

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

**НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ
УКРАИНЫ**

МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

Издается с 1999 года

**Днепропетровск
«Новая идеология»
2008**

УДК 574:621.1
ББК 31.391Я46
М 54

Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України
протокол № 5 від 27 червня 2008 р.

Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. – Дніпропетровськ: «Нова ідеологія», 2008. – 328 с.

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики в металургії, ефективного використання палива, моделювання та експериментального дослідження теплофізичних процесів.

Головний редактор: Величко О.Г., д-р техн. наук, проф.

Редакційна колегія: Губинський М.В., д-р техн. наук, проф. (заступник головного редактора); Іващенко В.П., д-р техн. наук, проф.; Проїдак Ю.С., д-р техн. наук, проф.; Губинський В.Й., д-р техн. наук, проф.; Грес Л.П., д-р техн. наук, проф.; Ревун М.П., д-р техн. наук, проф.; Павлюченков І.О., д-р техн. наук, проф.; Тимошпольський В.І., д-р техн. наук, проф.; Єрємін О.О., канд. техн. наук, доц.; Радченко Ю.М., канд. техн. наук, доц.; Гупало О.В., канд. техн. наук (технічний редактор).

Постановою президії ВАК України № 01 – 05/9 від 08.09.99 р. збірник наукових праць НМетАУ по напрямку “Технічні науки” включений до переліку видань, у яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук.

ISBN 978-966-8050-52-7

© Національна металургійна академія України, 2008

Абраменков Ю.Я. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

Стригунов Н.А. – аспирант, НМетАУ

СРАВНЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕССОВ ЖИДКОФАЗНОГО ВОССТАНОВЛЕНИЯ ЖЕЛЕЗА

В статье приведен обзор основных современных способов бескоксовой металлургии (Corex, HIs melt и т.п.) и краткое описание механизма жидкофазного восстановления. Рассмотрены схемы основных современных способов бескоксовой металлургии и их технологические (теплотехнические) особенности. Приведены основные статьи текущих затрат на осуществление процессов в энергетическом (тепловом) эквиваленте. Сделано сравнение рассмотренных способов по их энергетической эффективности.

Введение

Многолетняя практика производства железа и его сплавов из руд показала, что, алогичный на первый взгляд, двухстадийный способ его производства (а) чугуна; б) стали и сплавы) был и остается наиболее целесообразным как с технической, так и с экономической точек зрения. Единственным восстановителем железа из руд, используемым в промышленных масштабах, был и остается углерод в форме различных углей и производимых из него искусственных топлив. Нет оснований думать, что такое положение в производстве железа изменится в ближайшее столетие. Однако вид агрегатов для этого производства, по видимому, претерпит очень существенные изменения, особенно в производстве чугуна, в связи как с исчерпанием запасов коксующихся углей во всем мире, так и с существенным исчерпанием запасов богатых железных руд и накоплением железосодержащих отходов производством черной металлургии. Проблема кокса в черной металлургии встала давно, и несмотря на то, что она не была такой острой как сейчас, все же побудила разработку бескоксковых технологий производства железа на основе использования природного газа и вторичных источников энергии (электроэнергия, кислород), которые казались неисчерпаемыми. В настоящее время совершенно очевидно, что единственным экономически широко доступным источником энергии для черной металлургии останутся некоксующиеся угли, а сырь-

ем – бедные железные руды (в том числе из отвалов) и отскладированные в прошлом различного рода шламы. Для работы на таких топливе и сырье ни доменная печь, ни современные машины для подготовки сырья не годятся. Особенно это утверждение касается доменных печей. Альтернативой доменному производству являются и в прошлом и в настоящее время агрегаты и процессы бескоксовой металлургии. Хотя количество предложенных процессов бескоксовой металлургии перевалило за сотню, в промышленности применялись менее десятка, а для массового производства металла не использовался ни один.

Среди процессов, получивших признание, т.е. использовавшихся в промышленности, можно условно выделить две группы. Одна группа – это процессы, промышленное применение которых сворачивается, не имеющие перспектив распространения в обозримом будущем. Другая группа – это процессы, промышленное применение которых возрастает, и которые, после некоторого усовершенствования, могут получить широкое распространение.

По мнению авторов, к первой группе относятся процессы, основанные на использовании дорогих энергоносителей (дорогих для производства сталей рядовых марок). К дорогим энергоносителям относятся кокс, природный газ, электроэнергия и технически чистый кислород. Кокс (коксующиеся угли) дорог из-за своей малой распространенности (дефицитности). Природный газ – в силу рыночных условий. Электроэнергия – вторичный энергоноситель, т.е. для ее производства используется другой энергоноситель в большом количестве. Кислород, в свою очередь, получают с применением электроэнергии. Ко второй группе относятся процессы, основанные на использовании дешевых энергоносителей, – некоксуемого угля и дутья (предпочтительно горячего) с небольшой добавкой кислорода. Все процессы твердофазного восстановления, безусловно, относятся к первой группе, поскольку расплавление металлизированного полупродукта предполагает использование дорогих энергоносителей. Представленная работа посвящена сравнительной характеристике процессов жидкофазного восстановления железа, как наиболее перспективных, в связи с тем, что они в состоянии работать на любых углях и сырье.

1. Перечень рассматриваемых процессов

1.1. Процесс Corex разработан фирмой Voest-Alpine Industrieanlagenbau в 1979 г. Первая промышленная установка производительностью 300 тыс. т чугуна в год пущена в ЮАР в 1988 г. В настоящее время (май 2008 г.) в мире работает одна установка С-1000, шесть установок С-2000 и одна установка С-3000. Еще одна установка С-3000 находится в процессе строительства. Номинальная производительность установки С-1000 составляет 40 – 50 т/час, С-2000 – 80 –

125 т/час и С-3000 – 145 – 180 т/час. Существует также близкородственный процесс Finex, разработанный той же фирмой. Установка F-1.5M работает в Южной Корее. Данные разработчиков об удельных расходах сырья и энергоносителей взяты из [3]. Данные по расходу огнеупоров не найдены.

1.2. Процесс Dored разработан фирмой «Стора Коппаберг Бергслаг А.Б.». Испытан на полупромышленной установке в 1963 г. Пуск первой промышленной установки планировался в 1965 г. Дальнейшие сведения отсутствуют. Исходные данные взяты из [7].

1.3. Процесс Romelt разработан в МИСиС (СССР, Россия). Испытан на полупромышленной установке (на Новолипецком металлургическом комбинате) к 1992 г. В 2005 г. начато строительство первой промышленной установки в Бирме. Данных о завершении строительства, пуске и показателях работы нет. Исходные данные взяты из [6].

1.4. Процесс HSmelt разработан корпорацией HSmelt. Первоначально разрабатывался только корпорацией Rio Tinto, которой принадлежит 60 % акций корпорации HSmelt. Процесс испытывался на полупромышленной установке на металлургическом заводе в Западной Квинане (Австралия) с 1995 по 1999 г. Там же, в 2006 году пущена первая промышленная установка проектной производительностью 800 тыс. т чугуна в год. Сообщений о выходе на проектные показатели нет. Исходные данные взяты из [9].

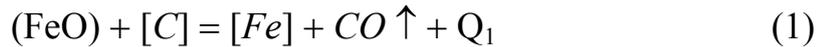
1.5. Процесс AusIron разработан компанией Ausmelt Ltd. Процесс испытывался на полупромышленной установке в Австралии с 1996 по 2001 г. Данных о строительстве промышленной установки нет. Исходные данные взяты из [8].

1.6. Процесс Technored разработан компанией Technored Ltd. Процесс испытывался на полупромышленной установке в Sao Paulo, Бразилия. Там же начато строительство первой промышленной установки производительностью 200 тыс. т. чугуна в год. Найденных данных для сравнения недостаточно.

1.7. Процессы CCF и DIOS были испытаны на полупромышленных установках. В настоящее время работы по ним не ведутся. По процессу CCF (печь циклон-конвертер) были найдены материалы только на голландском языке. Трудности перевода не позволяют привести здесь какие-либо данные по этому процессу. Имеющиеся данные по процессу DIOS позволяют отнести его к явно бесперспективным.

2. Общие сведения о механизме жидкофазного восстановления

Жидкофазное восстановление железа из его оксидов происходит при контакте жидкого (отсюда название) железистого шлака с углеродом угля либо углеродом чугуна по следующим реакциям:



или



или



где $Q_1 = 266700$ кДж/кмоль FeO или 4762,5 кДж/кг Fe;

$Q_2 = 822745,5$ кДж/кмоль Fe₂O₃ или 7346 кДж/кг Fe.

Доля жидкофазного восстановления железа газами (CO и H₂), как правило, невелика.

Как видно по величинам тепловых эффектов реакций (1) – (4), жидкофазное восстановление требует подвода большого количества теплоты. Как правило, жидкофазное восстановление железа осуществляется при температуре от 1350 °С до 1650 °С.

Учитывая значительное потребление теплоты при восстановлении оксидов железа по реакциям (1) – (4), а также то обстоятельство, что указанные реакции идут между жидкой и твердой фазами, в ПЖВ должны быть обеспечены большие поверхность контакта реагентов и тепловоспринимающая поверхность процесса для обеспечения высокой интенсивности работы агрегата.

В процессе жидкофазного восстановления время контакта углерода-восстановителя с жидкой ванной весьма мало и поэтому вследствие быстротечности процесса восстановление кремния, марганца и других характерных примесных элементов доменного чугуна практически не происходит, поэтому состав чугуна процесса жидкофазного восстановления существенно отличается от состава доменного чугуна. Вследствие этого и удельные затраты теплоты на производство чугуна ПЖВ должны быть заметно ниже таковых в доменной печи.

Абсолютным минимумом удельного расхода теплоты на производство, как известно, является тепловой дефицит процесса – ΔI. Ранее нами был определен тепловой дефицит ПЖВ для наиболее вероятных шихт [10]. Его величина колеблется в пределах ~ 8,6 – 14 ГДж/т чугуна, что соответствует удельному расходу условного топлива – b в пределах 295 – 480 кг у.т./т чугуна. Если учесть, что потери теплоты (ПТ) собственно печью (агрегатом) ПЖВ составляют 5 – 15 % от теплового дефицита, то минимальный удельный расход теплоты и условного топлива (при коэффициенте использования топлива (КИТ) η = 100 %) будет изменяться в пределах:

- при 5 % тепловых потерь 9 – 14,7 ГДж/т, b = 310 – 505 кг у.т./т;
- при 15 % тепловых потерь 9,9 – 16 ГДж/т, b = 339 – 552 кг у.т./т.

Если же взять КИТ на уровне его значения для доменной печи $\eta = 67\%$, то указанные величины составят:

- при 5 % тепловых потерь 13,5 – 22 ГДж/т, $b = 463 - 754$ кг у.т./т;
- при 15 % тепловых потерь 14,8 – 23,9 ГДж/т, $b = 506 - 824$ кг у.т./т.

При достижении указанных последними показателей тепловой работы, комплексы ПЖВ успешно заменят существующие доменные печи.

В литературе о ПЖВ встречаются значения удельных расходов условного топлива ниже 500 кг/т чугуна. Эти сведения являются, скорее всего, недостоверными.

3. Краткое описание процессов жидкофазного восстановления

3.1. Процесс Corex

Схема технологического процесса приведена на рис. 1. Основные

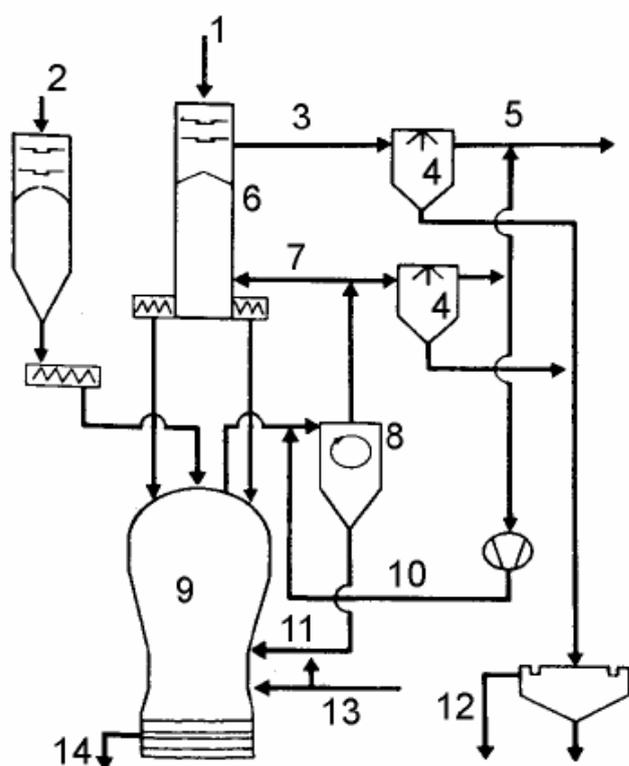


Рис. 1. Схема процесса Корекс:

- 1 – кусковая руда, окатыши, агломерат, добавки; 2 – уголь; 3 – колошниковый газ; 4 – скруббер; 5 – газ для использования на стороне; 6 – восстановительная шахта; 7 – восстановительный газ; 8 – циклон горячего газа; 9 – плавильно-газификационная камера; 10 – охлаждающий газ; 11 – пыль; 12 – пруд-отстойник; 13 – кислород; 14 – жидкий чугун и шлак

элементы установки Корекс: высокотемпературная плавильно-газификационная камера (плавильная печь); загрузочная камера для угля; восстановительная печь; скрубберы для очистки газа; циклонная батарея для горячего газа; сгуститель шлама после скрубберов.

Принцип работы следующий. В восстановительную печь загружают окискованное железосодержащее сырье ($Fe_{общ} = 62 - 63\%$), которое проходит навстречу горячему ($t = 800 - 850\text{ }^{\circ}\text{C}$) восстановительному газу и восстанавливается до губчатого железа. Степень металлизации – 95 – 96 %. Далее губчатое железо шнековым транспортёром подаётся в верхнюю часть плавильной печи. В плавильной печи происходит окончательное

восстановление железа, его науглероживание, расплавление и нагрев расплава до температуры выпуска (1500 – 1550 °С). Выпуски чугуна и шлака проводятся периодически через специальные лётки в нижней части плавильной печи.

Восстановительный газ образуется в плавильной печи, где газифицируется уголь, загружаемый сверху из загрузочной камеры посредством шнека. Температура газа составляет 1000 – 1300 °С (в зависимости от качества угля и его влажности), давление – до 5 бар. Выходящий из плавильной печи газ (1800 – 2000 м³/т угля) подстуживается до 800 – 900 °С и поступает в два параллельных циклона грубой очистки горячего газа. Уловленная пыль подаётся обратно в печь. Специальная кислородная горелка дожигает углерод пыли до СО, а также расплавляет золу и другие элементы пыли. Газы, выходящие из циклона, частично (~ 500 м³/т чугуна) идут на очистку в скруббер, где охлаждаются до 20 °С, а основной объём подаётся в восстановительную печь. Газ, выходящий из восстановительной печи, очищается и охлаждается в скруббере. Затем этот газ смешивается с газом, не прошедшим через восстановительную печь, и направляется внешним потребителям. Низшая теплота сгорания Корекс-газа около 7100 МДж/м³.

Центральной частью технологии Корекс является плавильная печь. Она предназначена для плавления предварительно восстановленного губчатого железа и для газификации угля в псевдоожиженном слое. Высота плавильной печи 25 – 30 метров. Рабочее пространство печи разделено на 3 зоны:

1) зона камеры успокоения (купол, головка). Предназначена для осаждения мелких частиц железа и угля, вылетающих из нижних зон и вносимых углём;

2) зона псевдоожиженного слоя. Предназначена для газификации угля;

3) зона плоскости кислородных фурм. Зона предназначена для расплавления губчатого железа. Температура в зоне около 2500 °С.

В верхней части головки имеются отверстия для подачи кусков угля размером от 0 до 30 мм посредством шнеков. Уголь высыпается в печь под действием силы тяжести. В головке печи уголь контактирует с газом (1000 – 1300 °С), в результате чего происходит его быстрое коксование; уголь подсушивается и измельчается. В псевдоожиженном слое кокс подвергается газификации кислородом, подаваемым через 12 радиальных фурм. Средняя температура в слое около 1600 °С. Также в верхней части головки расположены 6 отверстий для подачи кусков губчатого железа размером от 0 до 30 мм из восстановительной печи и 2 отверстия для выхода газа. Эти отверстия охлаждаются восстановительным газом, прошедшим очистку через скруб-

бер. Чуть выше псевдоожиженного слоя в печи имеется отверстие для возврата пыли, задержанной циклоном. Пыль транспортируется тем же охлажденным газом.

3.2. Процесс Dored

Схема процесса приведена на рис. 2. Основные элементы установки Dored: вращающийся конвертер 4, трубчатая печь 3, подвижная горловина 5, конвейер для подачи руды 1, конвейер для подачи коксика и извести 2, циклон для грубой очистки отходящих газов (не показан), электрофильтр либо скруббер, дымосос и дымовая труба (не показаны).

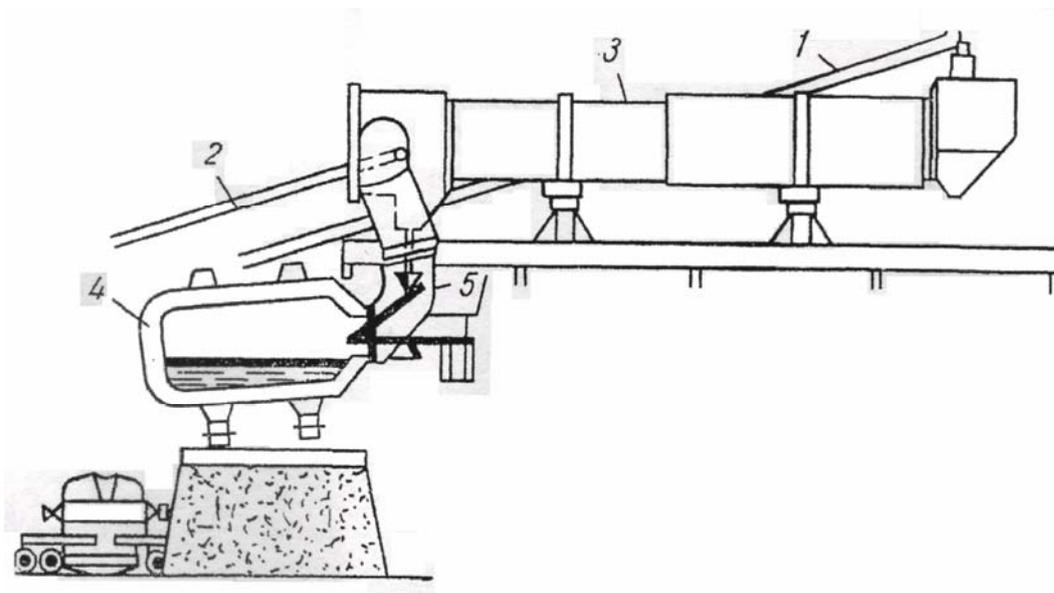


Рис. 2. Схема процесса Dored

Принцип работы следующий. Измельченное железосодержащее сырье (рудная мелочь, концентрат, шламы, пиритные огарки и т.п.) конвейером 1 подается в трубчатую печь 3. В трубчатой печи 3 железосодержащее сырье сушится и подогревается до 700 °С отходящими из конвертера 4 газами. Затем железосодержащее сырье через подвижную горловину 5 подается во вращающийся конвертер 4. Также в конвертер 4 через подвижную горловину 5 конвейером 2 подаются коксик и известь. Из подвижной горловины 5 шихта попадает на поверхность слоя шлака 6. За счет перемешивания шлака, вызванного вращением конвертера и кипением ванны, шихтовые материалы замешиваются в слой шлака 6. Железосодержащее сырье в слое шлака плавится и переходит в шлак, известь также растворяется в шлаке. Углерод коксика газифицируется либо непосредственно кислородом оксидов железа по реакциям (2) и (4) либо растворяется в железе и затем газифицируется по реакциям (1)

и (3), также углерод газифицируется кислородом дутья. Капли восстановленного железа опускаются через слой шлака 6, науглероживаются и образуют слой чугуна 8. Получившийся в результате газификации оксид углерода (II) дожигается в полости конвертера кислородом, поступающим через фурму 7. Степень дожигания ($\text{CO}_2 / (\text{CO}_2 + \text{CO})$) составляет 0,8 – 0,92. На входе в трубчатую печь 3 дымовые газы дожигаются подсосываемым через щели между горловиной и конвертером и горловиной и трубчатой печью воздухом. Для промышленного агрегата характерна работа с меньшей (~ 0,8) степенью дожигания.

Основным недостатком процесса Dored является высокий расход огнеупоров, но современные технологии торкретирования вновь позволяют рассматривать вопрос перспективности этого процесса.

3.3. Процесс Romelt.

Основные элементы установки Romelt: печь Romelt (схема печи приведена на рис. 3); котел-утилизатор – охладитель печных газов (КУ-ОПГ); установка высокотемпературного обогрева ковшей (УВТОК); установка грануляции шлака (УГШ); система химически очищенной воды; система испарительного охлаждения печи; расходные бункеры шихтовых материалов с конвейерами загрузки печи; система газоочистки (батареяный циклон и электрофильтр); дымосос с дымовой трубой; паровая турбина с генератором.

Принцип работы следующий. Из шихтовых бункеров железосодержащее сырье, уголь и известь конвейером подаются в загрузочное отверстие печи (схема печи Romelt приведена на рис. 3) и попадают на поверхность шлаковой ванны. Затем они должны, по мнению авторов процесса, замешиваться в ванну. В шлаковой ванне железосодержащее сырье плавится и переходит в шлак, известь также растворяется и переходит в шлак, уголь коксуется и газифицируется (за счет кислорода дутья и оксидов железа, продуктом газификации является монооксид углерода CO). Железо восстанавливается при контакте железосодержащего шлака с углеродом угля (по реакции (1) или (3)). Образующиеся капли железа науглероживаются, укрупняются и через слой спокойного шлака (12) опускаются на подину печи, при этом происходит восстановление железа из шлака углеродом чугуна (по реакции (2) или (4)).

Шлаковая ванна через 26 боковых фурм нижнего ряда (9) барботируется холодным кислородсодержащим ($\kappa_{\text{O}_2} = 0,6$) дутьем. Температура шлаковой ванны составляет 1500 – 1550 °С, металлической – 1450 – 1500 °С.

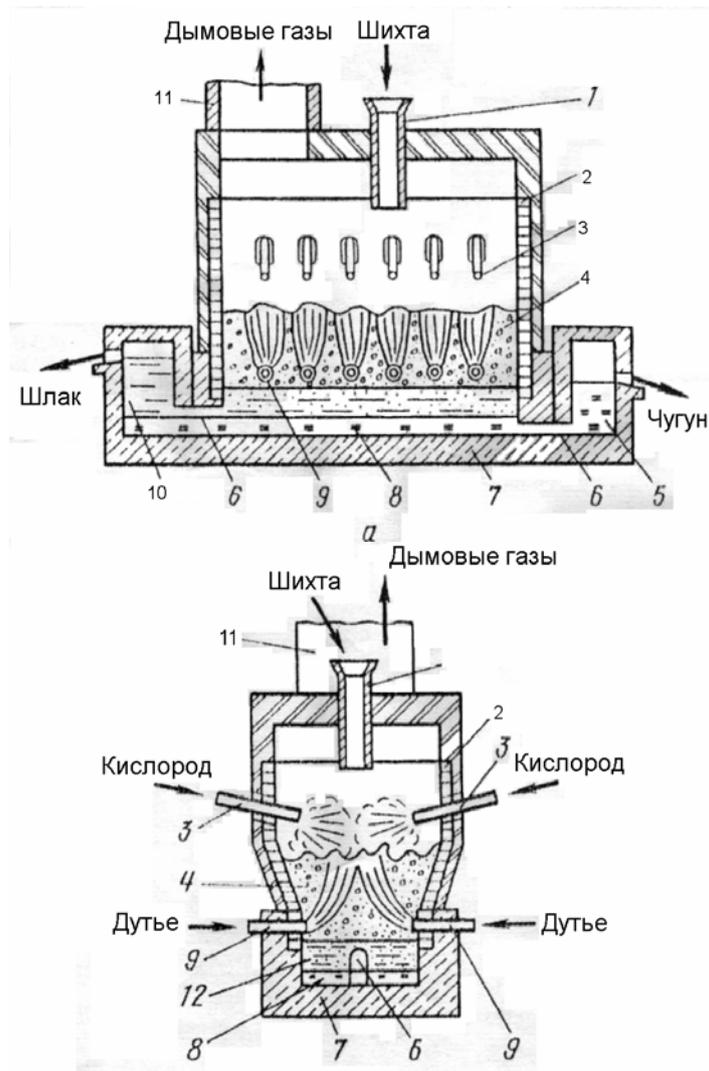


Рис. 3. Схема печи Romelt:

- 1 – загрузочная воронка; 2 – слой гарнисажа;*
- 3 – фурмы верхнего ряда; 4 – слой барботируемого*
- шлака; 5 – сифон для выпуска металла; 6 – перетоки;*
- 7 – подина; 8 – металлическая ванна; 9 – фурмы*
- нижнего ряда; 10 – сифон для выпуска шлака;*
- 11 – патрубок для отвода дыма;*
- 12 – слой спокойного шлака*

Рабочее пространство печи работает под незначительным разрежением. Выходящие из ванны газы частично дожигаются (степень дожигания 0,7) кислородом. Кислород для дожигания подается через 22 боковые фурмы верхнего ряда (3).

