорания стационарной газотурбинной установки // Промышленная энергетика. 2006. №1. С. 31-36.
27. Макаров А.Н. Определение угловых коэффициентов излучения линейного источника и факела топок паровых котлов // Теплоэнергетика. 2000. №8. С. 63-66.
28. Макаров А.Н. Определение угловых коэффициентов излучения линейного источника на произвольно расположенные плоскости // Теплоэнергетика. 2000. №12. С. 58-62.
29. Макаров А.Н. Определение угловых коэффициентов излучения линейного источника на параллельные и перпендикулярные плоскости // Теплоэнергетика. 1997. №1. С. 65-68.
30. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: Справочное пособие. М.: Энергоатомиздат, 1992. 96 с.
31. Мастрюков Б.С. Теплотехнические расчеты промышленных печей. М.: Metallurgy, 1972. 368 с.
32. Росляков П.В., Закиров И.А. Нестехиометрическое сжигание природного газа и мазута на тепловых электростанциях. М.: МЭИ, 2001. 144с.
33. Лавров Н.В. Физико-химические основы процесса горения топлива. М.: Наука, 1971. 275 с.
34. Макаров А.Н. Моделирование факела излучающими цилиндрами при расчете теплообмена в печах и топках котлов // Промышленная энергетика. 2003. №4. С. 33-39.