Температура уходящих из печи дымовых газов составляет 1750 – 1850 °С. Уходящие из печи дымовые газы полностью дожигаются в камине котла-утилизатора (КУ-ОПГ) атмосферным воздухом. Атмосферный воздух для дожигания подсасывается через зазор между кот-

лом-утилизатором и печью. Затем дым поступает на газоочистку. Газоочистка состоит из батарейного циклона (грубая очистка) и электрофилтра (тонкая очистка). Очищенный дым удаляется дымососом через дымовую трубу в атмосферу.

Чугун и шлак выпускаются из печи через чугунный (5) и шлаковый (10) сифоны соответственно. Чугун периодически выпускается в ковш. Шлак непрерывно выпускается и гранулируется непосредственно возле печи.

3.4. Процесс AusIron

Схема технологического процесса AusIron отличается от схемы технологического процесса Romelt незначительно. Отличие заключается в том, что в процессе AusIron в печь подается уголь двух различных марок двумя потоками. Антрацит (с низким содержанием летучих и низкой зольностью) подается в потоке вместе с железосодержащим сырьем и известью на поверхность ванны.

Антрацит в процессе используется, главным образом, в качестве восстановителя. Уголь энергетических марок (с высоким содержанием летучих и золы) подается через погружные фурмы и используется в качестве топлива.

Принцип работы следующий. Из шихтовых бункеров железосодержащее сырье, уголь и известь конвейером подаются в загрузочные отверстия печи (схема печи AusIron приведена на рис. 4) и попадают на поверхность шлаковой ванны. Затем они замешиваются в ванну, где железосодержащее сырье плавится и переходит в шлак, известь также растворяется и переходит в шлак, уголь коксуется и газифицируется. Железо восстанавливается при контакте железосодержащего шлака с углеродом угля (по реакции (1) или (3)). Образующиеся капли железа науглероживаются, укрупняются и опускаются на подину печи, при этом происходит восстановление железа из шлака углеродом чугуна (по реакции (2) или (4)).

В шлаковую ванну через нижний ряд сопел погружных фурм подается холодное кислородсодержащее ($k_{O_2} = 0,6$) дутье и газовый уголь. При этом подаваемый через фурмы уголь сгорает полностью (до CO_2 и H_2O , по сведениям разработчиков) в шлаковой ванне. В зависимости от требуемой производительности на печи устанавливаются две либо три погружные фурмы.

Через верхний ряд сопел погружных фурм подается холодное кислородсодержащее дутье ($k_{O_2} = 0,4$) для дожигания монооксида углерода, образовавшегося при восстановлении железа. Степень дожигания составляет 95 – 100 %.

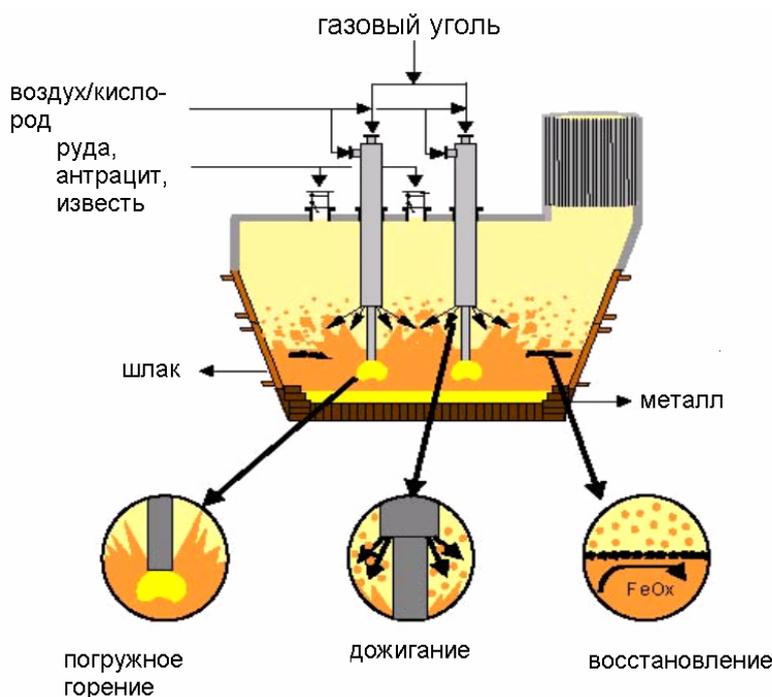
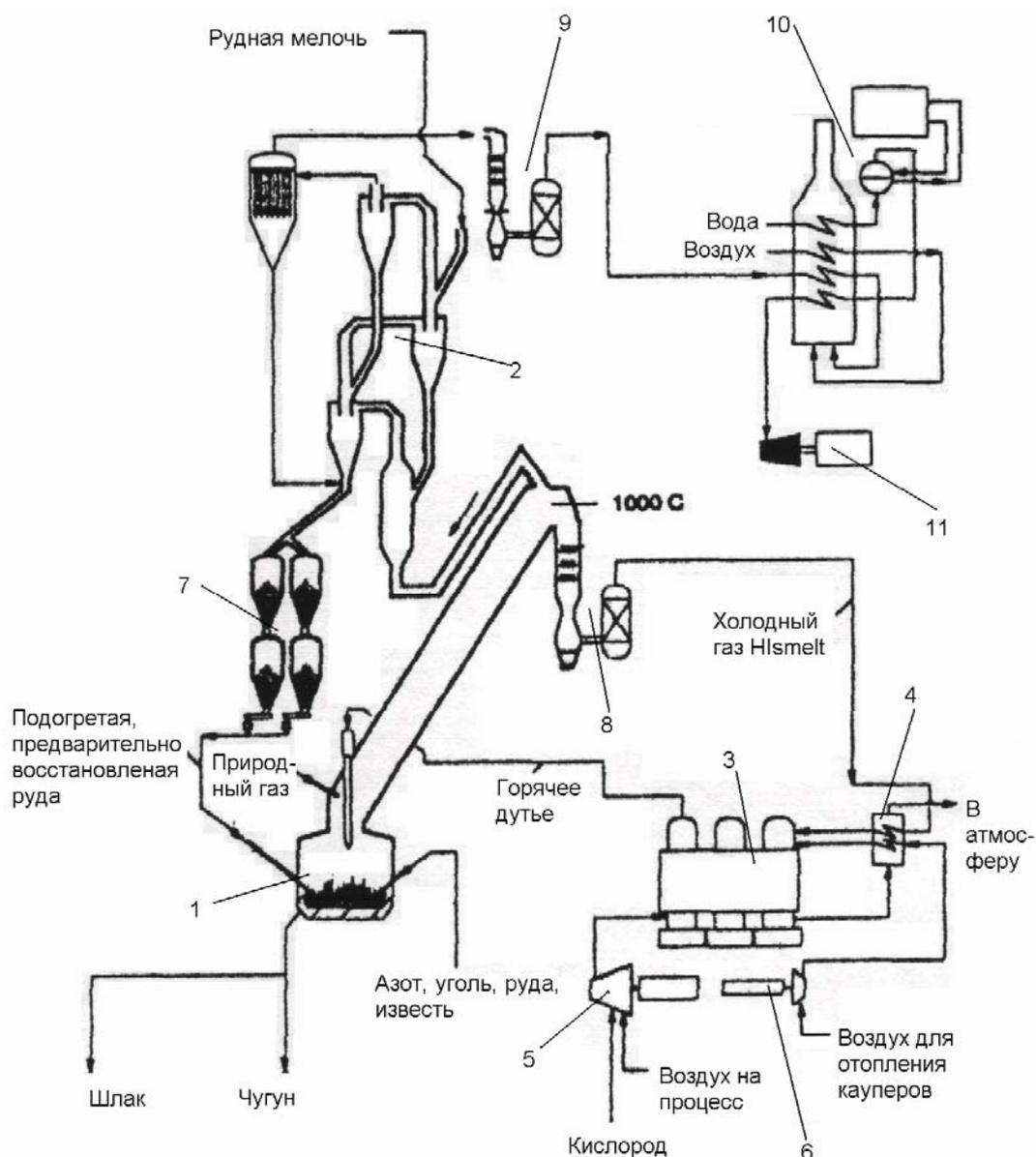


Рис. 4. Схема печи AusIron

3.5. Процесс HIs melt

Схема технологического процесса HIs melt приведена на рис. 5. Принцип работы следующий. Рудная мелочь из шихтовых бункеров загружается в установку предварительного подогрева и восстановления 2. Подогретая до 700 °С и частично восстановленная руда вместе с известью, углем и азотом подается в инжекционную систему 7. Затем взвешенная в потоке азота шихта вдвухается в печь HIs melt 1 через инжекционные фурмы. Также в печь HIs melt подается подогретое до 1200 °С дутье, содержащее 30 % об. кислорода. Процесс ведется под давлением $\approx 2,5$ атмосферы. Дутье подогревается в кауперах 3. Компоненты дутья (кислород и воздух) подаются в кауперы посредством турбовоздуходувки 5. Воздух для отопления кауперов подается турбовоздуходувкой 6 и подогревается в рекуператоре 4. Там же подогревается и идущий на отопление кауперов газ HIs melt. Непрерывно выпускаемый из печи чугун разливается в чушки. Периодически выпускаемый шлак гранулируется возле печи.

Отходящие из печи газы с температурой 1550 – 1650 °С поступают в котел-утилизатор. На входе в котел-утилизатор в отходящие газы добавляется природный газ. В котле-утилизаторе происходит конверсия природного газа содержащимися в отходящих газах диоксидом углерода и водяным паром. Полученный таким образом газ HIs melt с температурой ≈ 1000 °С разделяется на две, примерно равные части. Одна часть подается на мокрую газоочистку 8 и, затем, – на отопление кауперов 3.



*Рис. 5. Схема промышленной установки HIsmelt:
 1 – печь HIsmelt; 2 – установка для предварительного подогрева и восстановления рудной мелочи; 3 – кауперы; 4 – рекуператор для подогрева воздуха и газа, идущих на отопление кауперов; 5 – турбовоздуходувка для дутья процесса; 6 – турбовоздуходувка для воздуха, идущего на отопление кауперов; 7 – установка для инъекции шихты процесса; 8 – мокрая газоочистка для газа HIsmelt, идущего на отопление кауперов; 9 – мокрая газоочистка для отработанного газа HIsmelt; 10 – котел; 11 – паровая турбина с генератором*

Воздух и газ HIsmelt, используемые для отопления кауперов, подгреваются в рекуператорах 4 отходящим из кауперов дымом. Про-

шедший через рекуператоры 4 дым через дымовую трубу выбрасывается в атмосферу.

Другая часть используется в системе предварительного нагрева и восстановления руды 2. Отработанный газ HSmelt поступает на мокрую очистку 9, а затем сжигается в котле 10.

4. Общие и отличительные черты процессов

Наиболее сильно отличается от остальных рассмотренных процесс Cogex. Отличие состоит в том, что большая часть железа восстанавливается газом в твердой фазе. Поэтому его нельзя отнести целиком к жидкофазным. Другое отличие состоит в том, что для плавления шихты и восстановления железа в плавильно-газификационной печи используется только теплота неполного горения углерода. В других процессах имеется стремление к возможно более полному сжиганию газифицированного топлива в рабочем пространстве печи с целью обеспечения теплотой технологического процесса при минимальных удельных расходах топлива и кислорода. Также процесс Cogex отличается тем, что в нем используется окомкованное высококачественное железорудное сырье, тогда как в других рассматриваемых процессах могут использоваться дисперсные материалы. Т.е., при работе на шламах и другом подобном сырье процесс не имеет будущего. Помимо прочего, процесс Cogex отличается большей величиной удельных капитальных затрат.

Оставшиеся четыре нерассмотренных процесса имеют значительно большее сходство между собой. Наиболее отличается от остальных трех процесс Dored. Отличия заключаются в том, что: а) перемешивание ванны осуществляется механически, тогда как в процессах Romelt, HSmelt и AusIron оно осуществляется пневматически; б) передача теплоты из зоны дожигания в ванну осуществляется при периодическом контакте футеровки то с факелом, то со шлаком в ванне, тогда как в других процессах теплота из зоны дожигания передается в ванну стекающей по водоохлаждаемым стенкам шлаковой пленкой. В связи с этим, для процесса Dored характерны меньшие удельные потери тепла рабочего пространства и, следовательно, меньший удельный расход топлива, а также намного больший расход огнеупоров.

Три оставшихся процесса имеют еще большее сходство. Наиболее сильно отличается процесс HSmelt. Имеются следующие отличия: а) процесс ведется под давлением, (два оставшихся процесса – под разрежением) что позволяет утилизировать часть теплоты отходящих из печи-конвертера HSmelt газов в самом процессе для подогрева дутья и железосодержащих материалов (в процессах Romelt и AusIron

используются холодные дутье и железосодержащие материалы; б) ванна барботируется азотом, со струей которого и подаются все шихтовые материалы, тогда как в процессах Romelt и AusIron для барботажа используется обогащенное кислородом дутье, а шихтовые материалы подаются (в процессах Dored и Romelt – все, в процессе AusIron – большая часть) на поверхность ванны; в) по данным разработчиков, преобладает восстановление по реакциям (1) и (3) (углеродом чугуна), тогда как в процессах Dored, Romelt и AusIron преобладает восстановление по реакциям (2) и (4) (углеродом угля). Благодаря этому для процесса Hsmelt характерны меньшие, чем в процессах Romelt и AusIron, удельные расходы топлива и кислорода и большие удельные капитальные затраты.

Отличие между процессами Romelt и AusIron заключается в организации сжигания топлива. Так, в процессе Romelt происходит газификация замешанного в шлаковую ванну угля дутьем барботажных фурм, а в процессе AusIron в шлаковой ванне идет полное сжигание топлива (газового угля), подаваемого вместе с дутьем.

Таким образом, в процессе Romelt необходимо над ванной дожечь водород летучих угля и монооксид углерода, полученный при газификации угля кислородом дутья и кислородом оксидов железа, а также угольную пыль, выносимую из ванны. В процессе AusIron – только монооксид углерода, образующийся при восстановлении железа и смешанный с продуктами полного горения угля в ванне. В процессе Dored – только монооксид углерода, образующийся при восстановлении железа. В процессе Hsmelt же необходимо дожигать монооксид углерода, образующийся при восстановлении железа и смешанный с азотом, несущим угольную пыль.

Из опыта работы мартеновских печей известно, что над ванной невозможно полностью дожечь выделяющиеся газы. Степень дожигания (определяемую как $(CO + H_2) / ((CO + H_2 + CO_2 + H_2O))$) зависит, главным образом, от количества и теплоты сгорания (калорийности) выделяющихся газов. Несколько меньше степень дожигания зависит от количества и расположения фурм подачи дутья для дожигания и содержания кислорода в подаваемом на них дутье.

Сравнительные показатели работы процессов бескоксового получения чугуна, в расчете на 1 т чугуна

№	Вид процесса		Corex	Dored	Romelt	Hlsmelt	AusIron
	Показатели процесса						
1	Расход угля	кг	995-1050	470-490	1345-1375	620	700-850
		ГДж	31,8-33,6	13,54-14,12	31-31,68	18,02	20,5-24,9
2	Расход кислорода	м ³	530-550	420	895-910	140-150	460-507
		ГДж	10,86-12,9	9,25	18,6-20,2	2,9-3,1	9,43-10,39
3	Расход сжатога воздуха	м ³	0	0	300-315	1090-1825	472-520
		ГДж	0	0	0,054-0,056	0,584-0,977	0,084-0,93
4	Расход природного газа	м ³	0	0	0	50,8	0
		ГДж	0	0	0	2,2	0
6	Расход электроэнергии	кВт·ч	68,89	17,78	0	0	0
		ГДж	0,62	~0,16	0	0	0
7	Расход огнеупоров	кг	2	10	2-3	2	2-3
		ГДж	5,86	29,3	5,86-8,79	5,86	5,86-8,79
8	Расход извести	кг	445	120-135	170-175	185-190	185-190
		ГДж	0,091	0,547-0,615	0,775-0,798	0,843-0,846	0,843-0,846
9	Расход железорудного сырья	кг	1450-1500	1710-1730	1580-1585	1620-1625	1620-1625
		ГДж	8,7-9	7,77-7,9	7,22-7,24	7,4-7,42	7,4-7,42
10	Суммарный расход тепла на процесс	ГДж	57,936-60,446	60,567-61,345	63,509-68,764	37,807-38,423	44,117-52,439
11	Суммарный расход условного топлива на процесс	кг	1977,3-2063	2067-2093,7	2167,5-2346,9	1290,3-1311,4	1505,7-1789,7
12	Выработка электроэнергии	кВт·ч	0	0	1100-1200	305	180-260
		ГДж	0	0	9,98-10,8	2,745	1,62-2,34
13	Выработка искусственного топлива	ГДж	12,983	0	0	0	0

Наименьшее количество теплоты (физической и химической) выносится отходящими из ванны газами в процессе Dored. Затем, в порядке возрастания количества выносимой из ванны теплоты, следуют процессы AusIron, Hsmelt и Romelt. В том же порядке расположены достижимые в этих процессах степени дожигания и, соответственно, КИТы плавильных печей этих процессов. В процессе Hsmelt теплота отходящих газов используется для подогрева дутья и железосодержащего сырья, поэтому совокупный КИТ процесса повышается. Газ процесса Corex используется как самостоятельное топливо.

5. Выводы

Из рассмотренной таблицы сравнительных показателей следует, что к настоящему времени суммарный расход условного топлива у всех видов агрегатов ПЖВ не ниже, чем в аглококсодоменном производстве (полная энергоемкость доменного чугуна, рассчитанная аналогично полной энергоемкости ПЖВ, составляет 30 – 35 ГДж/т). Это, по-видимому, связано с недостаточной проработанностью ПЖВ вообще, и всех агрегатов, в частности.

Наиболее низкий суммарный удельный расход условного топлива показывает процесс Hsmelt. Это объясняется тем, что схема процесса Hsmelt наилучшим образом проработана в теплотехническом отношении по сравнению с другими процессами. Этот эффект получен благодаря хорошему использованию собственных вторичных энерго-ресурсов процесса для подогрева дутья в доменных воздухонагревателях и предварительного нагрева и восстановления шихты. Затем, по эффективности, следует процесс AusIron, в котором, согласно литературным данным, обеспечивается высокий коэффициент использования тепла топлива основного агрегата (благодаря почти полному сжиганию топлива и обогащению дутья кислородом). Как и следовало ожидать, наибольший расход условного топлива имеется в процессе Romelt, поскольку теплотехническое его обеспечение находится на весьма низком уровне. За ним следует процесс Dored, имеющий те же технологические достоинства, что и процессы Romelt и AusIron. Несмотря на эффективную организацию тепломассообменных процессов в ванне и высокий коэффициент использования тепла топлива, очень высокий удельный расход огнеупоров понижает, в целом, его эффективность. Стоящий особняком процесс Corex, несмотря на достаточно высокий уровень организации процесса имеет высокий удельный расход условного топлива, что связано с использованием высококачественной шихты и дорогих энергоносителей.

Хотя по суммарным экономическим показателям надежные данные в литературе отсутствуют, можно отметить, что и в этом отноше-

нии процесс Hismelt в настоящее время является наилучшим. На втором месте по суммарным экономическим показателям находятся процессы AusIron и Corex (с учетом производства на сторону искусственного топлива).

Список литературы

1. Развитие бескоксовой металлургии / Тулин Н.А., Кудрявцев В.С., Пчелкин С.А. и др. / Под ред. Тулина Н.А., Майера К. – М.: Металлургия, 1987. – 328 с.

2. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Печи черной металлургии: Учебное пособие для ВУЗов. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – 154 с.

3. Бем К., Эберле А., Айхбергер Э. и др. // Результаты двухлетней эксплуатации установки COREX в Южной Корее. – Черные металлы. – 1998. – Ноябрь-декабрь. – С. 20 – 26.

4. Роменец В.А. Процесс жидкофазного восстановления железа: разработка и реализация// Сталь. – 1990. – № 8. – С. 20 – 27.

5. Ничипоренко А.И., Баласанов А.В., Усачев А.Б. Статистические характеристики жидкофазного восстановления железа // Известия ВУЗов, Черная металлургия. – 1990. – № 9. – С. 104 – 105.

6. Соловьев А.Н., Левин М.Я., Валавин В.С., Вандарьев С.В., Чайкин Б.С. Инженерные аспекты установок РОМЕЛТ // Сталь. – 2001. – № 2. – С. 60 – 64.

7. Кожевников И.Ю. Бескоксовая металлургия железа. – М.: Металлургия, 1970. – 328 с.

8. Sherrington D., McClelland R. and Campbell G. The Ausiron® Direct Smelting Technology // AISE 2002 Pittsburgh, Pennsylvania, USA, September 2002.

9. Bates P., Muir A. Hismelt – low cost iron making // International conf. «Commercializing new hot metal processes beyond the blast furnace», 2000, Atlanta, Georgia, USA. June 5-7. – P. 1 – 12.

10. Абраменков Ю.Я., Стригунов Н.А. К вопросу о тепловом дефиците процесса жидкофазного восстановления «Ромелт» // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. У двох книгах. – Книга друга. – Дніпропетровськ: Пороги, 2005. – 460 с.

Рукопись поступила 10.06.2008 г.

Берлов А.В. – ст. препод., ДНУ

Веселовский В.В. – аспирант, ДНУ

РЕШЕНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ЗАДАЧ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ДЛЯ СОСТАВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Приведены решения нелинейных задач нестационарной теплопроводности с переменным коэффициентом теплообмена, с нелинейностью первого, второго рода, а также для задач теплопроводности с общей нелинейностью. В основу решений положены операционный метод и метод последовательных интервалов.

Введение

При сложном характере граничных функций, например, кусочно-непрерывных сеточных функций и т.д., для решения линейных задач нестационарной теплопроводности целесообразно применять метод последовательных интервалов [1, 2]. При таком подходе все время процесса разбивается на ℓ последовательных интервалов, в каждом из которых вид граничных функций конкретизирован. Решение нелинейной краевой задачи в такой постановке сводится к решению ℓ краевых задач, отличающихся начальными условиями и видом граничных функций. Заменяя нелинейные коэффициенты и функции на каждом интервале конкретным числом, и, следовательно, учитывая их зависимость от температуры ступенчатым образом [2], метод последовательных интервалов в такой интерпретации позволяет рассматривать и нелинейные задачи теплопроводности. В [2, 3], разбивая время протекания процесса и толщину пластины на ряд расчетных интервалов, авторы сводят задачу к линейной для многослойной системы пластин. Используя этот метод, покажем возможность его применения к решению задач нестационарной теплопроводности с нелинейностью первого, второго рода, а также для задач теплопроводности с общей нелинейностью.

Постановка задачи

Задача теплопроводности для многослойного кусочно-однородного тела (неограниченная пластина), состоящего из m параллельных плоских слоев, учитывая что для каждого слоя бралась своя система координат ($0_v \leq x_v \leq R_v$), формулируется следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_\nu(T_\nu) \frac{\partial T_\nu(x_\nu, \tau)}{\partial x_\nu} \right] = c_\nu(T_\nu) \frac{\partial T_\nu(x_\nu, \tau)}{\partial \tau} + w_\nu(x_\nu, T_\nu, \tau), \quad (1)$$

$$T_\nu(x_\nu, 0) = \varphi_\nu(x), \quad (\nu = 1, 2, \dots, m), \quad (2)$$

где $T_\nu(x_\nu, \tau)$ – температура ν -го слоя теплоизоляции, зависящая от координаты x_ν и времени τ ; $c_\nu(T_\nu)$ – коэффициент удельной объемной теплоемкости ν -го слоя; $\varphi_\nu(x)$ – некоторые функции, которые характеризуют неравномерное распределение температуры в начальный момент времени.

Мощность внутренних источников (стоков) тепла представляет собой суперпозицию мощности источников тепла, являющихся следствием воздействия на конструкцию полей различной физической природы. В зависимости от воздействия функция $w_\nu(x_\nu, T_\nu, \tau)$, равна

$$w_\nu(x_\nu, T_\nu, \tau) = \sum_{j=1}^N w_{\nu,j}(x_\nu, T_\nu, \tau), \quad (3)$$

где N – количество воздействий.

Граничные функции, обусловленные наличием внешних поверхностных источников (стоков) тепла, записываются в виде совокупности воздействий $f_0(\tau) = \sum_{i=1}^{N_1} f_{0,i}(\tau)$, $f_1(\tau) = \sum_{i=1}^{N_2} f_{1,i}(\tau)$ или на границах сло-

ев $f_2(\tau) = \sum_{i=1}^{N_3} f_{2,i}(\tau)$, где N_1, N_2, N_3 – количество граничных воздействий. Внешние граничные условия:

$$\begin{cases} \alpha_0 \lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1(x_1, \tau)}{\partial x_1} \Big|_{x_1=0} = h_0 \alpha_0^*(T, \tau) [f_0(\tau) - M T_1(x_1, \tau)] \Big|_{x_1=0} \\ \alpha_1 \lambda_m(T_m) \frac{\partial T_m(x_m, \tau)}{\partial x_m} \Big|_{x_m=R_m} = h_1 \alpha_1^*(T, \tau) [f_1(\tau) - M_1 T_m(x_m, \tau)] \Big|_{x_m=R_m}, \end{cases} \quad (4)$$

где $f_0(\tau)$, $f_1(\tau)$ – граничные функции, которые в зависимости от типа граничных условий являются температурой окружающей среды, тепловым потоком; $\alpha_0^*(T, \tau)$, $\alpha_1^*(T, \tau)$ – приведенные коэффициенты теплообмена на внешних поверхностях системы, включающие в себя составляющие конвективного и лучистого теплообмена. Полагая в (4) параметры унификации $\alpha_0, \alpha_1, h_0, h_1, M_0, M_1$, равными 0 или ± 1 , будем иметь граничные условия, соответственно, первого, второго, третьего рода и различные их сочетания.

Условия теплового контакта имеют вид:

$$\begin{cases} \lambda_\nu(T_\nu) \frac{\partial T_\nu(x_\nu, \tau)}{\partial x_\nu} \Big|_{x_\nu=R_\nu} = \frac{1}{R_{\nu, \nu+1}(T, \tau)} [T_{\nu+1}(0, \tau) - T_\nu(R_\nu, \tau)] \\ \lambda_\nu(T_\nu) \frac{\partial T_\nu(x_\nu, \tau)}{\partial x_\nu} \Big|_{x_\nu=R_\nu} - \lambda_{\nu+1}(T_{\nu+1}) \frac{\partial T_{\nu+1}(x_\nu, \tau)}{\partial x_{\nu+1}} \Big|_{x_{\nu+1}} = f_2(R_\nu, T_\nu, \tau), \end{cases} \quad (5)$$

где $R_{\nu, \nu+1}$ – термическое сопротивление на контакте слоев ν и $\nu+1$.

При $f_2(R_\nu, T_\nu, \tau) = 0$ условия (5) соответствуют условиям идеального теплового контакта на стыках слоев; при

$f_2(R_\nu, T_\nu, \tau) = \omega_{\nu, \nu+1}^*(T_\nu, \tau) = \frac{R_\nu}{\lambda_\nu} \omega_{\nu, \nu+1}(R_\nu, T_\nu, \tau)$ – условия (5) соответст-

вуют условиям неидеального теплового контакта; при

$$f_2(R_\nu, T_\nu, \tau) = A_{\nu, \nu+1} \frac{\partial T_{\nu+1}(R_\nu, T_\nu, \tau)}{\partial \tau} \Big|_{x=0}, \quad A_{\nu, \nu+1} = \frac{\delta_{\nu, \nu+1} R_\nu}{R_0^2} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda_\nu} \frac{c_{\nu, \nu+1}}{c_0}$$

условия (5) соответствуют условиям неидеального теплового контакта в виде тепловой емкости.

Решение нелинейных задач

Рассмотрим математическую постановку задачи для многослойного плоского тела (1) – (5), используя метод последовательных интервалов. От интервала к интервалу будем изменять ступенчатым образом теплофизические характеристики, параметры неидеального теплового контакта, приведенный коэффициент теплообмена. Функции, зависящие от времени и координаты на каждом интервале, могут принимать любой конкретный вид из класса аналитических функций.

Разобьем временной интервал $[0, Fo_k]$ на ряд временных интервалов ΔFo_j так, что

$$0_j \leq Fo \leq \Delta Fo_j, \quad j = 1, 2, 3, \dots, \ell,$$

где

$$\sum_{j=1}^{\ell} \Delta Fo_j = Fo_k.$$

Тогда задача (1) – (5) сведется к решению линейных задач на каждом временном интервале:

$$\beta_{\nu, j} \frac{\partial^2 T_{\nu, j}(x, Fo)}{\partial x^2} = \frac{\partial T_{\nu, j}(x, Fo)}{\partial Fo} - \beta_{\nu, j}^* w_{\nu, j}(x, Fo), \quad (6)$$

$$T_{\nu, j}(x, Fo) \Big|_{Fo=0} = \varphi_{\nu, j}(x), \quad (7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_0 \frac{\partial T_{1,j}(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=0} = h_0 Bi_{0,j} [f_{0,j}(Fo) - M_0 T_{1,j}(x, Fo)] \Big|_{x=0} \\ \alpha_1 \frac{\partial T_{m,j}(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} = h_1 Bi_{1,j} [f_{1,j}(Fo) - M_1 T_{m,j}(x, Fo)] \Big|_{x=1} \end{array} \right. \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_2 \frac{\partial T_{v,j}(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} = R_{v,v+1}^j [T_{v-1,j}(0, Fo) - T_{v,j}(1, Fo)] \\ \frac{\partial T_{v,j}(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=1} - \mu_{v-1,v}^j \frac{\partial T_{v+1,j}(x, Fo)}{\partial x} \Big|_{x=0} = f_{2,j}(Fo) \end{array} \right. \quad (9)$$

При этом в условии (2)

$$T_{v,1}(x, Fo) \Big|_{Fo=0} = \varphi_{v,1}(x), \quad \varphi_{v,1}(x) = \varphi(x), \quad (10)$$

$$T_{v,j}(x, Fo) \Big|_{Fo=0} = \varphi_{v,j}(x), \quad \varphi_{v,j}(x) = T_{v,j-1}(x, \Delta Fo_{j-1}).$$

В условии (5) при $\alpha_2 = 1$, $f_{2,j}(Fo) = w_{v,v+1}^{*j}(Fo)$;

$$\text{при } \alpha_2 = 0, \quad f_{2,j}(Fo) = A_{v,v+1}^j \frac{\partial T_{v+1,j}(x, Fo)}{\partial Fo} \Big|_{x=0}.$$

Используя структурную форму решения [4], покажем, что общая структура решения задачи (6) – (10) отличается от полученных ранее решений линейных задач теплопроводности для составных тел [5,6] только содержанием простых структур.

Общая структура решения задачи (6) – (10) для j -го интервала имеет вид

$$T_{v,j}(x, Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,j} [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] \cdot g_{r,j}^{(n)}(Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} E_{r,j}(x, p_k) \exp(-\gamma_k^2 Fo) \right\} + z_{v,j}^k(x, Fo), \quad (11)$$

где

$$E_{r,1}(x, p_k) = \frac{\bar{g}_{r,1}(p_k)}{\Psi_1'(\varphi_n, p_k)} Q_1 [\mu_{n,r}^v(x), p_k],$$

$$E_{r,j}(x, p_k) = E_{r,j-1}(x, p_k) \exp(-\gamma_k^2 \Delta Fo_{j-1}) + \frac{\bar{g}_{r,j}(p_k)}{\Psi_j'(\varphi_n, p_k)} Q_j [\mu_{n,r}^v(x), p_k], \quad (12)$$

$$\begin{aligned}
Z_{v,1}^*(x, Fo) &= \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{v,1}^n \frac{Fo^n}{n!} \varphi_{v,1}^{(2n)}(x) + W_{v,1}(x, Fo), \\
Z_{v,j}^*(x, Fo) &= \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{v,j}^n \frac{Fo^n}{n!} \varphi_{v,j}^{(2n)}(x) + W_{v,j}(x, Fo)
\end{aligned} \tag{13}$$

Здесь

$$\begin{aligned}
\varphi_{v,1}(x) &= \varphi_v(x), \\
\varphi_{v,j}(x) &= Z_{v,j-1}^*(x, \Delta Fo_{j-1}) + \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,j-1} [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] g_{r,j-1}^{(n)} \Big|_{Fo=\Delta Fo_{j-1}} \right\}.
\end{aligned}$$

Компоненты воздействия $g_{r,j}(Fo)$ вычисляются с учетом (10), (13) и

$$\varphi_{v,j}(x) \equiv T_{v,j-1}(x, \Delta Fo_{j-1}).$$

Из математической постановки задачи (6) – (10) следует, что она отличается от постановки линейной [5, 6] только начальным условием (10) и соответственно компонентами воздействия. Следовательно, общая структура решения данной задачи имеет вид (11).

Решение (11) отличается от структурного решения линейной задачи только индексами j , характеризующими причастность к временным интервалам. Сращивание решений в (11) происходит через функции $\varphi_{v,j}(x)$, входящие в начальное условие (10).

Из (11) следует, что для первого интервала:

$$\begin{aligned}
T_{v,1}(x, Fo) &= \sum_{r=0}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,1} [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] \cdot g_{r,1}^{(n)}(Fo) + \right. \\
&\quad \left. + \sum_{k=1}^{\infty} E_{r,1}(x, p_k) \exp(-\gamma_k^2 Fo) \right\} + Z_{v,1}^*(x, Fo),
\end{aligned} \tag{14}$$

где

$$\begin{aligned}
E_{r,1}(x, p_k) &= \frac{\bar{g}_{r,1}(p_k)}{\Psi_1'(\varphi_n, p_k)} Q_1 [\mu_{n,r}^v(x), p_k], \\
Z_{v,1}^*(x, Fo) &= \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{v,1}^n \frac{Fo^n}{n!} \varphi_{1,v}^{(2n)}(x) + \bar{W}_{v,1}(x, Fo).
\end{aligned}$$

Функция $\varphi_{1,v}(x)$ в (14) характеризует распределение температуры, заданное в первоначальный момент времени, т.е. $\varphi_{1,v}(x) = \varphi_v(x)$. Для второго интервала в решении (11) функция $\varphi_{v,2}(x)$ находится из решения для первого интервала (14) при $Fo = \Delta Fo_1$. Следовательно,

$$\varphi_{v,2}(x) = T_{v,1}(x, \Delta Fo_1). \tag{15}$$

Подставляя (15) в решение (11) при $j = 2$, после соответствующих преобразований, получим

$$T_{v,2}(x, Fo) = \sum_{r=0}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,2} [\mu_{n,2}^v(x), \varphi_n] \cdot g_{r,2}^{(n)}(Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} E_{r,2}(x, p_k) \exp(-\gamma_k^2 Fo) \right\} + Z_{v,2}^*(x, Fo), \quad (16)$$

где

$$E_{r,2}(x, p_k) = E_{r,1}(x, p_k) \exp(-\gamma_k^2 \Delta Fo_1) + \frac{\bar{g}_{r,2}(p_k)}{\Psi_2'(\varphi_n, p_k)} Q_2 [\mu_{n,r}^v(x), p_k]$$

$$Z_{v,2}^*(x, Fo) = \sum_{n=0}^{\infty} \beta_{v,2}^n \frac{Fo^n}{n!} \varphi_{2,v}^{(2n)}(x) + \bar{W}_{v,2}(x, Fo).$$

Здесь $\varphi_{2,v}(x)$ имеет вид

$$\varphi_{2,v}(x) = Z_{v,1}^*(x, \Delta Fo_1) + \sum_{r=0}^{2m} \left\{ \sum_{n=0}^{\infty} \Omega_{n,1} [\mu_{n,r}^v(x), \varphi_n] g_{r,1}^{(n)}(Fo) \right\}.$$

Компоненты воздействия $g_{r,2}(Fo)$ определяются через функции $\varphi_{v,2}(x)$ (10) и $Z_{v,2}^*(x, Fo)$ (13).

Повторяя эту процедуру для j -го интервала, получим (14) – (16), что и требовалось доказать.

Теплофизические характеристики, параметры неидеального теплового контакта, приведенный коэффициент теплообмена, изменяющиеся от интервала к интервалу ступенчатым образом, выбираются по значению некоторой определяющей температуры. Как показано в работе [2], определяющую температуру следует выбирать в зависимости от конкретных законов изменения нелинейных параметров и цели исследования.

Решение тепловых задач с общей нелинейностью

Следуя работам [2, 3, 7], разобьем пространственно-временную область на поле квадрантов. Предположим, что в каждом квадранте теплофизические характеристики материала и нелинейные члены в граничных условиях не зависят от температуры, но меняются от квадранта к квадранту ступенчатым образом. Математически такой подход позволяет линеаризировать нелинейное уравнение теплопроводности, сведя его к системе “ $j+i$ ” линейных уравнений для каждой пластины (j, i – индекс временных и пространственных разбиений).

Кроме этого в постановку задачи необходимо добавить еще $j-1$, $i-1$ условий. По координате такими условиями могут быть приняты

условия непрерывности температуры и теплового потока на границе слоев. По времени – распределение температуры в конце j -го временного интервала принимается за начальное для “ $j+1$ ”-го интервала. Нелинейные граничные условия (4) в результате такой линеаризации записываются в виде (8).

Следовательно, в такой постановке решение задач теплопроводности для неограниченной пластины с общей нелинейностью сводится:

1) к решению задачи для многослойных тел с “внешними” граничными условиями, в которых нелинейные члены зависят от некоторой характерной температуры поверхности, постоянной для всего времени процесса;

2) к последующему решению задачи для многослойных тел методом последовательных интервалов.

Для составного тела решение задачи сводится к применению решения (11), при этом функция $T_{\nu,j}(x, Fo)$ для каждого ν слоя получается в результате решения i задач теплопроводности для многослойных плоских тел с идеальным тепловым контактом.

Кроме этого, в каждом квадранте параметры $\mu_n^j(x_\nu)$, $\varphi_{n,j}$ и $p_{k,i}$ берутся своими и определяются по некоторой температуре $t_{i,j}^*$, постоянной для каждого квадранта. При этом нелинейность, входящая в граничные условия корректируется на каждом квадранте по температуре t_s^* , равной температуре поверхности в конце предыдущего интервала. Теплофизические характеристики материала для каждого слоя корректируются, например, по среднеинтегральной температуре:

$$t_{i,j}^* = \frac{1}{R_i} \int_0^{R_i} t(x_i, Fo_{j-1}) dx_i .$$

Сумма толщин R_i для каждого слоя составного тела равна толщине соответствующей пластины.

Численные параметрические исследования

В качестве примера приведены результаты расчета температурного поля пластины с симметричными и несимметричными граничными условиями. Начальное распределение температуры равномерное, $T_0 = 20^\circ\text{C}$. Для симметричных граничных условий заданы: $\lambda = 33 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $c = 0,512 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$. Условия на поверхностях пластины переменны по времени и определяются зависимостями: $Bi(Fo) = 0,75 + 10 \cdot Fo$, $Bi(Fo) = 0,75 + 10 \cdot Fo$, $T_c(Fo) = 95 + 200 \cdot Fo$. Определено изменение температуры пластины в

интервале времени $0 \leq Fo \leq 0,5$. В табл. 1 сопоставлены температуры пластины при $x = 0$, полученные методом конечных разностей и последовательных интервалов.

Таблица 1

Температуры пластины при $x = 0$

Fo	Температура, рассчитанная методом	
	конечных разностей	последовательных интервалов
0,1	36	40
0,2	65	72
0,3	92	102
0,4	120	122
0,5	156	156

Для несимметричных граничных условий заданы: $\lambda = 25 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $c = 0,512 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$. Условия на поверхностях торца пластины переменны во времени и определяются зависимостями: $Bi_1(Fo) = 2 - 1,5 \cdot \exp(-Fo)$, $Bi_2(Fo) = 4 - 3 \cdot \exp(-Fo)$, $T_{c1}(Fo) = 90 + 235 \cdot Fo$, $T_{c2}(Fo) = 50 + 100 \cdot Fo$. Определено изменение температуры пластины в интервале времени $0 \leq Fo \leq 1,0$. В табл. 2 сопоставлена температура в точках $x = 0$ и $x = 1$, полученная методом конечных разностей и методом последовательных интервалов.

Таблица 2

Температуры пластины в точках $x = 0$ и $x = 1$

Fo	Температура, рассчитанная методом			
	конечных разностей		последовательных интервалов	
	$x = 0$	$x = 1$	$x = 0$	$x = 1$
0,1	34	32	34	32
0,2	48	42	48	42
0,3	63	56	63	52
0,4	83	68	80	63
0,5	103	83	100	72
0,6	126	94	120	88

Из табл. 1 видно, что при большем времени Fo температура, рассчитанная по методу последовательных интервалов, лучше согласуется с результатами, полученными методом конечных разностей.

Из табл. 2 следует: при малых значениях Fo ($Fo \leq 0,3$) близкое к значениям температуры, полученным конечно-разностным методом, дает метод последовательных интервалов.

В качестве второго примера приведем результаты расчета разогрева пластины из стали с размерами $R = 0,13$ м при воздействии внутренних источников тепла различной интенсивности, параметры которых зависят от времени, координаты и температуры [2]. Максимальные значения интенсивности $q_v(\bar{z}, T, Fo)$ при $x = 0$ приведены в табл. 3.

Таблица 3

Максимальные значения интенсивности внутренних источников тепла $q_v(\bar{z}, T, Fo)$ при $x = 0$

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8
Интенсивность источников тепла, $Вт/м^3$	1	10	10^2	10^3	10^4	10^5	10^6	10^7

Теплообмен с другими элементами конструкции через внешние поверхности пластины учтен введением граничных условий третьего рода, с коэффициентом теплоотдачи α . Принято, что этот коэффициент является постоянным на протяжении всего времени нагрева и равным $\alpha = 500$ $Вт/(м^2 \cdot К)$. Исходные зависимости теплофизических характеристик ρ , c_p , λ_s материала пластины от температуры получены усреднением данных из различных источников.

Результаты расчетов температуры пластины в точке $x = 0$ при Fo , изменяющемся от 0 до 1, приведены в табл. 4.

При большей интенсивности теплового нагружения зависимость температуры стержня от времени имеет резко выраженную нестационарность. В связи с этим с некоторого момента времени возникает необходимость в уменьшении временного интервала при расчетах. Влияние шага ΔFo_j на результаты расчета температуры стержня в точке $x = 0$ показано в табл. 5. Принято, что характеристики материала постоянны в интервалах $\Delta Fo_j = 0,1$, а приращение $\Delta Fo_{j,i}$ в интервале ΔFo_j варьируется от 0,0001 до 0,1. С увеличением $\Delta Fo_{j,i}$ погрешность расчетов растет; оптимальным является приращение $\Delta Fo_j = 0,001$.

Аппроксимация зависимостей теплофизических характеристик материала от температуры кусочно-постоянными функциями в преде-

лах температурных диапазонов ΔT является более рациональной, чем их аппроксимация в пределах временных интервалов ΔFo_j . Однако выбор значения температурного диапазона ΔT также имеет существенное значение.

Таблица 4

Результаты расчетов температуры пластины в точке $x = 0$

Fo	Температура для вариантов интенсивности источников тепла					
	1	2	3	4	5	6
0,001	20,003	20,023	20,065	20,1	20,2	20,9
0,005	20,015	20,14	20,4	20,6	21,3	24,4
0,01	20,028	20,26	20,7	21,14	22,3	29,6
0,05	20,17	21,5	24,3	26,9	34,1	71
0,1	20,28	22,6	27,2	31,6	43,8	134
0,2	20,561	25,1	34,3	43,6	68	250
0,4	21,117	30,2	49,02	67,8	126,6	454
0,6	21,67	35,4	64,6	95,5	180	
0,8	21,23	40,7	81,3	125,7	229	
1	22,79	46,05	99,5	153,6	329	

Таблица 5

Влияние шага ΔFo_j на результаты расчета температуры стержня в точке $x = 0$

Fo	Температура при приращении $\Delta Fo_{j,i}$						
	0,0001	0,0005	0,001	0,005	0,01	0,05	0,1
0	20,02	20,10	20,35	21,3	22,4	32,1	43,77
0,2	70,69	70,68	70,67	70,63	70,61	69,79	68,83
0,4	131,35	131,32	131,30	131,13	130,9	129,0	126,80
0,6	187,60	187,61	187,52	187,51	187,3	187,0	182,23
0,8	242,26	242,21	242,17	241,80	241,4	138,0	233,54
1,0	403,80	403,22	402,01	400,01	397,20	375,10	345,02

Выводы

1. Показано, что для решения нелинейных задач нестационарной теплопроводности для составных элементов конструкций с неидеальным тепловым контактом эффективным является метод последовательных интервалов.

2. Установлено, что аппроксимация зависимостей теплофизических характеристик материалов от температуры кусочно-постоянными функциями в пределах температурных диапазонов ΔT является более рациональной, чем их аппроксимация в пределах временных интервалов ΔF_{0j} .

Список литературы

1. Тайц Н.Ю. Определение теплофизических свойств сталей и других веществ // Теплофизические свойства твердых тел. – М.: Наука, 1987. – С. 67 – 73.

2. Веселовский В.Б. Метод последовательных интервалов в исследовании теплофизических процессов // Metallургическая тепло-техника: Сборник трудов НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 255 – 265.

3. Меерович И.Г. Температурное поле в многослойных системах с переменными физическими свойствами // ИФЖ. – 1967. – Т. 12. – № 4. – С. 484 – 490.

4. Веселовский В.Б. Решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных плоских тел с неидеальным тепловым контактом // Прикладные вопросы аэродинамики летательных аппаратов. – Киев: Наук. думка, 1984. – С. 140 – 144.

5. Берлов А.В. Решение структурным методом задач теплопроводности для составных элементов конструкций при воздействии электромагнитных полей // Диференціальні рівняння та їх застосування: Зб. наук. пр. ДНУ. – Дніпропетровськ, 2006. – С. 70 – 79.

6. Веселовский В.В. Математические модели и определение контактного термического сопротивления в элементах конструкций // Диференціальні рівняння та їх застосування: Зб. наук. пр. ДНУ. – Дніпропетровськ, 2006. – С. 88 – 95.

7. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. – М.: Эдиториал, 2003. – 784 с.

Рукопись поступила 19.04.2008 г.

Бойко В.Н. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

РАСЧЕТ НАСЫПНЫХ ПОРИСТЫХ ПЕРЕГОРОДОК ДЛЯ УЛАВЛИВАНИЯ ИЗВЕСТКОВОЙ ПЫЛИ

Рассмотрена методика расчета насыпных пористых перегородок со стационарным и динамическим слоем для улавливания пылевидного материала из газового потока на основе математических зависимостей, определяющих пылеулавливающие и аэродинамические характеристики слоев мелкозернистого известняка при улавливании известковой пыли.

Введение

За циклонной печью количество высокообоженной и высокоактивной извести в дымовых газах может достигать 10 ÷ 20 % от всей произведенной извести. Ее улавливание и возврат в производство представляет собой важную ресурсосберегающую, экологическую и экономическую задачу.

В качестве пылеулавливающего аппарата за циклонной печью для обжига мелкодисперсного известняка предложено использовать насыпную пористую перегородку [1]. При этом насадкой пористой перегородки является технологический материал – относительно крупные фракции обрабатываемого известняка.

Определение конструктивных и режимных параметров насыпной пористой перегородки является важной задачей, обеспечивающей эффективную работу перегородки.

Постановка задачи

Ранее на основе разработанной физической модели в результате обработки экспериментального материала были получены математические зависимости для определения пылеулавливающих и аэродинамических характеристик стационарных и динамических слоев мелкозернистого известняка при улавливании известковой пыли [2, 3]. Согласно этим данным количество уловленной пыли из единицы объема очищаемого газа стационарным слоем равно

$$Z_{1ст} = Z_0 \left[1 - 1,4 \cdot 10^{-3} \varepsilon Re^{1,2} St^{-1,0} \left(\frac{d_{п}}{d_3} \right)^{1,2} \left(\frac{Z_0}{\rho_{п}} \right)^{0,1} \left(\frac{H}{d_3} \right)^{-2,0} No^{1,2} \right], \text{ кг/м}^3, \quad (1)$$

а динамическим слоем (стабилизированная величина уловленной пыли) –

$$Z_{1д} = Z_0 \left[1 - 1,35 \varepsilon Re^{3,4} St^{-1} \left(\frac{d_{п}}{d_3} \right)^{1,2} \left(\frac{Z_0}{\rho_{п}} \right)^{0,1} \left(\frac{H}{d_3} \right)^{1,2} \left(\frac{H}{h} \right)^{-2,6} No_{д}^{-1,3} \right], \text{ кг/м}^3, \quad (2)$$

где Z_0 – запыленность газа перед слоем, кг/м³; $Re = \frac{w d_3 \rho_{г}}{\mu}$ – число Рейнольдса;

$St = \frac{d_{п}^2 w \rho_{п}}{\mu d_3}$ – число Стокса; $No = \frac{w \tau}{d_3}$ – число гомохронности для стационарного слоя;

$No_{д} = \frac{w \tau_{д}}{d_3}$ – число гомохронности для динамического слоя;

τ – время работы пористой насадки, с; $\tau_{д} = \frac{h}{w_{сл}}$ – время полной замены насадки в зоне улавливания пыли (время стабилизации пылеулавливающих и аэродинамических характеристик динамического слоя [1]), с;

ε – порозность слоя; $d_3, d_{п}$ – средний размер частиц засыпки слоя и частиц пыли, м; $\rho_{п}, \rho_{г}$ – соответственно, плотность частиц пыли и плотность газа, кг/м³; w – скорость газа, м/с; $w_{сл}$ – скорость движения слоя насадки, м/с; μ – коэффициент динамической вязкости газа, кг/м·с; H, h – соответственно, толщина и высота слоя, м.

Уравнения (1) – (2) позволяют определить и другие пылеулавливающие характеристики пористых перегородок – степень очистки газов, величину проскока пыли, остаточную запыленность газа, а также перенос массы пыли по толщине слоя в виде функции $Z_1 = f(H)$.

Полное аэродинамическое сопротивление насыпных слоев при улавливании известковой пыли характеризуется уравнениями:

- для стационарного слоя

$$Eu_{ст} = 21,51 \frac{H}{d_3} \frac{(1-\varepsilon)\Phi}{\varepsilon^3} Re_{сл}^{-0,53} + 0,21 \frac{St}{Re} \left(\frac{d_{п}}{d_3} \right)^{-1,8} \left(\frac{Z_0}{\rho_{п}} \right)^{1,1} \left(\frac{H}{d_3} \right)^{0,5} No^{1,2}; \quad (3)$$

- для динамического слоя (стабилизированная величина)

$$Eu_{д} = 21,51 \frac{H}{d_3} \frac{(1-\varepsilon)\Phi}{\varepsilon^3} Re_{сл}^{-0,53} + 7,8 \cdot 10^{-3} \frac{St}{Re} \left(\frac{d_{п}}{d_3} \right)^{-1,8} \left(\frac{Z_0}{\rho_{п}} \right)^{1,1} \left(\frac{H}{d_3} \right)^{0,8} \left(\frac{H}{h} \right)^{-0,3} No_{д}^{1,3}, \quad (4)$$

где $Eu = \frac{\Delta p}{w^2 \rho_{\Gamma}}$ – число Эйлера для запыленного слоя насадки, $Re_{сл}$ – модифицированное число Рейнольдса [1]; Φ – коэффициент формы частиц перегородки (для известняка $\Phi = 1,37$).

При расчете насыпной пористой перегородки для улавливания известковой пыли, в частности, за циклонной печью для обжига мелкодисперсного известняка, зависимости (1) – (4) необходимо использовать в качестве базовых.

Расчет насыпных пористых перегородок

Параметры, определяющие пылеулавливающие и аэродинамические характеристики насыпных пористых перегородок, в общем случае можно условно разделить на режимные, параметры слоя и параметры, характеризующие дисперсный поток перед пористой перегородкой.

К параметрам дисперсного потока относятся плотность ρ_{Γ} и вязкость μ газа, начальная концентрация пыли в газовом потоке Z_0 , размер d_{Π} и плотность ρ_{Π} частиц пыли, расход $V_{дг}$ и температура $t_{дг}$ газа.

Режимные параметры определяют время улавливания τ , характеризуют газовую нагрузку на слой перегородки и расход зернистого материала, к ним относятся скорость газового потока w и скорость движения слоя $w_{сл}$.

Параметры слоя оцениваются порозностью ε , толщиной H и высотой h слоя, а также размером частиц засыпки d_3 .

Для определения размеров пористой перегородки, а именно ее площади, необходимо предварительно задаться скоростью газового потока, величину которой следует выбирать равной $w = 0,1 \div 0,5$ м/с. Тогда площадь пористой перегородки будет равна

$$S_{\Phi} = \frac{V_{дг}}{w}, \text{ м}^2. \quad (5)$$

Эксплуатационные показатели работы пористой перегородки (конечную концентрацию пыли в газовом потоке и сопротивление) рассчитывают после определения параметров слоя для конкретного материала засыпки. При этом расчет пористых перегородок со стационарным и динамическим слоем имеет свои особенности.

Пылеулавливающие характеристики пористых перегородок со стационарным слоем в процессе эксплуатации ухудшаются [3], одновременно с этим увеличивается их аэродинамическое сопротивление. При достижении определенной величины сопротивления возникает необходимость в регенерации слоя или его замене новым материалом.

Это обусловлено технологическими условиями, в частности, возможностями применяемых тягодутьевых средств. Обычно сопротивление насыпных пористых перегородок находится в пределах $500 \div 3000$ Па [4].

При полной замене слоя материала с уловленной пылью характер изменения его пылеулавливающей способности и аэродинамического сопротивления повторяется в каждом цикле. Цикл определяется продолжительностью непрерывной работы пористой перегородки при изменении ее сопротивления от начального до максимального значения.

Продолжительность цикла улавливания пыли пористой перегородкой со стационарным слоем определяется из преобразованного уравнения (3) и составляет

$$\tau' = 3,671 \frac{d_3}{w} (Eu_{ст} - Eu)^{0,833} \left(\frac{Re}{St} \right)^{0,833} \left(\frac{d_{п}}{d_3} \right)^{1,5} \left(\frac{Z_0}{\rho_{п}} \right)^{-0,917} \left(\frac{H}{d_3} \right)^{-0,417}, \text{ с.} \quad (6)$$

В этом случае величиной максимального сопротивления слоя $\Delta p_{ст}$ задаются. Количество уловленной пыли определяется выражением (1) при подстановке в него численного значения τ' , а максимальное значение остаточной концентрации пыли в газовом потоке в конце каждого цикла определяется зависимостью

$$Z_k = Z_0 - Z_{лст}, \text{ кг/м}^3. \quad (7)$$

Сопротивление пористой перегородки растет в основном за счет слоев с повышенным пылесодержанием. Их толщина при улавливании известковой пыли составляет $20 \div 25$ % всей толщины слоя. В связи с этим целесообразно производить замену части слоя пористой перегородки с наибольшим количеством уловленной пыли.

При замене части слоя общее сопротивление перегородки в начале каждого цикла выше первоначального значения. При частичной замене слоя остаточное сопротивление незаменимой части слоя с каждым циклом увеличивается. Это является причиной сокращения продолжительности циклов. В конечном итоге требуется полная замена слоя пористой перегородки. Следует отметить, что при частичной замене слоя материала увеличивается остаточная концентрация пыли в газовом потоке, которая с каждым циклом возрастает.

В рассмотренных случаях параметром, лимитирующим процесс улавливания пыли, является сопротивление стационарного слоя перегородки. Однако, часто к качеству улавливания пыли предъявляются вполне определенные требования, обуславливающие максимальную концентрацию пыли в выбрасываемом в атмосферу газе. В этом случае лимитирующим параметром является максимальная конечная

концентрация пыли, и продолжительность цикла улавливания найдем из преобразованной зависимости (1)

$$\tau' = 238,9 \frac{d_3}{w} \varepsilon^{-0,833} \left(\frac{Z_K}{Z_0} \right)^{0,833} Re^{-1,0} St^{0,833} \left(\frac{d_{II}}{d_3} \right)^{-1,0} \left(\frac{Z_0}{\rho_{II}} \right)^{-0,083} \left(\frac{H}{d_3} \right)^{1,667}. \quad (8)$$

При этом значение сопротивления пористой перегородки определяется уравнением (3), количество уловленной пыли – уравнением (1) после подстановки в них найденной величины продолжительности цикла τ' .

Расчет стабилизированных величин пылеулавливающих и аэродинамических характеристик пористой перегородки с динамическим слоем насадки выполняется с помощью уравнений (2) и (4), при этом кроме прочих параметров следует предварительно задаваться высотой слоя h .

Улавливание пыли из газового потока пористыми перегородками с динамическим слоем имеет свои особенности, заключающиеся в изменении газовой нагрузки по высоте динамического слоя в связи с изменением пыленасыщенности насадки и, следовательно, ее газопроницаемости. Под газопроницаемостью слоя понимается величина, обратная его аэродинамическому сопротивлению при одинаковой газовой нагрузке. Газопроницаемость верхней части динамического слоя, как наименее пыленасыщенной, имеет максимальное значение и скорость газа здесь максимальная.

Скорость газового потока в динамическом слое уменьшается сверху вниз по мере насыщения слоя пылью. В верхней части динамического слоя локальная скорость значительно превосходит ее среднее значение и, как оказалось, при определенных условиях может зажимать движущийся слой материала, что является причиной его зависания и разрыва.

Величина пылесодержания изменяется по высоте движущегося слоя. Пылесодержание движущегося слоя – это количество пыли, уловленной единицей объема зернистого материала

$$m = m_{ул} = \frac{M_{ул}}{V_M} = \frac{Z_{IД} w \tau_D}{H}, \text{ кг/м}^3, \quad (9)$$

где $M_{ул}$ – абсолютное количество пыли, уловленное слоем высотой h , кг; V_M – объем зернистого материала, м^3 , которые равны

$$M_{ул} = Z_{уЛ} w S_{Ф} \tau_D, \text{ кг}, \quad (10)$$

$$V_M = w_{сЛ} \frac{S_{Ф} H}{h} \tau_D = S_{Ф} H, \text{ м}^3. \quad (11)$$

При выборе значений скорости газового потока и скорости движения слоя необходимо соблюдать условие устойчивой работы дина-

мического слоя без риска его зависания при насыщении уловленной пылью

$$P = \frac{Z_0 W}{\rho_{\Pi} W_{\text{сл}}} < 4 \cdot 10^{-2}. \quad (12)$$

Уравнения (2) и (4) позволяют определять пылеулавливающие и аэродинамические характеристики многослойных пористых перегородок с динамическими слоями насадки, а дополнительное использование выражений (1) и (3) дает возможность выполнять расчеты комбинированных пористых перегородок с динамическим и стационарным слоем.

Полученные результаты были использованы при расчете насыпной пористой перегородки для улавливания известковой пыли за промышленной известково-обжиговой циклонной печью. Циклонная печь представляет собой агрегат непрерывного действия, поэтому для улавливания пыли за печью целесообразно использовать пористую перегородку с динамическим слоем, имеющую стабильные аэродинамические характеристики, не оказывающие влияния на работу печи.

При проектировании аппарата с насыпной пористой перегородкой необходимо, прежде всего, стремиться к его минимальным габаритам при минимальном расходе зернистого материала, кроме этого должны соблюдаться условия максимального улавливания технологического продукта из дымовых газов и сопротивление аппарата не должно превышать допустимый уровень.

Совместное решение уравнений (2) и (4) позволяет получить зависимость для определения высоты слоя

$$h = H \left[\frac{Z_k (Eu_D - Eu)}{10,53 \cdot 10^{-3} \varepsilon Z_0 Re^{2,4} \left(\frac{d_{\Pi}}{d_3} \right)^{-0,6} \left(\frac{Z_0}{\rho_{\Pi}} \right)^{1,2} \left(\frac{H}{d_3} \right)^{2,0}} \right]^{\frac{1}{2,9}}, \text{ м.} \quad (13)$$

В этом случае предварительно необходимо определиться с конечной концентрацией пыли в газовом потоке (или с количеством улавливаемой пыли), со стабилизированной величиной аэродинамического сопротивления пористой перегородки, скоростью газового потока и толщиной слоя.

После определения высоты слоя h пористой перегородки нетрудно определить скорость движения слоя из преобразованных зависимостей (2) или (4)

$$w_{\text{сл}} = \frac{hw}{d_3} \left[\frac{Z_K}{1,35\varepsilon Z_0 \text{Re}^{3,4} \text{St}^{-1} \left(\frac{d_{\text{п}}}{d_3}\right)^{1,2} \left(\frac{Z_0}{\rho_{\text{п}}}\right)^{0,1} \left(\frac{H}{d_3}\right)^{1,2} \left(\frac{H}{h}\right)^{-2,6}} \right]^{1/1,3}, \text{ м/с}, \quad (14)$$

$$w_{\text{сл}} = \frac{hw}{d_3} \left[\frac{7,8 \cdot 10^{-3} \frac{\text{St}}{\text{Re}} \left(\frac{d_{\text{п}}}{d_3}\right)^{-1,8} \left(\frac{Z_0}{\rho_{\text{п}}}\right)^{1,1} \left(\frac{H}{d_3}\right)^{0,8} \left(\frac{H}{h}\right)^{-0,3}}{\text{Eu}_d - \text{Eu}} \right]^{1/1,3}, \text{ м/с}. \quad (15)$$

В результате выполненных расчетов были определены значения основных технологических параметров насыпной пористой перегородки с динамическим слоем для улавливания пылевидной извести за промышленной циклонной печью. Оснащение циклонной печи пористой перегородкой позволит улавливать до 1440 кг/ч высококачественной извести, при этом сопротивление пористой перегородки не превышает 2500 Па при толщине слоя 0,12 м, расход материала засыпки 1613 кг/ч, скорость газа через перегородку 0,35 м/с.

Выводы

Предложена методика расчета насыпных пористых перегородок со стационарным и динамическим слоем для улавливания пылевидного материала из газового потока на основе математических зависимостей, определяющих пылеулавливающие и аэродинамические характеристик слоев мелкозернистого известняка при улавливании известковой пыли.

Методика была использована при разработке технологического задания и проектировании промышленного образца насыпной пористой перегородки с динамическим слоем за циклонной печью для улавливания мелкодисперсной извести.

Предложенная методика может быть использована при расчете насыпных пористых перегородок для улавливания известковой пыли за другими обжиговыми агрегатами, а также для улавливания любых других пылей. Однако в последнем случае необходима корректировка базовых уравнений на основе экспериментальных данных.

Список литературы

1. Розенгарт Ю.И., Федоров О.Г., Бойко В.Н. и др. Фильтрование запыленных газов движущимся слоем зернистого материала // *Металлургия и коксохимия*. – Киев: Техніка. – 1975. – № 45. – С. 71 – 73.
2. Бойко В.Н. Исследование аэродинамических характеристик зернистых слоев при однофазной фильтрации // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2001. – № 3. – С. 75 – 77.
3. Бойко В.Н. Моделирование осаждения пыли в насыпных пористых перегородках при фильтровании запыленных газов // *Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ*. – Т. 9. – Днепропетровск: НМетАУ. – 2003. – С. 78 – 86.
4. Ужов В.Н., Мягков Б.И. Очистка промышленных газов фильтрами. – М.: Химия, 1970. – 320 с.

Рукопись поступила 10.03.2008 г.

Веселовский В.Б. – канд. физ.-мат. наук, доц., ДНУ

Босенко Т.М. – аспирант, ДНУ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИМПУЛЬСНОГО НАГРЕВА ТВЁРДЫХ ТЕЛ

Представлены и проанализированы аналитические решения уравнения теплопроводности гиперболического и интегро-дифференциального уравнений при импульсном режиме нагрева твёрдых тел. Общее решение получено для произвольных по времени импульсов. Рассмотрен предельный случай импульсного воздействия на материалы.

Введение

В настоящее время всё более широкое практическое применение находят конструкционные материалы на основе модификационного упрочнения импульсным воздействием на материал. Возникает проблема определения и расчёта на прочность конструкции, теплового и напряжённо-деформационного состояния системы. Появилась существенная потребность в создании и описании данных процессов с помощью уравнений обобщённого вида, учитывающих не только нынешнее состояние системы, но и предысторию воздействий на материал.

Рассмотрен пример нагрева пластины с внутренним источником, обладающим релаксационными свойствами во время импульсного режима.

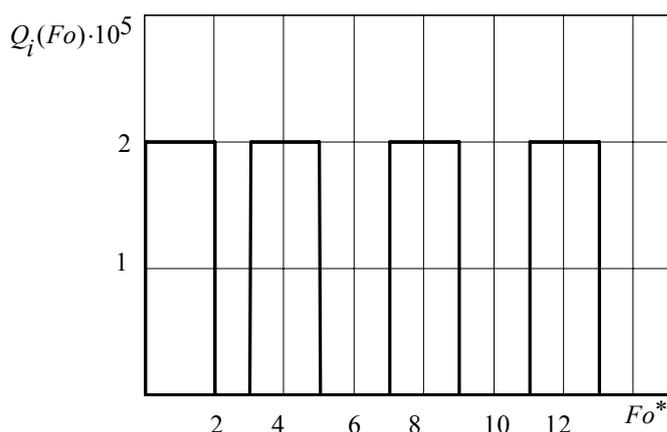


Рис. 1. Импульсное воздействие граничных функций $Q_i(Fo)$ на поверхности материала,

$$Fo^* = Fo \cdot 10^{-9}$$

Постановка задачи

Для данного режима нагрева используется уравнение нестационарной теплопроводности гиперболического типа [1]:

$$\frac{\partial \Theta_i}{\partial Fo_i} + Fo_i^r \frac{\partial^2 \Theta_i}{\partial Fo_i^2} = \frac{\partial^2 \Theta_i}{\partial X^2} + W \left(1 + Fo_i^r \frac{\partial}{\partial Fo_i} \right), \quad (1)$$

где i – номер импульса.

Краевые условия для $i = 1, 2$:

– начальные условия

$$\begin{cases} \Theta_2|_{Fo=0} = \Theta_1(X, \Delta Fo_1), \\ \left. \frac{\partial \Theta_2}{\partial Fo} \right|_{Fo=0} = \frac{\partial \Theta_1(X, \Delta Fo_1)}{\partial Fo}, \end{cases} \quad (2)$$

– граничные условия

$$\begin{cases} \left. \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} \right|_{X=0} = 0, \\ \left. \frac{\partial \Theta_2}{\partial X} \right|_{X=1} = Q_1(\Delta Fo_1). \end{cases} \quad (3)$$

Для $i > 2$:

– начальные условия

$$\begin{cases} \Theta_{i+1}|_{Fo=0} = \Theta_i(X, \Delta Fo_i), \\ \left. \frac{\partial \Theta_{i+1}}{\partial Fo} \right|_{Fo=0} = \frac{\partial \Theta_i(X, \Delta Fo_i)}{\partial Fo}, \end{cases} \quad (4)$$

– граничные условия

$$\begin{cases} \left. \frac{\partial \Theta_{i+1}}{\partial X} \right|_{X=0} = 0, \\ \left. \frac{\partial \Theta_{i+1}}{\partial X} \right|_{X=1} = Q_i(\Delta Fo_i). \end{cases} \quad (5)$$

При решении задачи (1) – (3) операционным методом, система в поле изображений примет вид [2, 3]:

$$(Fo^r \cdot p^2 + p) \cdot \Theta_2 - \Theta_1(X, \Delta Fo_i) - \frac{\partial \Theta_i(X, \Delta Fo_i)}{\partial Fo} = \frac{d^2 \Theta_2}{dX^2} + W^*(X, Fo). \quad (6)$$

Решение (6) представлено в виде суперпозиции предыстории учёта импульсного режима при нагреве материала:

$$\Theta_2(X, p) = A_2 ch \sqrt{\eta_2} X + B_2 sh \sqrt{\eta_2} X + R_{\Theta_2} + R_{W^*}, \quad (7)$$

$$R_{\Theta_1}(X, p) = \sum_{n=0}^i \left[\frac{1}{(p + Fo^r p^2)^{n+1}} \frac{d^{2n}}{dX^{2n}} R_{\Theta_n} \right] - \quad (8)$$

приращение температуры, возникающее за счёт воздействия предыдущего импульса,

$$R_{\Theta_2}(X, p) = \sum_{n=0}^{i+1} \left[\frac{1}{(p + Fo^r p^2)^{n+1}} \frac{d^{2n}}{dX^{2n}} R_{W_n^*} \right] - \quad (9)$$

приращение температуры, возникающее за счёт воздействия последующих импульсов.

Процессы, возникающие при импульсном режиме нагрева, распространяющиеся в виде бегущих волн, изучаются с помощью автономной переменной $X \rightarrow X - V$, где V – скорость распространения бегущей волны. Тогда источник тепла в материале принимает вид:

$$Q_i = W_i^* + Fo_i^r \cdot V \frac{dW_i^r}{dX}. \quad (10)$$

При условии, что W n – раз дифференцируема по координате, тогда для i – го импульса $W_i \approx \delta_i(X, \Delta e)$, где $\delta_i(X, \Delta e)$ – дельта-функция Дирака, Δe – приращение внутренней энергии за промежуток времени воздействия импульса, тогда:

$$\Theta_2(X, p) = \frac{\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \left\{ \frac{\Theta_1^k(0 \Delta Fo_i)}{k!} X^k \right\}}{ch\sqrt{\eta_2}} ch\sqrt{\eta_2} X + \delta_{\Theta_2}(X, p) + \delta_{W_2}(X, p). \quad (11)$$

Анализ теплового состояния системы при малых временах ($Fo^* \ll Fo$), малых геометрических параметрах ($l \ll L$), где L – толщина образца, Fo^* – время порядка времени релаксации процесса нагрева (охлаждения) показывает, что при $X \rightarrow 1$:

$$\delta_{\Theta_1}(X, p) \rightarrow \delta_{\Theta_1}(p), \quad (12)$$

$$\delta_{W_1^*}(X, p) \rightarrow \delta_{W_1^*}(p). \quad (13)$$

Суммирование функций (12) – (13) по всем интервалам Fo_i приводит к образованию релаксационных функций теплового потока и внутренней энергии:

$$\sum_{k=1}^{\infty} \delta_{k-1} \Theta_k(p) \rightarrow \alpha(p), \quad (14)$$

$$\sum_{k=1}^{\infty} \delta_{k-1} W_k^*(p) \rightarrow \beta(p). \quad (15)$$

Учитывая (14) – (15), для достаточно больших k ($k \rightarrow \infty$) при импульсном режиме, гиперболическое уравнение (1) и решение (11) при переходе в поле оригиналов принимает вид интегро-дифференциального уравнения теплопроводности:

$$\begin{aligned}
 & Fo_{k+1}^r \frac{\partial^2 \Theta_{k+1}(X, Fo)}{\partial Fo^2} + \tau_{0,k+1} \frac{\partial \Theta_{k+1}(X, Fo)}{\partial Fo} + \\
 & + Fo_{k+1}^r \int_0^\infty \beta'_{k+1}(s) \frac{\partial \Theta_{k+1}(X, Fo-s)}{\partial Fo} ds = \beta_{k+1}^* \frac{\partial^2 \Theta_{k+1}(X, Fo)}{\partial X^2} + \\
 & + \int_0^\infty \alpha'_{k+1}(s) \frac{\partial^2 \Theta_{k+1}(X, Fo-s)}{\partial X^2} ds + W_{k+1}^*(X, Fo),
 \end{aligned} \quad (16)$$

где

$$\int_0^\infty \alpha(s) \frac{\partial^2 \Theta_{k+1}}{\partial Fo^2} d(X, Fo-s) \approx \sum_{k=0}^\infty \left[\delta_{\Theta_k} \left(\sum_{i=0}^n \Theta_i(X, \Delta Fo_i) \right) \right] - \text{внешняя}$$

составляющая учёта предысторий изменения температурного возмущения при импульсном воздействии на материал;

$$\int_0^\infty \beta(s) \frac{\partial^2 \Theta_{k+1}}{\partial X^2} d(X, Fo-s) \approx \sum_{k=0}^\infty \left[\frac{d\delta_{W_k}}{dX} \left(\sum_{j=0}^m \Theta_j(X, \Delta Fo_j) \right) \right] - \text{внутренняя}$$

составляющая учёта предысторий температурного возмущения при импульсном воздействии на материал. Тем самым вычисление последующих импульсов (их величины) приводит к априорному определению количества импульсов – их длительности, мощности, после действия которых, происходит нагрев образца либо прогрев определённого количества слоёв (для многослойной конструкции).

Проведенный численно-параметрический расчёт материала на основе полученных результатов демонстрирует, что при постоянном (рис. 2а, рис. 2b) и импульсном (рис. 3а, рис. 3b) режимах величина релаксационной (неустановившейся) температуры не отличается от температуры, полученной из интегро-дифференциального уравнения, которое учитывает предысторию нагрева образца импульсным и пульсационным внешними источниками. Тем самым доказана иерархия построения модели определения температурных полей нестационарной теплопроводности, которые описываются параболическими, гиперболическими (в случае теплового удара, импульсного нагрева).

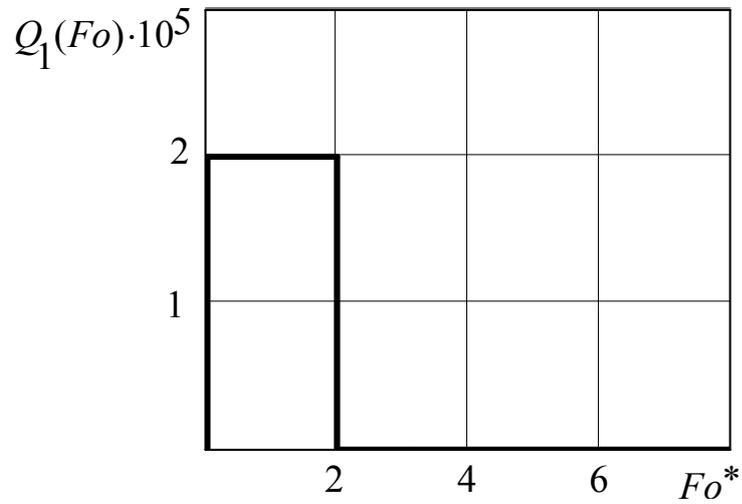


Рис. 2а. Импульсный нагрев материала точечным внешним источником, время нагрева $Fo^* = Fo \cdot 10^{-9}$

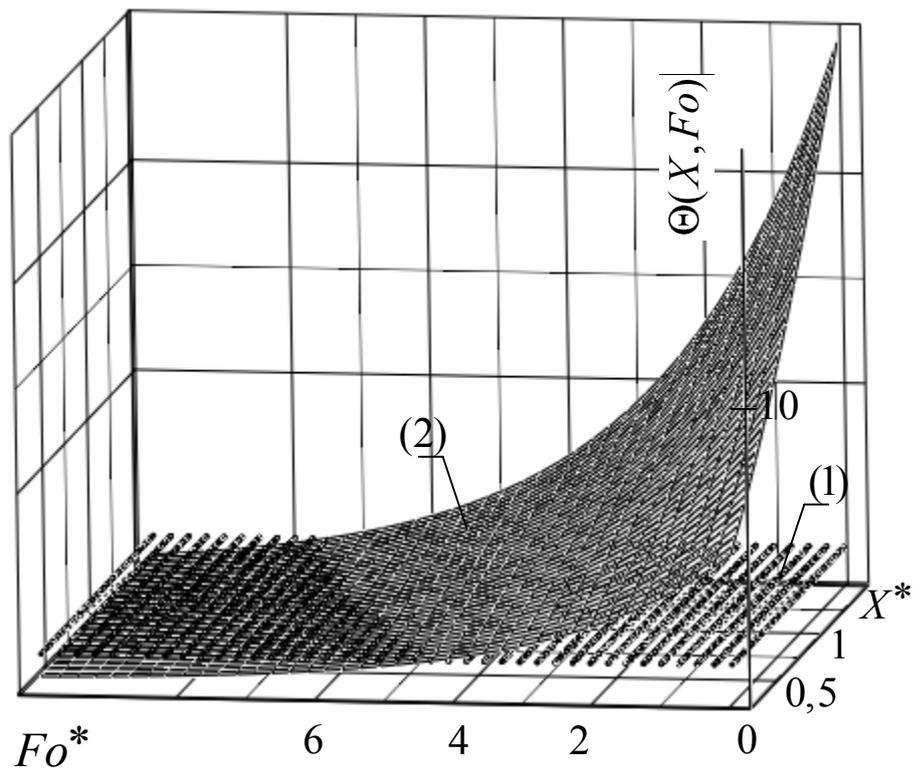


Рис. 2б. Распределение температурного поля параболического (1) и гиперболического (2) уравнений при временах импульсного нагрева $Fo^* = Fo \cdot 10^{-9}$, $X^* = X \cdot 10^{-3}$

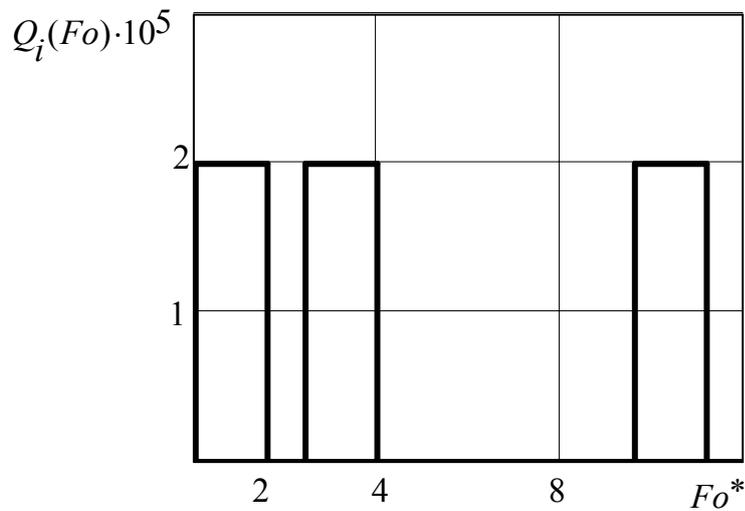


Рис. 3а. Импульсный нагрев материала точечным внешним источником, время нагрева $Fo^* = Fo \cdot 10^{-9}$

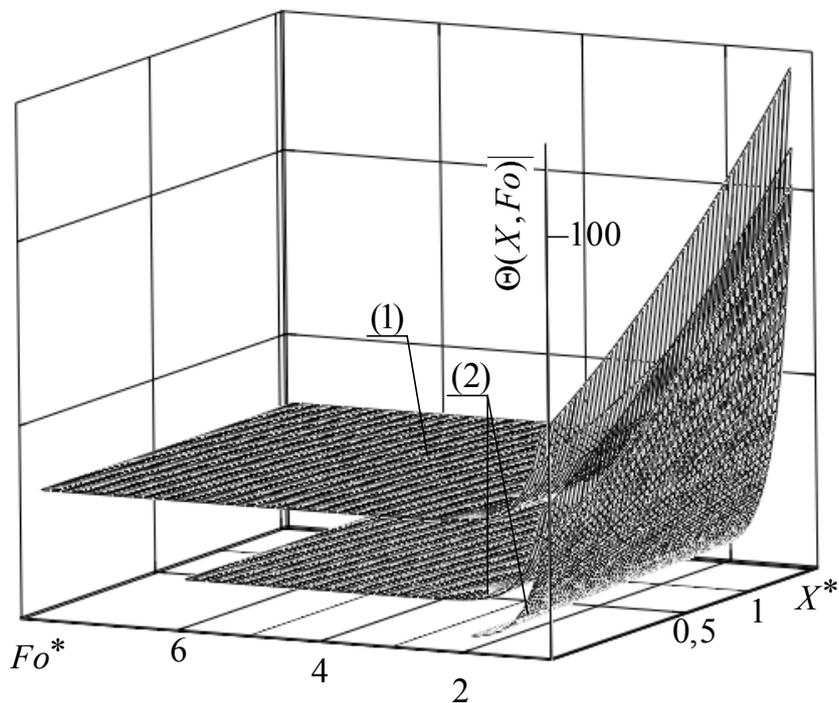


Рис. 3б. Распределение температурного поля интегро-дифференциального уравнения с учётом предыстории теплового нагрева (1), гиперболического уравнения при импульсном режиме (2), $Fo^* = Fo \cdot 10^{-9}$, $X^* = X \cdot 10^{-3}$

Иерархическая последовательность математических моделей, составленная из последовательности уравнений в частных производных параболического и гиперболического типов, порядок которых увеличивается с увеличением степени отклонения системы от локального равновесия, приводит к интегро-дифференциальному уравнению в общем случае и описывает состояние системы с учётом предыстории длительного и импульсного режимов нагрева твёрдого тела, асимптотика которого и позволяет получать значения температур, тепловых возмущений решений параболического и гиперболического уравнений. Следует отметить, что процедура расписания за малым параметром изменения температуры (или несколькими параметрами) также может оказаться полезной при введении различных законов граничного перехода, которые определяют взаимное поведение параметров разложения при стремлении их к нулю. Предлагаемые неравновесные модели процессов переноса, с одной стороны, находятся в соответствии с существующими версиями неравновесной термодинамики, а с другой стороны, расширяют круг возможных объектов исследований и имеют относительно простой вид, что позволяет использовать их для анализа конкретных физических ситуаций. Проведенные на основе этих моделей исследования показали, что неравновесные эффекты оказывают определяющее влияние на механизм и основные закономерности распространения скоростных волн и могут быть приведены к обобщённому уравнению нестационарной теплопроводности – интегро-дифференциальному уравнению теплопроводности с учётом тепловой памяти [6].

Выводы

Полученные результаты при импульсном упрочнении и разрушении твёрдых материалов позволяют определять как глубину проникновения в поверхностном слое материала, так и величину внешнего воздействия на конструкцию, в результате чего возникает локальная неравновесность, которая приводит к заметно снижающимся тепловым и механическим свойствам материала. Возможность определить толщину прогрева многослойной конструкции внешним источником, используя структурность решения гиперболического и интегро-дифференциального уравнений, приводит к рациональной эффективности использования теплозащитных конструкций и материалов.

Список литературы

1. Веселовский В.Б., Босенко Т.М. Структурный метод решения задач теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учётом тепловой памяти // VI Минский международный форум по теплообмену. – Минск. – 2008. – С. 64.

2. Веселовский В.Б., Сова Ю. А., Босенко Т. М. Задачи теплопроводности для составных сред с тепловой памятью // *Металлургическая теплотехника*. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 20 – 31.

3. Веселовский В.Б., Малая Ю.А., Босенко Т.М. Задачи теплопроводности для составных сред при экстремальных условиях // *Вестник Херсонского национального университета*. – Херсон, 2006. – С. 101 – 105.

4. Веселовский В.Б., Босенко Т.М., Горелова К.В. Решение задач теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учётом тепловой памяти // *Вестник ХНТУ*. – Херсон. – Вып. 2 (28), 2007. – С. 87 – 92.

5. Веселовский В.Б., Босенко Т.М., Горелова К.В. Структурный метод решения задач теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учётом тепловой памяти // *Металлургическая теплотехника*. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2007. – С. 44 – 52.

6. Босенко Т.М. Численный метод решения задачи теплопроводности для составных тел при экстремальных воздействиях с учетом тепловой памяти // *Диференціальні рівняння та їх застосування*. – Дніпропетровськ: Зб. наук. пр. ДНУ. – 2007. – С. 111 – 117.

Рукопись поступила 07.04.2008 г.

Веселовский В.Б. – канд. физ.-мат. наук, доц., ДНУ
Губин А.И. – аспирант, ДНУ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛАЗЕРНОГО ТЕРМИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ БЕЗ ПЛАВЛЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ

Разработана математическая модель лазерного термического упрочнения сплавов без плавления поверхности с учетом конечной скорости распространения тепла. Для решения задачи построена симметричная безусловно устойчивая разностная схема второго порядка аппроксимации по временной и пространственной переменным. Проведены расчеты и сравнение полей температуры и тепловых потоков для стали на основе предложенной модели и классической модели теплопроводности Фурье.

Введение

Структурное состояние поверхностного слоя, обработанного лазерным излучением, определяет весь комплекс физических, механических и эксплуатационных характеристик поверхности детали. Лазерная обработка милли- и наносекундными импульсами вызывает тонкие фазовые и структурные изменения в поверхностном слое, а также формирование более развитой субструктуры. Это обусловлено высокими скоростями нагрева и охлаждения, а также значительным градиентом температур в зоне лазерного воздействия.

Основной целью лазерного термического упрочнения сплавов является повышение износостойкости деталей, работающих в условиях трения. Уменьшение величины износа происходит за счет получения высоких твердости и дисперсности структуры, увеличения несущих свойств поверхности и др. Наибольшее распространение получил метод лазерного упрочнения средне- и высокоуглеродистых сталей без плавления поверхности, наименьшее – лазерная упрочняющая обработка с плавлением поверхности. Объясняется это тем, что при низких скоростях движения лазерного луча в зоне плавления образуется дендритно-зеренная структура, характеризующаяся пониженной микротвердостью [1, 2].

На практике используется в основном метод лазерной закалки средне- и высокоуглеродистых сталей. При этом рекомендуется подбирать режимы лазерного упрочнения таким образом, чтобы получить наиболее высокую температуру поверхности, но не допустить появления зоны плавления (для получения максимальной толщины зоны лазерного воздействия).

Постановка задачи

Пусть радиус пятна нагрева существенно больше толщины зоны лазерного воздействия, тогда при рассмотрении процесса теплопроводности можно ограничиться одномерным случаем. При воздействии высокоинтенсивного потока энергии на поверхность материала скорость изменения плотности теплового потока в поверхностном слое очень высока, поэтому математическое моделирование процесса лазерного термического упрочнения не представляется возможным без учета конечности скорости распространения тепла в материале. Из сказанного следует, что математическая модель может быть составлена из двух дифференциальных уравнений в частных производных первого порядка относительно плотности теплового потока и температуры

$$\tau_r \frac{\partial q}{\partial t} + q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}, \quad c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{\partial q}{\partial x} + F(x,t), \quad 0 < x < l, \quad t > 0 \quad (1)$$

и дополнительных условий в начальный момент времени и на границах

$$\begin{aligned} T(x,0) &= \varphi_1(x), & q(x,0) &= \varphi_2(x), \\ q(0,t) &= \Phi_1(t), & q(l,t) &= \Phi_2(t), \end{aligned} \quad (2)$$

где $q(x,t)$ – плотность теплового потока; $T(x,t)$ – поле температур; t – время; x – пространственная координата; λ – теплопроводность; c – теплоемкость; ρ – плотность вещества; τ_r – время релаксации теплового потока; $F(x,t)$ – мощность внутренних источников тепла. Первое из уравнений (1) описывает закон теплопроводности с учетом релаксации теплового потока, а второе – закон сохранения энергии.

Как показано во многих работах [3 – 7], система уравнений (1) может быть сведена к одному дифференциальному уравнению второго порядка гиперболического типа относительно температуры только в случае, когда время релаксации τ_r не зависит от пространственной

координаты x и искомым функций T и q . При этом в качестве одного из начальных условий необходимо задавать распределение скорости изменения температуры, что само по себе является задачей сложной и непривычной для теплофизика. Также при такой постановке никогда не рассматривается и не определяется поле плотности теплового потока, хотя поле этой величины не менее важно при исследовании процессов теплопроводности, чем температурное. Из всего выше перечисленного следует, что постановка задачи теплопроводности с учетом релаксации теплового потока в виде (1), (2) является более естественной и менее ограниченной, чем краевая задача для дифференциального уравнения второго порядка гиперболического типа. Граничные условия второго рода при постановке задачи (1), (2) также были выбраны ввиду их естественности при описании процессов лазерного воздействия на материалы.

Еще одним важным преимуществом системы (1) по сравнению с гиперболическим уравнением теплопроводности является возможность построения для нее двуслойных разностных схем.

Симметричная разностная схема

Будем рассматривать в узлах равномерной пространственной сетки величины $u_n \approx q(x_n, t)$, $n = \overline{0, N}$, а в серединах интервалов величины $v_n \approx T(x_{n+1/2}, t)$, $n = \overline{0, N-1}$. Выберем шаблон, изображенный на рис. 1 [8], и составим на нем симметричную схему

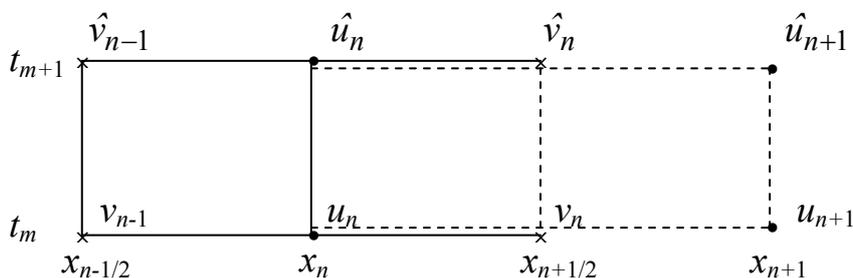


Рис. 1. Шаблон разностной схемы

$$\frac{c\rho}{\tau}(\hat{v}_n - v_n) = -\frac{1}{2h}(\hat{u}_{n+1} - \hat{u}_n + u_{n+1} - u_n) + f_n,$$

$$\frac{\tau_r}{\tau}(\hat{u}_n - u_n) + \frac{1}{2}(\hat{u}_n + u_n) = -\frac{\lambda}{2h}(\hat{v}_n - \hat{v}_{n-1} + v_n - v_{n-1}),$$

$$h = x_{n+1} - x_n, \quad f_n = F\left(x_{n+1/2}, t_m + \frac{\tau}{2}\right), \quad (3)$$

$$v_n^0 = \varphi_1(x_{n+1/2}), \quad u_n^0 = \varphi_2(x_n),$$

$$u_0^m = \Phi_1(t_m), \quad u_N^m = \Phi_2(t_m).$$

Исследование разностной схемы (3) показывает, что она имеет аппроксимацию $O(\tau^2 + h^2)$ и является безусловно устойчивой, а следовательно, сходится со скоростью $O(\tau^2 + h^2)$. Эта схема двуслойна, поэтому она позволяет произвольно менять шаг по времени τ в ходе расчета, обеспечивая при этом точность $O(\max \tau_m^2)$. Кроме того, аппроксимация начальных и граничных условий является точной.

Таким образом, симметричная схема (3) приводит к несложному вычислительному алгоритму, безусловно устойчива, имеет хорошую точность и следовательно, может быть использована для численного исследования процессов теплопроводности с учетом конечной скорости распространения тепла.

Результаты расчетов

На основе разностной схемы (3) на ЭВМ были проведены расчеты полей температуры и тепловых потоков для стали, где принималось: $\lambda = 23 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, $\rho = 7500 \text{ кг/м}^3$, $c = 670 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$, $\tau_r = 10^{-9} \text{ с}$, $\varphi_1(x) = 0$, $\varphi_2(x) = 0$, $\Phi_2(t) = 0$, $F(x, t) = 0$. Воздействие высокоинтенсивного потока энергии моделировалось граничной функцией $\Phi_1(t)$. Результаты расчетов приведены на рис. 2 – рис. 4 для $\Phi_1(t) = 10^{11} \sin^2 \frac{\pi t}{2\tau_r}$ и на рис. 5 – рис. 7 для $\Phi_1(t) = 10^{10} \frac{t}{\tau_r}$.

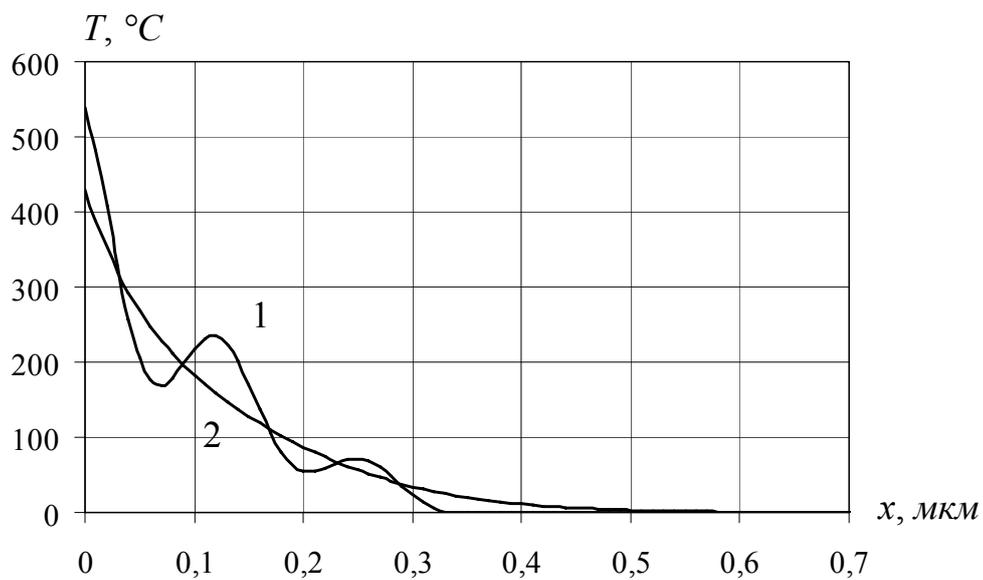


Рис. 2. Распределение температуры при $t/\tau_r = 5$

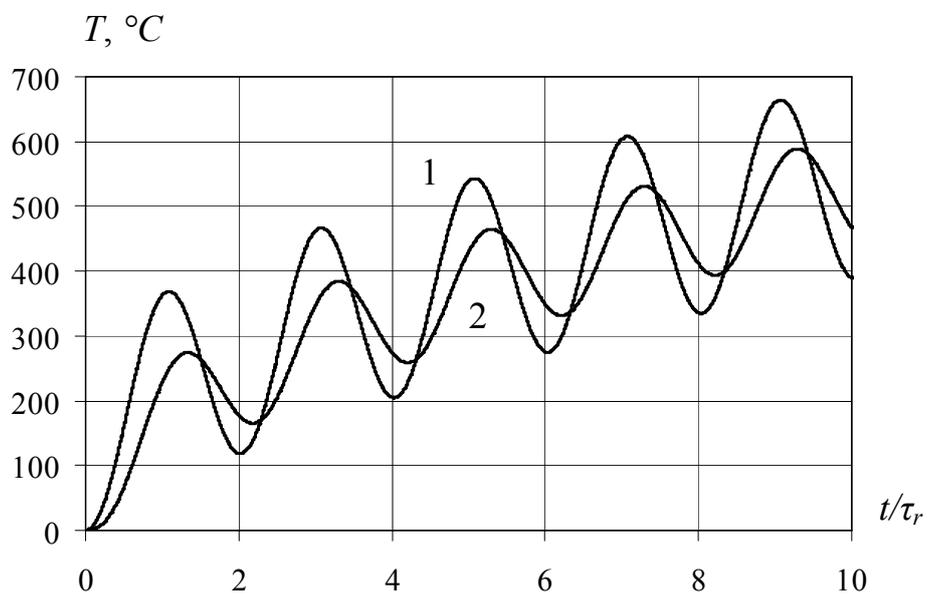


Рис. 3. Изменение температуры поверхности $x = 0$ во времени

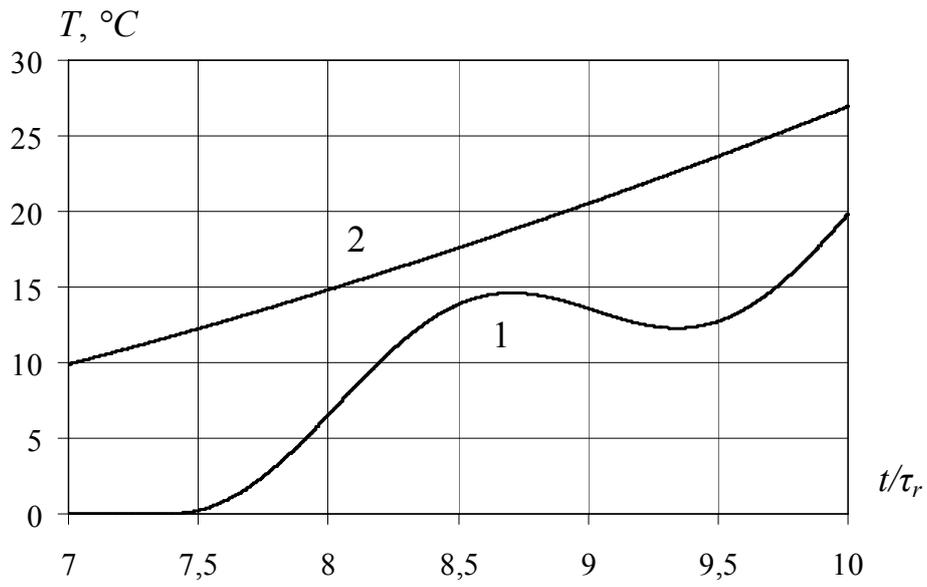


Рис. 4. Изменение температуры при $x = 0,5$ мкм во времени

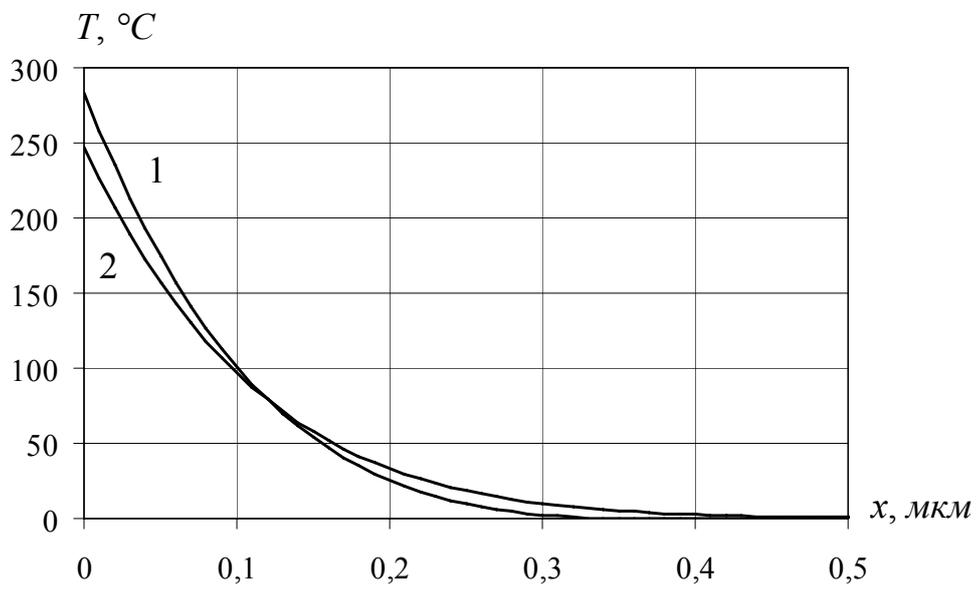


Рис. 5. Распределение температуры при $t/\tau_r = 5$

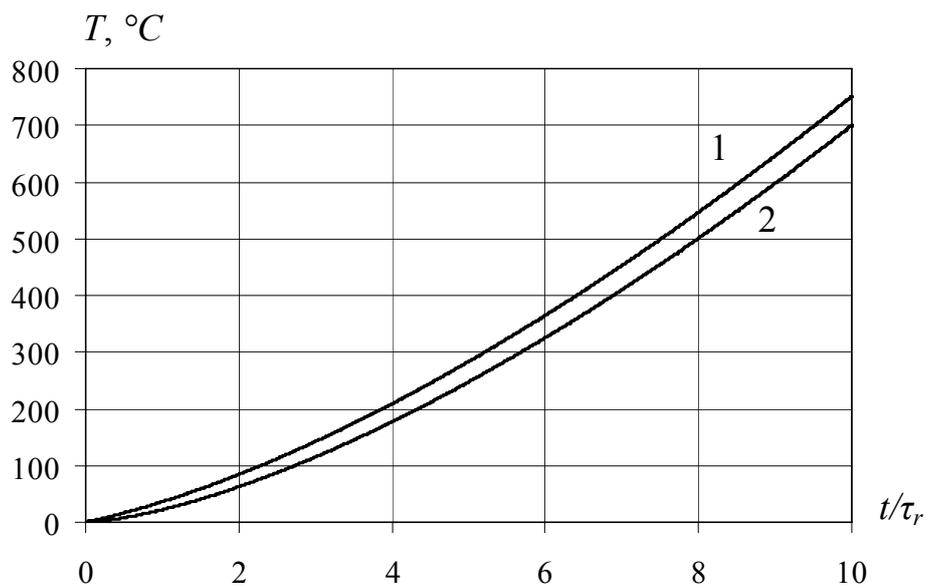


Рис. 6. Изменение температуры поверхности $x = 0$ во времени

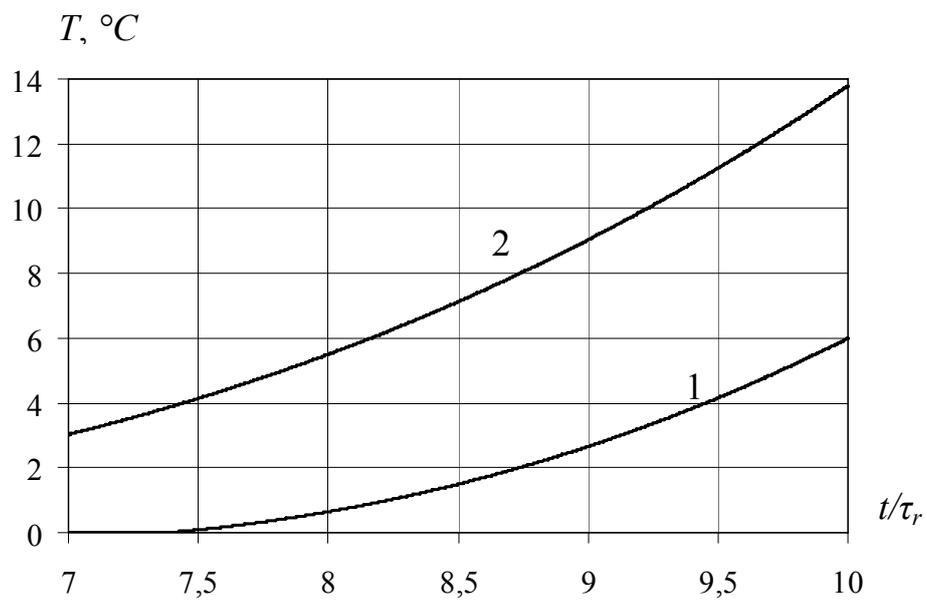


Рис. 7. Изменение температуры при $x = 0,5$ мкм во времени

На рис. 2 – рис. 7 кривые 1 получены на основе модели теплопроводности с учетом релаксации теплового потока (1), (2), а кривые 2 – на основе классической модели теплопроводности Фурье. Полученные результаты указывают на существенное количественное и качественное различие между этими моделями.

венное отличие температурных полей, которые дают эти две модели для высокоинтенсивных процессов теплообмена, поэтому учет релаксации теплового потока крайне необходим при моделировании таких новых перспективных технологических процессов, как лазерное термическое упрочнение сплавов.

Выводы

Разработанная на основе обобщенного закона теплопроводности математическая модель лазерного термического упрочнения сплавов без проплавления поверхности, а также составленная для решения задачи симметричная разностная схема могут быть успешно применены для численного исследования процессов лазерной обработки поверхностей и выбора рациональных режимов теплового воздействия.

Список литературы

1. Веселовский В.Б., Малая Ю.А., Гнедаш К.И. Математическое моделирование импульсных теплотехнологических процессов // Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов НМетАУ. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2007. – С. 53 – 61.
2. Черненко В.С., Кіндрачук М.В., Дудка О.І. Променеві методи обробки: Навч. посібник. – К.: Кондор, 2004. – 166 с.
3. Карташов Э.М. Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел. – М.: Высшая школа, 2001. – 540 с.
4. Карташов Э. М., Ремизова О. И. Новые интегральные соотношения в теории нестационарного теплопереноса на основе уравнения гиперболического типа // Изв. РАН. Энергетика. – 2002. – № 3. – С. 146 – 156.
5. Карташов Э.М., Ремизова О.И. Модельные представления термического удара при импульсных и пульсирующих тепловых нагрузках на основе обобщенного уравнения энергии // Математическое моделирование. – 2005. – Т. 17. – № 4. – С. 81 – 90.
6. Самарский А.А., Вабищевич П.Н. Вычислительная теплопередача. – М.: Эдиториал УРСС, 2003. – 784 с.
7. Шашков А.Г., Бубнов В.А., Яновский С.Ю. Волновые явления теплопроводности. Системно-структурный подход. – М.: Эдиториал УРСС, 2004. – 296 с.
8. Калиткин Н.Н. Численные методы. – М.: Наука, 1978. – 512 с.

Рукопись поступила 05.04.2008 г.

УДК 662.612.125

Воробьева Л.А. – мл. научн. сотр., НМетАУ

Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МИНИРЕГЕНЕРАТОРОВ С ШАРИКОВОЙ И ТРУБНОЙ НАСАДКОЙ

По результатам испытания минирегенератора с насадкой из металлических трубок проведена адаптация математической модели теплообмена в трубной насадке. Исследовано влияние продольной теплопроводности трубок на теплообмен в насадке. Выполнен сравнительный анализ эффективности работы шарикового и трубчатого регенераторов.

Введение

На сегодняшний день одним из зарекомендовавших себя теплообменников, позволяющим утилизировать до 85 % теплоты уходящих из печей газов, является малогабаритный регенератор с шариковой насадкой из корундового материала. Но большое аэродинамическое сопротивление, вероятность запыленности шариковой насадки делают актуальным альтернативный вариант минирегенератора для термических печей с насадкой из металлических трубок [1].

Постановка задачи

Задачей данной статьи является сравнение габаритов насадки, ее стоимости и аэродинамического сопротивления для минирегенераторов с шариковой и трубной насадкой при одинаковой температуре подогрева воздуха.

Экспериментальное исследование минирегенератора с трубной насадкой

На ранее описанной экспериментальной установке [2] было проведено повторное испытание трубчатого регенератора. Габариты рабочей камеры: $0,192 \times 0,192 \times 1,1$ м. Пучок трубок, выполненных из стали 08X18T10, с наружным диаметром трубки – 16 мм, толщиной стенки 2,5 мм и высотой 0,7 м, был установлен в камере регенератора. Количество трубок – 143 штуки. Порозность насадки – 0,586. С целью равномерного распределения потока воздуха по сечению трубной на-

садки, внизу камеры, перед входом воздуха в трубную насадку, были выложены два ряда корундовых шаров $\varnothing 20$ мм (рис. 1).

В эксперименте проводилось измерение расходов газа и воздуха, температуры стенки трубки и газов по высоте насадки, а также перепад давления теплоносителей на входе и выходе из насадки.

Расход природного газа, измеряемый газовым счетчиком Gallus 2000 G4, составил $7,83 \text{ м}^3/\text{ч}$. Расход воздуха, равный $195 \text{ м}^3/\text{ч}$, определяли стандартным сужающим устройством. Коэффициент расхода воздуха $n = 2,64$. При горении природного газа с теплотой сгорания $Q_H^p = 35,43 \text{ МДж}/\text{м}^3$, получен следующий расчетный состав продуктов горения: $\text{CO}_2 = 3,843 \%$; $\text{H}_2\text{O} = 7,617 \%$; $\text{O}_2 = 12,542 \%$; $\text{N}_2 = 75,998 \%$.

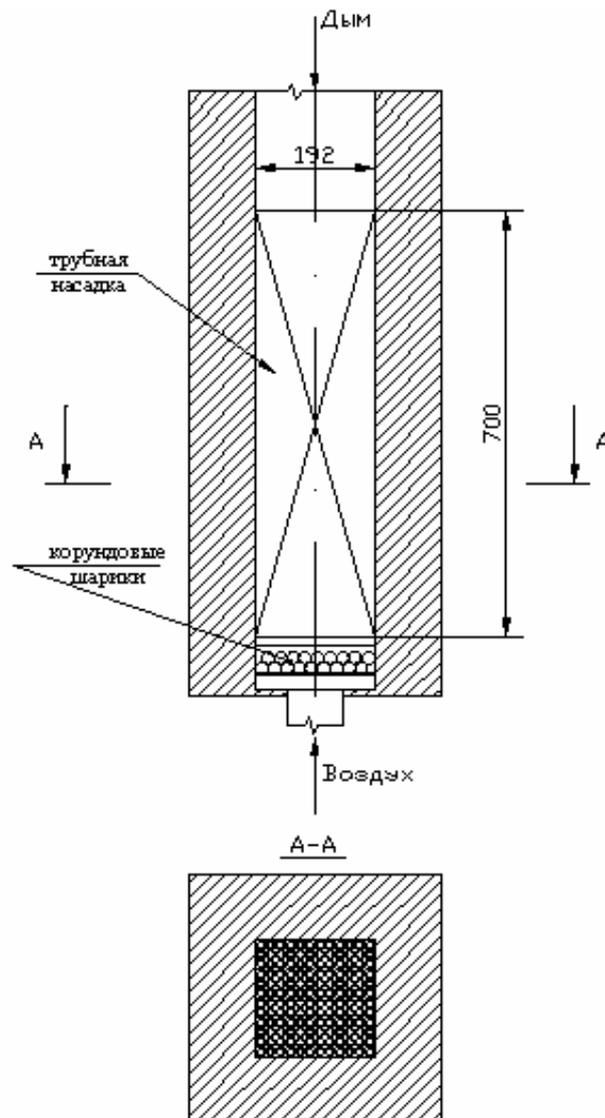


Рис. 1. Рабочая камера минирегенератора с трубной насадкой

С помощью измерительного комплекса, выполненного на базе восьмиканального аналого-цифрового преобразователя I-7018, измеряли температуру теплоносителей термоэлектрическими термометрами типа ХА с диаметром электродов 0,5 мм, установленными внутри трубок и в каналах между трубками в трех точках по высоте насадки: 0,05 м от низа насадки, по середине высоты насадки и 0,05 м от верха. В тех же точках измеряли температуру стенки трубок.

Насадка разогревалась до установившегося состояния в течение 2,5 часов. Длительность периодов нагрева и охлаждения насадки – 1 минута. Температура дыма и воздуха перед насадкой: $t_{д0}=810\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{в0}=220\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Поток теплоносителей в трубном пучке распределяется по каналам внутри труб и в межтрубном пространстве. На рис. 2 представлен элемент поперечного сечения пучка трубной насадки. Каналы неправильной формы межтрубного пространства, образованные при параллельной укладке труб, были отнесены нами к квадратной форме сечения.



Рис. 2. Элемент поперечного сечения трубной насадки

На рис. 3 показано изменение средней за период температур продуктов сгорания и нагреваемого воздуха внутри и снаружи трубок по высоте насадки в установившемся состоянии. Из рисунка видно, что охлаждение дымовых газов и нагрев воздуха в каналах межтрубного пространства и в каналах внутри труб происходит с разной интенсивностью: температура дыма на выходе из межтрубных каналов на $170\text{ }^{\circ}\text{C}$ ниже, чем внутри труб, а температура воздуха – на $160\text{ }^{\circ}\text{C}$ выше.

Величину аэродинамического сопротивления определяли путем измерения давлений в двух точках рабочей камеры (50 мм от низа насадки и 50 мм над насадкой) с помощью водяного U – образного манометра. Сопротивление при движении дыма или воздуха не превысило 80 Па.

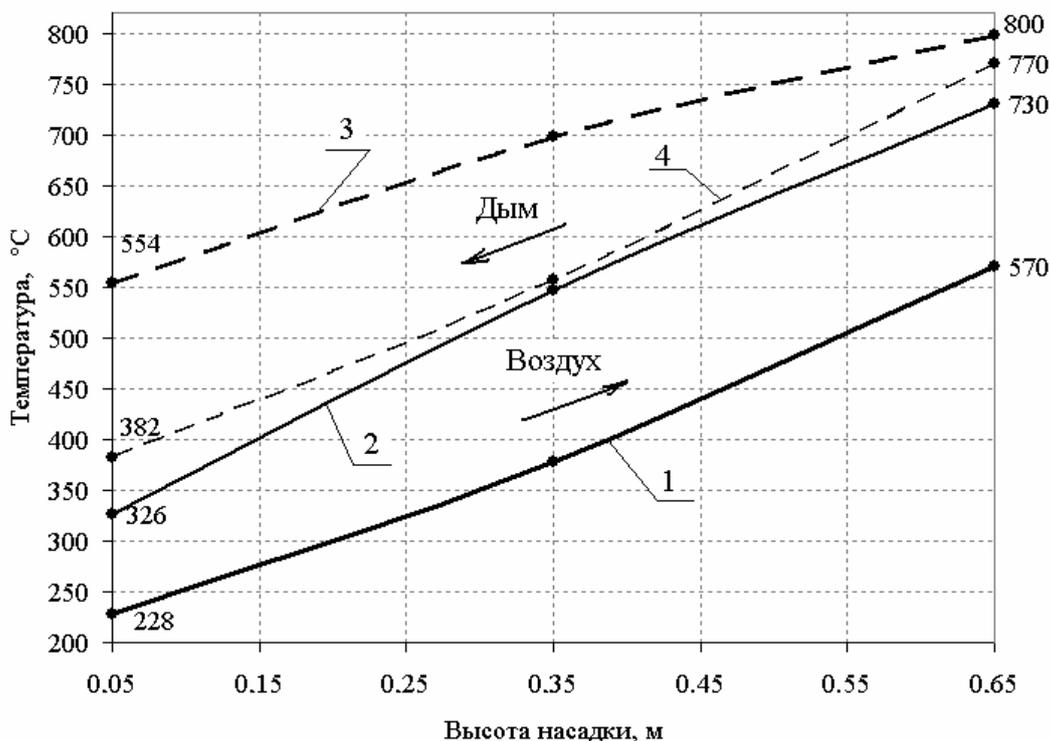


Рис. 3. Изменение средней за период температуры теплоносителей внутри и снаружи трубок по высоте насадки: 1 – температура воздуха внутри трубок; 2 – температура воздуха между трубками; 3 – температура дыма внутри трубок; 4 – температура дыма между трубками

Для расчета теплообмена в пучке труб необходимо знать, как распределяется поток теплоносителя по каналам внутри труб и в межтрубном пространстве. Общий расход теплоносителей равен сумме расходов внутри и снаружи труб:

$$V_{\text{общ.д}} = V_{\text{д}}^{\text{вн}} + V_{\text{д}}^{\text{нар}} = W_{\text{д0}}^{\text{вн}} \cdot S_{\text{вн}} + W_{\text{д0}}^{\text{нар}} \cdot S_{\text{нар}}; \quad (1)$$

$$V_{\text{общ.в}} = V_{\text{в}}^{\text{вн}} + V_{\text{в}}^{\text{нар}} = W_{\text{в0}}^{\text{вн}} \cdot S_{\text{вн}} + W_{\text{в0}}^{\text{нар}} \cdot S_{\text{нар}}, \quad (2)$$

где $V_{\text{д}}^{\text{вн}}$, $V_{\text{д}}^{\text{нар}}$, $V_{\text{в}}^{\text{вн}}$, $V_{\text{в}}^{\text{нар}}$ – расход дыма и воздуха внутри и снаружи труб, $\text{м}^3/\text{с}$ при н.у.; $W_{\text{д0}}^{\text{вн}}$, $W_{\text{д0}}^{\text{нар}}$, $W_{\text{в0}}^{\text{вн}}$, $W_{\text{в0}}^{\text{нар}}$ – скорость дыма и воздуха внутри и снаружи труб при н.у., $\text{м}/\text{с}$; $S_{\text{вн}}$, $S_{\text{нар}}$ – суммарная площадь поперечного сечения каналов внутри и снаружи труб, м^2 .

Соотношение скоростей $W_{\text{д0}}^{\text{вн}}/W_{\text{д0}}^{\text{нар}}$ и $W_{\text{в0}}^{\text{вн}}/W_{\text{в0}}^{\text{нар}}$ определим из условия равенства перепада давления для внутренних и наружных каналов:

$$\Delta P_{\text{д}}^{\text{нар}} = \Delta P_{\text{д}}^{\text{вн}}; \quad \Delta P_{\text{в}}^{\text{нар}} = \Delta P_{\text{в}}^{\text{вн}}. \quad (3)$$

Потери давления при движении теплоносителя через теплообменник определяются суммой сопротивлений на трение и на местные сопротивления на входе и выходе из насадки. Например, для дымового периода:

$$\Delta P_{\text{д}}^{\text{вн}} = \frac{\rho_{\text{д}0} \cdot (W_{\text{д}0}^{\text{вн}})^2}{2} \cdot \left(\xi \cdot \frac{\ell}{d_{\text{экв.вн}}} \cdot \left(1 + \frac{\bar{t}_{\text{д}}^{\text{вн}}}{273} \right) + \zeta_{\text{вх}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{вх.д}}}{273} \right) + \zeta_{\text{вых}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{вых.д}}}{273} \right) \right); \quad (4)$$

$$\Delta P_{\text{д}}^{\text{нар}} = \frac{\rho_{\text{д}0} \cdot (W_{\text{д}0}^{\text{нар}})^2}{2} \cdot \left(\xi \cdot \frac{\ell}{d_{\text{экв.нар}}} \cdot \left(1 + \frac{\bar{t}_{\text{д}}^{\text{нар}}}{273} \right) + \zeta_{\text{вх}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{вх.д}}}{273} \right) + \zeta_{\text{вых}} \cdot \left(1 + \frac{t_{\text{вых.д}}}{273} \right) \right), \quad (5)$$

где $\rho_{\text{д}0}$ – плотность дыма при нормальных условиях, кг/м³; коэффициент сопротивления трения ξ при ламинарном движении, определяемый формулой Хагена-Пуазейля: $\xi = A/Re$; где A – коэффициент, зависящий от формы сечения канала ($A=64$ – для каналов круглого сечения; $A=57$ – для квадратной формы сечения) [3]; число Re рассчитывали по действительной скорости теплоносителей и эквивалентному диаметру соответствующего канала трубной насадки; ℓ – длина трубки, м; $d_{\text{экв.вн}}$, $d_{\text{экв.нар}}$ – эквивалентный диаметр каналов круглой и квадратной формы сечения, м; $\bar{t}_{\text{д}}^{\text{вн}}$, $\bar{t}_{\text{д}}^{\text{нар}}$ – средняя температура дыма по высоте насадки внутри и снаружи труб, °С; $t_{\text{вх.д}}$, $t_{\text{вых.д}}$ – температуры дыма на входе и выходе из насадки, °С; $\zeta_{\text{вх}}$, $\zeta_{\text{вых}}$ – коэффициент сопротивления входа и выхода из каналов. Теплофизические свойства газов определяли по температурам теплоносителей, усредненным за дымовой или воздушный периоды по высоте трубной насадки.

Полное аэродинамическое сопротивление рассчитывали аналогичным образом и для воздушного периода.

Чаще всего, в качестве эквивалентного диаметра, как определяющей линейной характеристики потоков, принимают гидравлический диаметр [3]: $d_{\text{гидр}} = 4 \cdot S_{\text{ж.с.}} / \Pi$, м; где $S_{\text{ж.с.}}$ – площадь живого сечения, м²; Π – смоченный периметр поперечного сечения, м. Гидравлический диаметр для каналов круглого сечения совпадает с натуральным внутренним диаметром трубки $d_{\text{гидр}} = d_{\text{вн}} = 1$ мм. Также выполняется расчет и для каналов неправильной формы, в нашем случае: $d_{\text{гидр.нар}} = 4,372$ мм. В [4] предложено при исследовании движения газов вычислять эквивалентный диаметр для каналов некруглой формы из равенства чисел Лагранжа.

Если эквивалентный диаметр для каналов круглой формы сечения равен геометрическому, то для каналов квадратной формы необходимо произвести пересчет квадратного потока на цилиндрический. Приравняем число Лагранжа для цилиндрического и квадратного потоков, например, для дымового периода:

$$La_{\text{цил}} = La_{\text{кв}}, \quad (6)$$

где $La = Re \cdot Eu$ – число Лагранжа, где $Eu = \Delta P_{\text{тр}} / (\rho_d \cdot W_d^2)$ – число Эйлера;

$\Delta P_{\text{тр}} = \xi \cdot \frac{\ell}{d_{\text{экв}}} \cdot \frac{\rho_d \cdot W_d^2}{2}$ – потери давления на трение, Па.

Равенство (6), можно переписать в следующем виде:

$$Re_{\text{вн}} \cdot \frac{64}{Re_{\text{вн}}} \cdot \frac{\ell}{d_{\text{экв}}} \cdot \frac{\rho_d \cdot W_d^{\text{вн}^2}}{2} / (\rho_d \cdot W_d^{\text{вн}^2}) = Re_{\text{нар}} \cdot \frac{57}{Re_{\text{нар}}} \cdot \frac{\ell}{a} \cdot \frac{\rho_d \cdot W_d^{\text{нар}^2}}{2} / (\rho_d \cdot W_d^{\text{нар}^2})$$

после сокращений получим: $d_{\text{экв}} = \frac{32 \cdot a}{28,5}$,

где $a = \sqrt{R_{\text{нар}}^2 \cdot (1 - \pi)} = 7,41$ мм – поперечный размер квадратного потока.

Таким образом, эквивалентный диаметр квадратного потока межтрубного пространства в пересчете на цилиндрический составил $d_{\text{экв,нар}} = 8,32$ мм.

После подстановки всех величин в равенства (3) соотношение скоростей движения потоков теплоносителей внутри и снаружи трубок составило: в дымовом периоде – $W_{\text{д0}}^{\text{вн}} / W_{\text{д0}}^{\text{нар}} = 1,175$, а в воздушном – $W_{\text{в0}}^{\text{вн}} / W_{\text{в0}}^{\text{нар}} = 1,987$. Согласно уравнениям (1) и (2) скорость дыма внутри и снаружи труб будет равняться: $W_{\text{д0}}^{\text{вн}} = 2,749$ м/с, $W_{\text{д0}}^{\text{нар}} = 2,34$ м/с; воздуха – $W_{\text{в0}}^{\text{вн}} = 3,065$ м/с, $W_{\text{в0}}^{\text{нар}} = 1,542$ м/с.

Математическая постановка задачи теплообмена

По результатам эксперимента была проведена адаптация математической модели, состоящей из системы уравнений для внутренней и наружной поверхностей теплообмена трубной насадки с учетом продольной теплопроводности трубок. Расчетная схема теплообмена представлена на рис. 4. Поставленная задача решалась с помощью метода конечных разностей по неявной разностной схеме по направлению движения теплоносителя. Дифференциальные уравнения при соответствующих граничных условиях были заменены на алгебраический аналог. Расчетная область разбивалась на равномерное количество

во узлов с шагом $\Delta\ell$. Время нагрева и охлаждения трубной насадки разбивали на равные интервалы $\Delta\tau$.

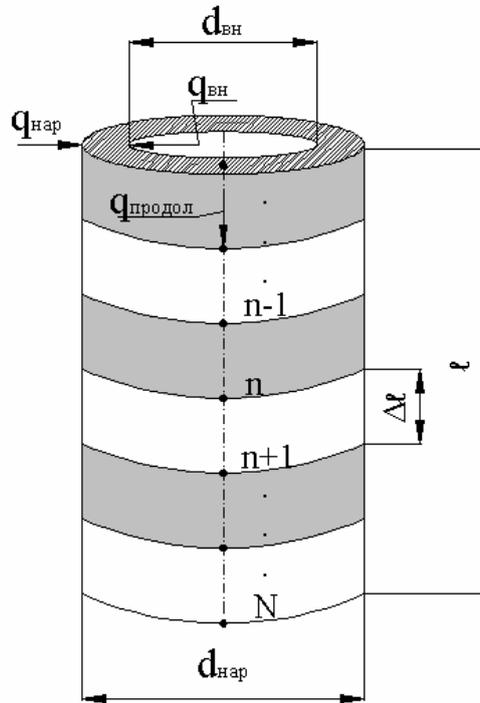


Рис. 4. Расчетная схема теплообмена в трубной насадке с учетом продольной теплопроводности

В конечных разностях система уравнений записывается следующим образом:

– в дымовом периоде:

$$V_{д}^{вн} \cdot (i_{д[n,к]}^{вн} - i_{д[n-1,к]}^{вн}) = q_{д[n,к]}^{вн} \cdot \Delta F_{вн}; \quad n=1, 2 \dots N-1 \quad (7)$$

$$V_{д}^{нар} \cdot (i_{д[n,к]}^{нар} - i_{д[n-1,к]}^{нар}) = q_{д[n,к]}^{нар} \cdot \Delta F_{нар}; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \Delta G \cdot (i_{нас[n,к]} - i_{нас[n,к-1]}) = \\ & = [q_{д[n,к]}^{вн} \cdot \Delta F_{вн} + q_{д[n,к]}^{нар} \cdot \Delta F_{нар} + (q_{прод[n,к]} - q_{прод[n+1,к]}) f] \Delta \tau. \end{aligned} \quad (9)$$

– в воздушном периоде:

$$V_{в}^{вн} \cdot (i_{в[n,к]}^{вн} - i_{в[n+1,к]}^{вн}) = q_{в[n,к]}^{вн} \cdot \Delta F_{вн}; \quad (10)$$

$$V_{в}^{нар} \cdot (i_{в[n,к]}^{нар} - i_{в[n+1,к]}^{нар}) = q_{в[n,к]}^{нар} \cdot \Delta F_{нар}; \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & \Delta G \cdot (i_{нас[n,к-1]} - i_{нас[n,к]}) = \\ & = [q_{в[n,к]}^{вн} \cdot \Delta F_{вн} + q_{в[n,к]}^{нар} \cdot \Delta F_{нар} + (q_{прод[n,к]} - q_{прод[n+1,к]}) f] \Delta \tau. \end{aligned} \quad (12)$$

Начальные и граничные условия:

$$t_{м[n,0]}=t_{м0}, \quad n=1, 2 \dots N \text{ при } k=0 \quad (13)$$

$$t_{д[0,k]}=t_{д0}, \quad t_{в[0,k]}=t_{в0}, \quad k=0, 1, 2 \dots K \quad (14)$$

$$q_{д[n,k]}^{вн}=\alpha_{д}^{вн} \left(t_{д[n,k]}^{вн}-t_{нас[n,k]} \right), \quad q_{д[n,k]}^{нар}=\alpha_{д}^{нар} \left(t_{д[n,k]}^{нар}-t_{нас[n,k]} \right), \quad (15)$$

$$q_{в[n,k]}^{вн}=\alpha_{в}^{вн} \left(t_{нас[n,k]}-t_{в[n,k]}^{вн} \right), \quad q_{в[n,k]}^{нар}=\alpha_{в}^{нар} \left(t_{нас[n,k]}-t_{в[n,k]}^{нар} \right), \quad (16)$$

$$q_{прод[n,k]}=\lambda_{[n,k]} \left(t_{нас[n-1,k]}-t_{нас[n,k]} \right) / \Delta \ell; \quad (17)$$

$$q_{прод[n+1,k]}=\lambda_{[n,k]} \left(t_{нас[n,k]}-t_{нас[n+1,k]} \right) / \Delta \ell, \quad (18)$$

где n – номер элемента $\Delta \ell$ по длине трубы, k – номер интервала времени $\Delta \tau$; $i_{д}^{вн}$ и $t_{д}^{вн}$, $i_{в}^{вн}$ и $t_{в}^{вн}$, $i_{д}^{нар}$ и $t_{д}^{нар}$, $i_{в}^{нар}$ и $t_{в}^{нар}$ – энтальпия и температура дыма и воздуха внутри и снаружи труб, кДж/м³ и °С; ΔG – масса элемента насадки длиной $\Delta \ell$, кг; $\Delta F_{вн}$ и $\Delta F_{нар}$ – площадь боковой поверхности элемента насадки внутри и снаружи труб, м²; $i_{нас}$ и $t_{нас}$ – энтальпия и температура элемента насадки, кДж/кг и °С; f – площадь поперечного сечения стенки труб, м²; $t_{м0}$ – начальная температура трубной насадки, °С; $\alpha_{д}^{вн}$, $\alpha_{в}^{вн}$, $\alpha_{д}^{нар}$, $\alpha_{в}^{нар}$ – коэффициенты теплоотдачи конвекцией в дымовом и в воздушном периодах внутри и снаружи труб, Вт/(м²·К); $q_{д}^{вн}$, $q_{в}^{вн}$, $q_{д}^{нар}$, $q_{в}^{нар}$ – плотности теплового потока на поверхности стенки в дымовом и в воздушном периодах внутри и снаружи труб, Вт/м²; $q_{прод}$ – плотность теплового потока теплопроводностью вдоль трубной насадки, Вт/м²; λ – коэффициент теплопроводности хромоникелевых труб, Вт/(м·К), зависящий от температуры.

Коэффициент конвективной теплоотдачи в процессе нагрева и охлаждения трубной насадки для внутренней и наружной поверхности теплообмена вычисляли по формуле: $\alpha_{вн} = Nu_{вн} \cdot \lambda_{т}(t_{вн}) / d_{вн}$, $\alpha_{нар} = Nu_{нар} \cdot \lambda_{т}(t_{нар}) / d_{гидр.нар}$, где $Nu_{вн}$, $Nu_{нар}$ – числа Нуссельта для каналов внутри и снаружи труб; $\lambda_{т}(t)$ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К).

При продольном омывании трубок попеременно дымовым и воздушным потоками для ламинарного режима ($Re < 2000$) числа $Nu_{вн}$, $Nu_{нар}$ на каждом слое по высоте насадки, характеризующие теплоотдачу в полностью стабилизированном потоке, определяли по эмпирической формуле в соответствии с [5]:

$$Nu = \left(0,74 \cdot \varepsilon_{\ell} \cdot Pe^{0,2} \pm \left(\frac{\Delta t}{273} \right)^{0,02} \right) \cdot (Pr \cdot Gr)^{0,1},$$

где $Pe=Re \cdot Pr$ – число Пекле; Pr – число Прандтля; Gr – число Грасгофа; Δt – температурный напор между температурой теплоносителя и стенкой трубки по высоте насадки, °С. Знак плюс относится к совпадению направления свободного и вынужденного движений, знак минус – при противоположных направлениях. ε_ℓ – поправочный коэффициент на гидродинамический начальный участок, зависящий от ℓ/d . Температуры теплоносителей, зафиксированные во время испытания, отличались от температур, полученных расчетным путем, поэтому было произведено уточнение коэффициентов конвективной теплоотдачи. Поправка ε_ℓ на изменение коэффициентов теплоотдачи в начальном термическом участке составила: для каналов круглого сечения 0,86, а для межтрубного пространства – 1,5. Теплофизические свойства среды отнесены к температурам потока и стенки трубки по высоте насадки.

Сопоставление результатов расчета с экспериментом

В таблице 1 представлены расчетные значения коэффициентов теплоотдачи по высоте насадки, а также сравнение экспериментальных и расчетных значений усредненных температур теплоносителей внутри и снаружи труб за дымовой и воздушный периоды. Расхождение результатов расчетных значений температур дыма и воздуха внутри и снаружи трубок с температурами, полученными в ходе эксперимента, не превысило 8 %.

Таблица 1

Коэффициент теплоотдачи, а также экспериментальные и расчетные значения температур теплоносителя по высоте насадки при соотношении скоростей $W_{д0}^{вн} / W_{д0}^{нар} = 1,175$, $W_{в0}^{вн} / W_{в0}^{нар} = 1,987$

ВЫСОТА, м	ВОЗДУШНЫЙ ПЕРИОД						ДЫМОВОЙ ПЕРИОД					
	$\alpha_{в}^{вн}$	$t_{в\text{ср}}^{вн}$		$\alpha_{в}^{нар}$	$t_{в\text{ср}}^{нар}$		$\alpha_{д}^{вн}$	$t_{д\text{ср}}^{вн}$		$\alpha_{д}^{нар}$	$t_{д\text{ср}}^{нар}$	
		экспе- римент	расчет		экспе- римент	расчет		экспе- римент	расчет		экспе- римент	расчет
0,65	44,5	570	570	102,6	730	712	55	799	799	143,7	770	763
0,35	38,8	378	395	90,4	547	543	53	699	663	117,9	558	578
0,05	32	228	233	84,5	326	316	47,8	554	508	104,6	382	403

Коэффициент теплоотдачи в квадратных каналах межтрубного пространства в $2,2 \div 2,6$ раз выше, чем в цилиндрических каналах, в связи с меньшим диаметром канала, что говорит о нестабилизированном течении потока теплоносителей.

В процессе нагрева и охлаждения насадки были учтены тепловые потери через стенки камеры в окружающую среду. Теплоизоляционный слой рабочей камеры выполнен из волокнистой плиты ШПГТ-450 толщиной 100 мм, имеющей следующие теплофизические свойства: плотность $0,45 \text{ т/м}^3$; максимальная рабочая температура $1300 \text{ }^\circ\text{C}$; теплопроводность $\lambda=0,2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ и теплоемкость $c=1,0 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ [6]. Расчетным путем установлено, что потери теплоты составили не более 2 % от теплоты, отданной насадке дымовыми газами.

Одновременно с этим был выполнен расчет теплообмена в трубной насадке без учета продольной теплопроводности. В таблице 2 приводятся температуры трубной насадки по высоте для дымового и воздушного периодов с учетом и без учета продольной теплопроводности.

Таблица 2

Температура трубной насадки по высоте с учетом и без учета продольной теплопроводности

Температура, $^\circ\text{C}$	Теплообмен с учетом / без учета продольной теплопроводности		
	Расстояние от низа насадки, м		
	0,65	0,35	0,05
Температура насадки в конце дымового периода	747 750	574 577	400 403
Температура насадки в конце воздушного периода	715 717	544 546	346 351

Анализ влияния продольной теплопроводности на теплообмен в трубной насадке показал, что температура насадки как в дымовом, так и в воздушном периоде незначительно изменяется (на $2 \div 5 \text{ }^\circ\text{C}$) по сравнению с расчетом теплообмена без учета продольной теплопроводности.

Впервые в Украине сотрудниками кафедры ТЭМП НМетАУ, была построена и опробована регенеративная нагревательная печь камерного типа, оснащенная системой регенеративных горелок с шариковой насадкой из корундового материала [7]. По результатам

теплотехнического испытания регенеративных горелок была адаптирована математическая модель, описывающая теплообмен и аэродинамическое сопротивление в насадке шарикового регенератора. При этом была отобрана критериальная зависимость для средних коэффициентов теплоотдачи в слое насадки, обеспечивающая наименьшее расхождение экспериментальных и расчетных данных. Используя результаты испытания [7], выполнили расчет шарикового регенератора. Расхождение расчетных и экспериментальных значений температур теплоносителей не превысило 10 %.

Анализ полученных результатов

Для расчетного сравнения шариковой и трубной насадок компактных минирегенераторов выбрали в качестве материала насадок корундовые окатыши диаметром $d = 20$ мм и металлические трубки с наружным диаметром ($d_{\text{нар}}$) 14 и 10 мм и толщиной стенки $\delta_{\text{ст}} = 1$ мм. Температура дыма и воздуха на входе в насадку $t_{\text{д0}} = 1000$ °С, $t_{\text{в0}} = 20$ °С; начальная температура насадки $t_{\text{м0}} = 20$ °С. Термическую массивность элементов шариковой насадки учитывали путем введения поправки на массивность в расчете коэффициента теплоотдачи. Трубки, изготовленные из стали 08X18H10 (AISI 304), располагались в камере параллельными рядами. Стенки трубок насадки считали термически тонким телом. Длительность дымового и воздушного периодов 60 с. Расходы воздуха и дыма – 200 м³/ч (при расходе природного газа 20 м³/ч).

Размеры поперечного сечения камеры, высоту трубной и шариковой насадок рассчитывали из условия получения одинаковой средней за период температуры воздуха на выходе из насадки 800 °С. Сравнительная характеристика шарикового и трубчатого регенераторов представлена в таблице 3.

Из таблицы 3 следует, что с уменьшением наружного диаметра труб с 14 до 10 мм, при $\delta_{\text{ст}} = 1$ мм, удельная поверхность нагрева увеличивается в 1,5 раза, объем насадки уменьшается в 1,7 раза, масса насадки снижается на 13,8 %, а аэродинамическое сопротивление увеличивается в 1,37 раза. Из двух минирегенераторов с насадкой из трубок различного наружного диаметра можно рекомендовать к применению в промышленных условиях трубки с наружным диаметром – 10 мм.

Таблица 3

*Характеристика минирегенераторов с шариковой
и трубной насадками*

	Параметры	Шариковая насадка $d = 20$ мм	Трубная насадка $d_{нар} = 14$ мм, $\delta_{ст} = 1$ мм	Трубная насадка $d_{нар} = 10$ мм, $\delta_{ст} = 1$ мм
1	Размеры поперечного сечения камеры, м × м	0,25 × 0,25	0,192 × 0,192	0,192 × 0,192
2	Высота насадки, м	0,38	1,2	0,7
3	Масса насадки, кг	42	65	56
4	Объем насадки, м ³	0,02375	0,0442	0,0258
5	Порозность	0,42	0,813	0,723
6	Удельная поверхность нагрева, м ² /м ³	174	374,5	553,8
7	Соотношение скоростей в трубной насадке $W_0^{вн} / W_0^{нар}$ – для дымового периода – для воздушного периода		1,99 2,49	1,79 2,24
8	Расход дыма при н.у., м ³ /с – внутри трубок – снаружи трубок	0,055563	0,055563 0,0432 0,0123	0,055563 0,0440 0,0115
9	Расход воздуха при н.у., м ³ /с – внутри трубок – снаружи трубок	0,055563	0,055563 0,0452 0,0103	0,055563 0,0459 0,00964
10	Скорость дыма при н.у., м/с – внутри трубок – снаружи трубок	0,8889	2,262 1,136	2,426 1,355
11	Скорость воздуха при н.у., м/с – внутри трубок – снаружи трубок	0,8889	2,367 0,951	2,531 1,132
12	Средняя за период температура дыма на выходе из насадки, °С	312	319	319
13	Средняя за период температура воздуха на выходе из насадки, °С	805	799	800
14	Коэффициент регенерации, %	72,99	72,4	72,5
15	Аэродинамическое сопротивление, Па	885	95	130

При одинаковой температуре подогрева воздуха на выходе из насадки и одинаковом коэффициенте регенерации трубчатый минирегенератор с наружным диаметром трубок 10 мм по сравнению с шариковым, обладает следующими достоинствами: в 3 раза большей удельной поверхностью нагрева, в 6,8 раз меньшим аэродинамиче-

ским сопротивлением, что способствует уменьшению запыленности. Объем насадки в обоих случаях практически одинаков.

Стоимости шариковой и трубной насадок сопоставимы друг с другом.

Вывод

1. Разработана математическая модель теплообмена в трубной насадке с учетом продольной теплопроводности трубок и по результатам, полученным в ходе испытания трубчатого минирегенератора, выполнена ее адаптация. Установлено, что переносом теплоты теплопроводностью в продольном направлении пучка трубок можно пренебречь. При продольном омывании пучка трубок коэффициент теплоотдачи в каналах межтрубного пространства в $2,2 \div 2,6$ раз выше, чем в каналах внутри труб.

2. Потери теплоты из минирегенератора в окружающую среду при выполнении футеровки камеры из волокнистого материала составляют 2 % от теплоты, отданной дымовыми газами насадке.

3. С уменьшением наружного диаметра труб с 14 до 10 мм, при $\delta_{ст} = 1$ мм, удельная поверхность нагрева увеличивается в 1,5 раза, объем насадки уменьшается в 1,7 раза, масса насадки снижается на 13,8 %, а аэродинамическое сопротивление увеличивается в 1,37 раза. Из двух минирегенераторов с насадкой из трубок различного наружного диаметра можно рекомендовать к применению в промышленных условиях трубки с наружным диаметром – 10 мм. Насадка трубчатого минирегенератора с наружным диаметром трубок 10 мм по сравнению с шариковой обладает в 3 раза большей удельной поверхностью нагрева и в 6,8 раз меньшим аэродинамическим сопротивлением, что способствует уменьшению запыленности. Объем насадки в обоих случаях практически одинаков. Стоимости шариковой и трубной насадок сопоставимы друг с другом.

Список литературы

1. Патент на корисну модель № 20797, МПК(2007) F28D 19/00, F28F 1/00. Насадка регенеративного теплообмінника; Губинський В.Й., Затопляєв Г.М., Воробйова Л.О. Номер заявки: u 2006 08704; Заявл. 03. 08. 2006. Опубл. 15.02.2007. Бюл. № 2.

2. Воробьева Л.А. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в металлическом трубчатом регенераторе / Воробьева Л.А., Затопляев Г.М., Губинский В.И. и др. // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: НМетАУ, 2007. – С. 71 – 77.

3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Идельчик И.Е. – М.: «Машиностроение», 1992. – 672 с.
4. Аверин С.И. Механика жидкости и газов / Аверин С.И. – Учебное пособие, Ч.1. – Днепропетровск, 1975. – 229 с.
5. Аверин С.И. Расчеты нагревательных печей / Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф., Радченко И.И. и др. – К.: «Техника», 1969. – 539 с.
6. Губинский В.И. Metallургические печи / Губинский В.И.: Учеб. пособие. – Днепропетровск: НМетАУ, 2006 – 83 с.
7. Затопляев Г.М. Теплотехническое испытание нагревательной печи с регенеративными горелками / Затопляев Г.М., Еремин А.О. // Metallургическая и горнорудная промышленность – № 3, 2000. – С. 85 – 87.

Рукопись поступила 01.06.2008

Гичёв Ю.А. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ
Адаменко Д.С. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПУЛЬСАЦИОННО-АКУСТИЧЕСКОГО СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОВОГО КОТЛА И РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ

Приведены результаты анализа влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на эффективность работы парового котла. Разработана последовательность реализации технологии пульсационно-акустического сжигания топлива, и предложены технические решения для повышения эффективности применения акустических пульсаций в котельных агрегатах.

Введение

В условиях дефицита природного газа в Украине повышение эффективности работы котельных, которые занимают доминирующее положение среди источников теплоснабжения, является одной из приоритетных задач в энергосбережении. Решение этих задач возможно путем повышения эффективности сжигания топлива за счет совершенствования топливосжигающих систем. Одним из таких направлений является применение пульсационно-акустических способов воздействия на процесс сжигания топлива, позволяющих снизить потери с химическим недожогом топлива и повысить к.п.д. котельных агрегатов.

Постановка задачи исследования

Результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований системы пульсационно-акустического сжигания топлива в топках котельных агрегатов позволили установить следующее [1 – 4]:

– повышение эффективности работы котельного агрегата проявляется в повышении температуры газов в топке котла на $50 \div 60$ °С и снижении химического недожога топлива (с 2,0 % до 0,5 %), который определялся по остаткам горючих компонентов (СО, СН₄ и Н₂) в продуктах сгорания, отобранных на анализ за топкой;

– при работе котла с наложением акустических пульсаций в топке положение максимального значения температур при всех режимах

его работы смещается ближе к выходному сечению амбразуры горелки, что свидетельствует об интенсификации процессов смесеобразования;

– в результате применения системы пульсационно-акустического сжигания топлива к.п.д. котла увеличивается на $1,0 \div 1,5$ %, а удельный расход условного топлива на выработку тепловой энергии снижается на $0,5 \div 0,7$ кг у.т./ГДж.

Таким образом, результаты выполненных исследований показали, что возбуждение акустических пульсаций может заметно повысить эффективность работы котла во всех режимах его эксплуатации и этим обеспечить экономию топлива на выработку тепловой энергии.

Однако широкому внедрению систем пульсационно-акустического сжигания топлива в топках котельных агрегатов препятствует отсутствие научно-методических основ их создания, а также технических решений для промышленной реализации.

В связи с этим в задачу данной работы входило:

а) разработка последовательности реализации технологии пульсационно-акустического сжигания топлива в топках котельных агрегатов;

б) разработка технических решений для повышения эффективности применения акустических пульсаций в котельных агрегатах;

в) технико-экономическая оценка эффективности влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на характеристики работы котла.

Последовательность реализации технологии пульсационно-акустического сжигания топлива

Эффективное использование технологии пульсационно-акустического сжигания топлива в топках котельных агрегатов заключается в правильном выборе аппаратного обеспечения системы возбуждения акустических пульсаций и регламента эксплуатации системы при изменяющихся нагрузках на котел.

В связи с этим последовательность внедрения технологии системы пульсационно-акустического сжигания топлива на любом типоразмере котельного агрегата включает в себя следующие этапы.

1. Определение диапазона изменения относительной тепловой нагрузки на котел в течение суток и года в целом, а также выделение доминирующей величины нагрузки.

2. Обследование конфигурации и геометрических характеристик топочной камеры котла и его газоходов с точки зрения возможности выявления автоколебаний в сопряженных газовых трактах, что позво-

лит более точно рассчитать предпочтительный резонансный диапазон частот внешних акустических пульсаций.

3. Комплексный анализ акустических характеристик топочной камеры и топливогазовоздушного тракта котла в целом, выполняемый в расчетном резонансном диапазоне частот.

4. Выделение на амплитудно-частотной характеристике топки котла максимумов уровней звукового давления, определяющих спектр собственных частот топки котла, и определение диапазона изменения частот при различных тепловых нагрузках на котел, что позволяет определить условия смещения резонансного эффекта при изменении показателей работы котла.

5. Выбор частоты и амплитуды внешних акустических пульсаций, значения которых соответствуют одному из максимумов уровней звукового давления на амплитудно-частотной характеристике топки.

6. Выбор типа, количества и места установки внешних акустических возбудителей и вспомогательного следящего аппаратного обеспечения системы возбуждения акустических пульсаций (генератор акустических колебаний, акустический зонд, предусилитель, магнитограф, анализатор спектра и графопостроитель), позволяющих обеспечить требуемый амплитудно-частотный диапазон работы системы при изменяющихся тепловых нагрузках на котел.

7. В соответствии с выбранными значениями частоты и амплитуды выполняется анализ общего уровня шума в котельной, который не должен превышать допустимого значения 80 ДБа, и расчет звукоизолирующей способности стенок котла для обеспечения безопасной работы обслуживающего персонала в котельной.

8. При недостаточной звукоизолирующей способности стенок котла необходимо применить дополнительную звукоизоляцию стен топки из минераловатных теплоизоляционных панелей плотностью не менее 15 кг/м³.

Технические решения для повышения эффективности акустических пульсаций

В целом расчетные исследования и результаты испытаний позволили разработать ряд технических решений, связанных с интенсификацией воздействия акустических пульсаций на процесс горения топлива [5, 6]. Интенсификация связана с направленностью акустических колебаний непосредственно на факел.

Направление возбуждаемых акустических колебаний непосредственно на факел обеспечивает максимальный эффект их воздействия на процесс горения, т.к. направленностью снижается рассеивание воз-

буждаемых колебаний в камере сгорания. Снижение рассеивания обеспечивает также минимальные энергетические затраты на генерацию колебаний, что делает применение возбуждаемых колебаний более экономичным.

Кроме того, направление возбуждаемых колебаний непосредственно на факел создает по периметру камеры сгорания на уровне факела устойчивое отражение колебаний от стенок камеры сгорания, что предоставляет возможность их использования вместе с первичными возбуждаемыми колебаниями для позитивного воздействия на процесс горения.

При этом создаются условия для поддержания спектра частот и амплитуд отраженных акустических колебаний аналогичным амплитудно-частотной характеристике факела, при которых максимально раскрывается эффект использования отраженных колебаний за счет резонанса, который возникает вследствие совпадения отраженных колебаний и колебаний в среде факела. Значения частот и амплитуд отраженных акустических колебаний, которые должны быть аналогичны амплитудно-частотной характеристике факела, и необходимые для создания конструктивных условий в камере сгорания для соблюдения условий аналогии, определяются из формулы:

$$v^2 \cdot A^2 = \frac{2 \cdot I}{\rho \cdot c \cdot k_F}, \quad (1)$$

где v – частота отраженных акустических колебаний, Гц; A – амплитуда отраженных акустических колебаний, м; I – сила звука возбуждаемых акустических колебаний, Вт/м²; ρ – плотность среды, кг/м³; c – скорость звука, м/с; k_F – коэффициент, учитывающий степень отражения акустических колебаний.

Для поддержания частоты отраженных акустических колебаний в соответствии с амплитудно-частотной характеристикой факела и для направленного их отражения топка котла по периметру оборудуется акустическим поясом, который представляет собой гофрированную поверхность (см. рис. 1).

При конструктивном расчете в формулу (1) подставляется значение частоты отраженных колебаний, равное частоте колебаний факела, а значение вычисленной амплитуды используют при определении конструктивных параметров камеры сгорания, необходимых для соблюдения условий аналогии амплитудно-частотной характеристики факела и амплитудно-частотной характеристики отраженных колебаний.

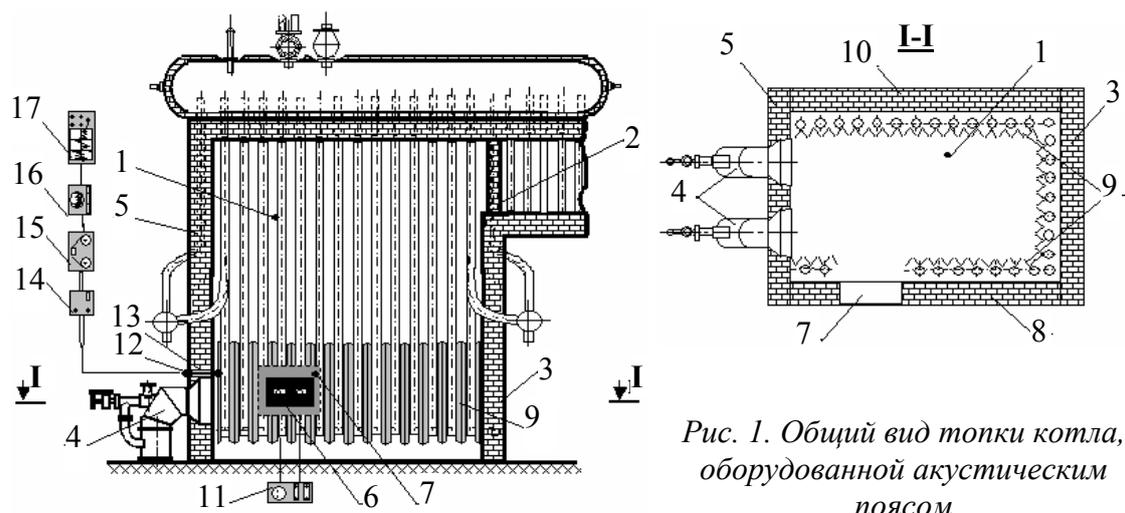


Рис. 1. Общий вид топки котла, оборудованной акустическим поясом

1 – камера сгорания; 2 – выходное окно; 3 – задняя стенка котла; 4 – горелки; 5 – фронтальная стенка котла; 6 – электродинамический возбудитель; 7 – смотровое окно; 8 и 10 – боковые стенки; 9 – акустический пояс; 11 – генератор акустических колебаний; 12 – акустический зонд; 13 – отверстие на фронтальной стенке; 14 – преусилитель; 15 – магнитограф; 16 – анализатор спектра; 17 – графопостроитель

При заранее принятых конструктивных параметрах в формулу для вычисления подставляют амплитуды отраженных колебаний и определяют соответствующие им частоты. Полученный спектр частот отраженных колебаний сравнивают с амплитудно-частотной характеристикой факела для подтверждения аналогичности амплитудно-частотных характеристик отраженных колебаний и факела.

Амплитудно-частотная характеристика факела определяется экспериментально по амплитуде колебаний тепловыделений в факеле или вычисляется путем использования известного из теории горения понятия об образовании турбулентных вихрей в факеле в результате истечения газовой смеси из горелки и последующего сгорания этих вихрей. Сгорание вихрей сопровождается звуковым эффектом со спектром частот и амплитуд, зависящим от размеров вихрей. Частота звукового эффекта вычисляется по формуле:

$$\nu_{\phi} = u_{\phi} / d_{\text{в}}, \text{ Гц} \quad (2)$$

где u_{ϕ} – скорость продвижения фронта горения в газовой смеси, которая при сжигании природного газа равна $u_{\phi} = 4$ м/с; $d_{\text{в}}$ – эквивалентный диаметр вихрей, м.

Размеры образующихся вихрей зависят от конструктивных характеристик горелки, в частности, от диаметра отверстий (d_0), через которые истекает газ в поток воздуха. По экспериментальным данным размеры образующихся вихрей составляют $(0,1 \div 0,2) \cdot d_0$ и впоследст-

вии, при движении вихрей в объеме факела, размеры вихрей увеличиваются вследствие их ассоциации до $2 \cdot d_0$.

Вариант промышленной реализации технических решений и их эффективность

Вариант промышленной реализации технических решений предложен для парового котла ДКВР-10-13.

При осуществлении предлагаемого процесса сжигания топлива топка котла работает следующим образом.

На первом (подготовительном) этапе определяют спектр собственных частот камеры сгорания (см. рис. 2, где $\nu_{к.с}$ - частота акустических пульсаций в камере сгорания, Гц; L - уровень звукового давления в камере сгорания, Дб). Максимумы уровней звукового давления на амплитудно-частотной характеристике дают спектр собственных частот камеры сгорания.

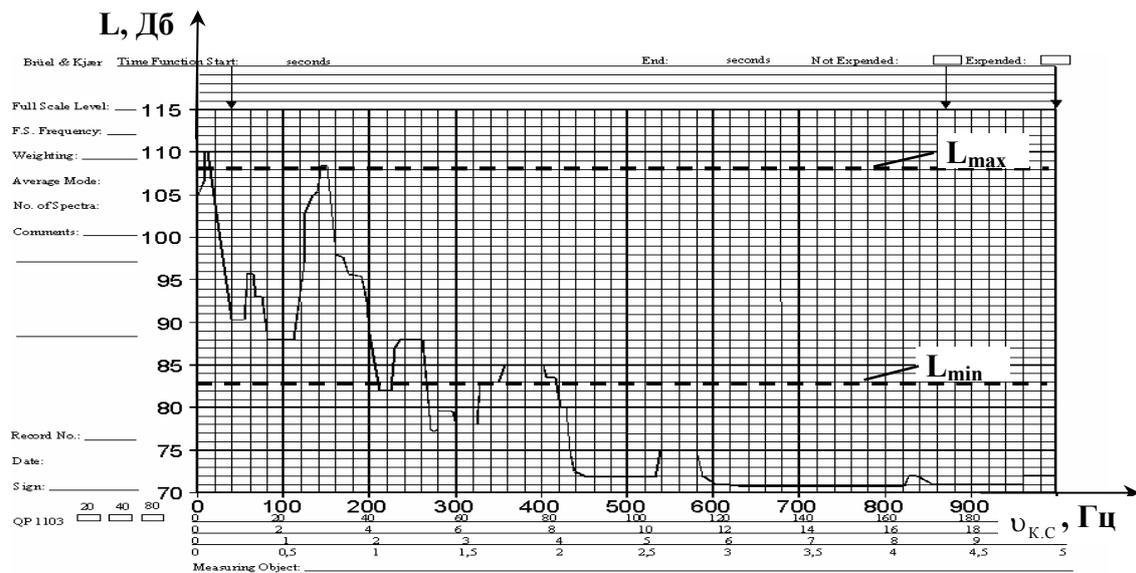


Рис. 2. Амплитудно-частотная характеристика камеры сгорания котла

Из приведенной на рис. 2 амплитудно-частотной характеристики максимумы звукового давления в камере сгорания зафиксированы на частоте 10 Гц (уровень звукового давления 110 Дб), на частоте 145 Гц (уровень звукового давления 108 Дб), в диапазоне частот 240 ÷ 260 Гц (уровень звукового давления 87 Дб) и в диапазоне частот 360 ÷ 400 Гц (уровень звукового давления 85 Дб).

После определения спектра собственных частот камеры сгорания вычисляют амплитудно-частотную характеристику факела по формуле (2).

В данном случае в горелках ГМГ 5,5/7, установленных в топке котла ДКВР-10-13, отверстия для истечения газа выполнены диаметром $d_0 = 0,01$ м, соответственно размеры вихрей в факеле от горелок ГМГ 5,5/7 с учетом ассоциации вихрей составят в пределах $(0,1 \div 2,0) \cdot d_0 = (0,1 \div 2,0) \cdot 0,01 = (0,001 \div 0,02)$ м, а частота звуковых колебаний при сгорании вихрей по формуле (2) составит в диапазоне:

$$\nu_{\Phi} = \left(\frac{4}{0,02} \div \frac{4}{0,001} \right) \Gamma_{\text{ц}} = (200 \div 4000) \Gamma_{\text{ц}},$$

что соответствует диапазону частот амплитудно-частотной характеристики факела, на котором проявляется звуковой эффект от сгорания вихрей различных размеров.

При заданной конфигурации криволинейных экранных поверхностей акустического пояса, например, по варианту, представленному на рис. 1, частота и амплитуда отраженных акустических колебаний вычисляется в следующей последовательности.

Звуковое давление ΔP , производимое акустической волной на криволинейные экранные поверхности акустического пояса определяется по формуле:

$$\Delta P = P_{\max} - P_{\min}, \text{ Н/м}^2, \quad (3)$$

где P_{\max} и P_{\min} – максимальное и минимальное значения звуковых давлений в камере сгорания, которые определяются по максимальному ($L_{\max} = 108$ Дб) и минимальному ($L_{\min} = 83$ Дб) уровням звукового давления в соответствии с амплитудно-частотной характеристикой камеры сгорания (см. рис. 2):

$$L_{\max} = 20 \cdot \lg(P_{\max}/P_0), \quad L_{\min} = 20 \cdot \lg(P_{\min}/P_0), \quad (4, 5)$$

где P_0 – звуковое давление при нулевом уровне громкости, $P_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Н/м².

Максимальный уровень звукового давления L_{\max} соответствует частоте, на которой предполагается возбуждение акустических колебаний при эксплуатации топки котла в соответствии с предлагаемым процессом сжигания топлива.

Минимальный уровень звукового давления L_{\min} соответствует уровню звукового давления, на котором практически не проявляются всплески звуковых давлений при возбуждении звуковых колебаний в камере сгорания.

Решение уравнений (4) и (5) дает значения P_{\max} и P_{\min} :

$$P_{\max} = 10^{L_{\max}/20} \cdot P_0 = 10^{108/20} \cdot 2 \cdot 10^{-5} = 5,02 \text{ Н/м}^2, \quad (6)$$

$$P_{\min} = 10^{L_{\min}/20} \cdot P_0 = 10^{83/20} \cdot 2 \cdot 10^{-5} = 0,28 \text{ Н/м}^2, \quad (7)$$

соответственно

$$\Delta P = 5,02 - 0,28 = 4,74 \text{ Вт/м}^2.$$

Сила звука возбуждаемых акустических колебаний определяется по формуле:

$$I = \frac{\Delta P \cdot 2 \cdot c_1}{[(1 + k_F) \cdot \text{ctg } i - (1 - k_F) \cdot \text{ctg } r] \cdot \sin 2i}, \text{ Вт/м}^2, \quad (8)$$

где c_1 – скорость распространения звука при средней температуре в камере сгорания (по результатам измерений – 1256 °С), $c_1 = 754$ м/с; i – угол падения звуковой волны на криволинейную поверхность акустического пояса (угол между направлением распространения падающей волны SO и перпендикуляром OM к поверхности акустического пояса), град. (см. рис. 3); r – угол преломления звуковой волны на разделе двух сред (угол между направлением распространения преломленной волны OS'' и перпендикуляром ON), град. (см. рис. 3); k_F – коэффициент, учитывающий степень отражения акустических колебаний, определяется по формуле:

$$k_F = \left(\frac{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \cos i - \rho_1 \cdot \sqrt{c_1^2 - c_2^2 \cdot \sin^2 i}}{\rho_2 \cdot c_2 \cdot \cos i + \rho_1 \cdot \sqrt{c_1^2 + c_2^2 \cdot \sin^2 i}} \right)^2. \quad (9)$$

Здесь c_2 – скорость распространения звука в материале, из которого выполнены криволинейные экранные поверхности акустического пояса (для стали $c_2 = 5300$ м/с); ρ_1 и ρ_2 – соответственно, плотности сред, т.е. продуктов сгорания и стали, в которых распространяется звуковая волна (плотность продуктов сгорания $\rho_1 = 1,26$ кг/м³ и стали – $\rho_2 = 7800$ кг/м³).

В формуле (9) угол падения i при фронтальном натекании звуковой волны на акустический пояс равен углу $\alpha = 60^\circ$ (α – угол между плоскими элементами криволинейной поверхности акустического пояса, см. рис. 3).

Степень отражения акустических колебаний по формуле (9) составит:

$$k_F = \left(\frac{7800 \cdot 5300 \cdot \cos 60^\circ - 1,26 \cdot \sqrt{754^2 - 5300^2 \cdot \sin^2 60^\circ}}{7800 \cdot 5300 \cdot \cos 60^\circ + 1,26 \cdot \sqrt{754^2 + 5300^2 \cdot \sin^2 60^\circ}} \right)^2 = 0,9998 \approx 1.$$

Сила звука возбуждаемых акустических колебаний по формуле (8), с учетом значения $k_F = 1$, составит:

$$I = \frac{4,74 \cdot 2 \cdot 754}{[(1 + 1) \cdot \text{ctg } 60^\circ] \cdot \sin 2(60^\circ)} = \frac{4,74 \cdot 2 \cdot 754}{2} = 3574 \text{ Вт/м}^2.$$

$$b_0 = \frac{B - \frac{2 \cdot h}{\operatorname{tg} \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (11)$$

где B – длина плоской поверхности элемента акустического пояса, $B = 0,08$ м (см. рис. 3); h – глубина проникновения звуковой волны в элемент криволинейной поверхности акустического пояса (см. рис. 3), м.

При глубине проникновения звуковой волны в элемент акустического пояса $h = (0,1 \div 0,9) \cdot H$ (где H – высота элемента, м), обеспечивающей стабильное отражение акустических волн, диапазон изменения длины отраженного луча (b_0) по формуле (11) составит:

$$\text{при } h = 0,1 \cdot H, \quad b_0 = \frac{B - \frac{2 \cdot (0,1 \cdot H)}{\operatorname{tg} \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,08 - \frac{2 \cdot (0,1 \cdot 0,07)}{\operatorname{tg} 60^\circ}}{\operatorname{tg} 60^\circ} = 0,042 \text{ м,}$$

$$\text{при } h = 0,9 \cdot H, \quad b_0 = \frac{B - \frac{2 \cdot (0,9 \cdot H)}{\operatorname{tg} \alpha}}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{0,08 - \frac{2 \cdot (0,9 \cdot 0,07)}{\operatorname{tg} 60^\circ}}{\operatorname{tg} 60^\circ} = 0,0042 \text{ м,}$$

т.е. $b_0 = 0,0042 \div 0,042$ м.

Амплитуда отраженных акустических колебаний (A) по формуле (10), при соответствующих b_0 , составит:

$$A = 0,042/3,14 = 0,0134 \text{ м;} \quad A = 0,0042/3,14 = 0,00134 \text{ м.}$$

Частота отраженных акустических колебаний определяется из формулы 1, преобразованной относительно ν :

$$\nu = \frac{1}{A} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot I}{\rho \cdot c_1 \cdot k_F}}, \text{ Гц.} \quad (12)$$

В соответствии с вычисленными значениями амплитуд (A) отраженных акустических колебаний их частота по формуле (12) составит:

$$\nu = \frac{1}{0,0134} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3574}{1,26 \cdot 754 \cdot 1}} \approx 205 \text{ Гц;} \\ \nu = \frac{1}{0,00134} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3574}{1,26 \cdot 754 \cdot 1}} \approx 2050 \text{ Гц.}$$

Таким образом, в результате отражения возбуждаемых в камере сгорания акустических колебаний от акустического пояса обеспечивается спектр частот отраженных колебаний $205 \div 2050$ Гц больше частот, возбуждаемых в камере сгорания колебаний. Причем, диапазон частот отраженных колебаний совпадает с диапазоном частот амплитудно-частотной характеристике факела $200 \div 4000$ Гц.

В соответствии с данными, полученными на первом (подготовительном) этапе, на втором этапе (эксплуатационном) при помощи электродинамического возбудителя возбуждают акустические колебания с частотой 145 Гц, которая принята в качестве рабочей и соответствует одному из максимумов звукового давления на амплитудно-частотной характеристике камеры сгорания 1 (см. рис. 2). Возбуждаемые акустические колебания направляются на факел.

Отраженные от акустического пояса камеры сгорания акустические колебания с частотой 205 ÷ 2050 Гц, соответствующей амплитудно-частотной характеристике факела, также направляются на факел. Эффективность разработанных технических решений подтверждается технико-экономическими показателями работы парового котла ДКВР-10-13 (см. табл. 1).

Таблица 1

Технико-экономические показатели работы парового котла ДКВР-10-13 при реализации технических решений

Наименование показателя	Значение
Фактическое время работы, ч/год	7000
Теплопроизводительность, кВт	11347,5
Частота внешних акустических воздействий, Гц	145 ÷ 165
Уровень звукового давления, Дб	108 ÷ 98
Увеличение коэффициента полезного действия котла, %	1,43
Снижение химического недожега топлива, %	1,5
Экономия природного газа, м ³ /год	114000
Необходимый объем инвестиций, грн.	43025,0
Дополнительные эксплуатационные расходы, грн./год	16500,0
Чистая прибыль, грн./год	66784,6
Коэффициент абсолютной экономической эффективности, грн./грн.	1,7
Срок окупаемости инвестиций, лет	0,6

Выводы

Разработаны технология пульсационно-акустического сжигания топлива, последовательность ее реализации в топках котельных агрегатов и технические решения для повышения эффективности акустических пульсаций. Суть технических решений заключается в том, что топка по периметру оборудуется акустическим поясом, который представляет собой гофрированную поверхность и позволяет использовать энергию отраженных акустических колебаний для интенсификации процесс горения.

Технико-экономическая оценка эффективности влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на характеристики работы котла показала увеличение к.п.д. котла на 1,43 % и годовую экономию

топлива (природного газа) 114 тыс. м³, при объеме инвестиций 43 тыс. грн.

Список литературы

1. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Снижение энергозатрат и решение экологической проблемы путем пульсационно-акустического сжигания топлива // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – № 4 (6). – С. 40 – 42.

2. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М. Моделирование тепловых и газодинамических процессов в топке парового котла // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 53 – 67.

3. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С. Возможность повышения эффективности энерготехнологических агрегатов путем пульсационно-акустического сжигания топлива // Металургическая и горнорудная промышленность. – 2007. – № 3. – С. 115 – 117.

4. Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С., Коваль К.М., Косенко Ю.А. Результаты испытания и эффективность пульсационно-акустического сжигания топлива // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2007. – С. 86 – 95.

5. Патент на корисну модель № 25300, МПК(2006) F23C 15/00, Спосіб спалювання палива; Гічов Ю.О., Адаменко Д.С. Номер заявки: u 2007 00185; Заявл. 09.01.2007. Опубл. 10.08.2007. Бюл. № 12. – 6 с.

6. Патент на корисну модель № 25608, МПК(2006) F23C 5/00, Топка котла; Гічов Ю.О., Адаменко Д.С. Номер заявки: u 2007 04475; Заявл. 09.01.2007. Опубл. 10.08.2007. Бюл. № 12. – 12 с: іл.

Рукопись поступила 15.03.2008 г.

Гичёв Ю.А. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ
Перцевой В.А. – аспирант, НМетАУ

АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБУЛЕНТНОЙ ГАЗОВОЙ СТРУИ НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Анализ энергетических характеристик газовой струи связан с разработкой систем газодинамической отсечки шлака. В результате обобщений экспериментальных данных сделаны постановка задачи и математическое моделирование турбулентной газовой струи. На основе математического моделирования проанализированы энергетические характеристики струи.

Введение

Анализ энергетических характеристик газовой струи связан с разработкой системы газодинамической отсечки шлака и, в частности, с исследованием запирающих свойств газовой струи [1]. Качественное отделение шлака зависит от газодинамических и энергетических характеристик струи, взаимодействующей с потоком шлака в сталевыпускном отверстии конвертера. Математическое моделирование процесса натекания газовой струи на тупиковый канал, имитирующий летку конвертера, позволит оптимизировать энергетические и геометрические характеристики системы при конструировании устройства газодинамической отсечки шлака.

Постановка задачи математического моделирования

Обобщение экспериментальных данных [2] и получение зависимостей, связывающих геометрические и энергетические характеристики сопла и газовой струи может быть осуществлено на основе теории подобия.

Критериальные зависимости газодинамического подобия течения сжимаемых газовых потоков при фронтальном и боковом натекании струи на тупиковый канал имеют, соответственно, следующий вид:

$$Eu_d = c \cdot La_d^n \cdot Re_0^m \cdot \left(\frac{h}{d_0} \right)^k, \quad (1)$$

$$Eu_D = c \cdot (La_D \cdot Re_0)^n \cdot \left(\frac{h}{d_0}\right)^m \cdot \varphi^k. \quad (2)$$

Критерии подобия, входящие в данное уравнение, имеют следующий вид [3]:

$$Eu_D = \frac{P_{абс}}{\rho_0 \cdot u_0^2}, \quad La_D = \frac{P_{ст} \cdot D}{\mu_0 \cdot u_0}, \quad Re_0 = \frac{u_0 \cdot d_0}{\nu}, \quad (3) - (5)$$

где $P_{абс}$ – абсолютное давления газа на днище тупикового канала; ρ_0 – плотность газа в выходном сечении сопла; $P_{ст}$ – статическое давление газа в выходном сечении сопла; μ_0 – динамический коэффициент вязкости газа в выходном сечении сопла.

Коэффициенты c , n , m , k в уравнениях (1) и (2), полученные в результате обработки экспериментальных данных [4], представлены в таблицах 1 и 2.

Однако уравнения (1, 2) не позволяют определить характеристики газового потока во всем объеме тупикового канала. Полная картина движения газа в канале требует математического моделирования процесса.

Таблица 1

Коэффициенты критериальных уравнений при фронтальном натекании струи

Значения критерия Рейнольдса	Коэффициенты	c	n	m	k
$2,51 \cdot 10^4 < Re_0 < 28,4 \cdot 10^4$		$1,8737 \cdot 10^7$	-0,901	-0,2307	-0,54
$22,9 \cdot 10^4 < Re_0 < 25,1 \cdot 10^4$		$1,8752 \cdot 10^7$	-0,901	-0,2307	-0,54
$21,4 \cdot 10^4 < Re_0 < 22,9 \cdot 10^4$		$5,6772 \cdot 10^5$	-0,901	0,0513	-0,54
$Re_0 < 21,4 \cdot 10^4$		$2,669 \cdot 10^4$	-0,901	0,3	-0,54

Таблица 2

Коэффициенты критериальных уравнений при боковом натекании струи

Значения критерия Рейнольдса	Коэффициенты	c	n	m	k
$21,4 \cdot 10^4 < Re_0 < 22,9 \cdot 10^4$		$5,6497 \cdot 10^{23}$	-2,035	-0,558	-0,512
$Re_0 < 21,4 \cdot 10^4$		$5,3613 \cdot 10^{23}$	-2,035	-0,558	-0,72

Разработка математической модели

При математическом моделировании область отсечки шлака в сталевыпускном отверстии, по аналогии с экспериментом [2], представлялась в виде тупикового канала (см. рисунок 1). Задача моделирования заключалась в определении характера воздействия струи на внутреннюю поверхность канала, что необходимо для конструктивного оформления процесса.

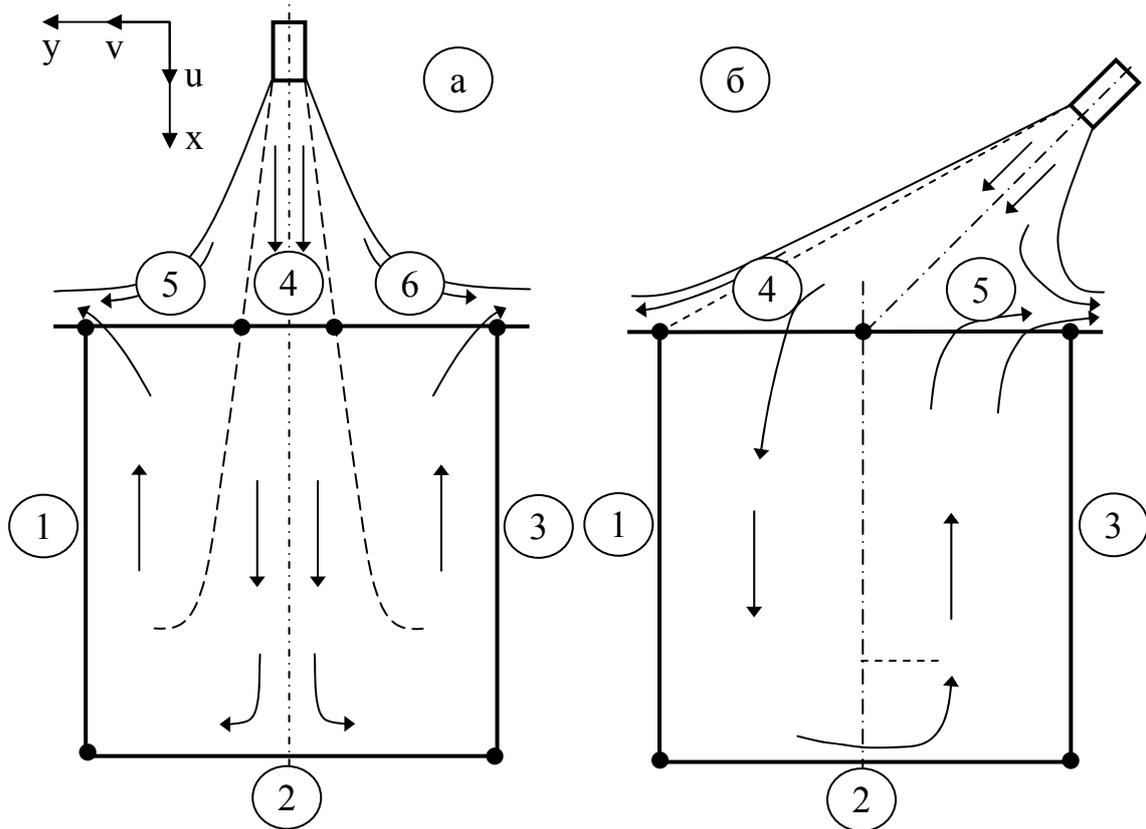


Рис. 1. К расчету энергетических характеристик турбулентной газовой струи:
 а – фронтальное натекание;
 б – боковое натекание;
 1...6 – границы моделирования газовой струи

Для описания движения газа в полости тупикового канала использовались дифференциальные уравнения Эйлера для сжимаемого потока [5]:

$$u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial \rho}{\partial y} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial v}{\partial y} = 0; \quad (6)$$

$$u \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} = 0; \quad (7)$$

$$u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial y} = 0; \quad (8)$$

$$u \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial P}{\partial y} + \kappa \cdot P \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \kappa \cdot P \cdot \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad (9)$$

где u , v – составляющие скорости вдоль оси абсцисс и ординат соответственно; P – абсолютное статическое давление в потоке газа; ρ – плотность газа; κ – показатель адиабаты.

Скорость газа на днище и боковых стенках тупикового канала (границы 1, 2, 3) задавалась равной нулю [5].

На входе газового потока в тупиковый канал (граница 4) задавались значения составляющих скорости u и v вдоль координатных осей, а также значение статического давления P [5].

На границах выхода потока газа из тупикового канала (границы 5 и 6) задавалось значение статического давления в потоке, равное атмосферному, т.к. поток считается полностью расширенным [5].

Решение приведенной выше системы дифференциальных уравнений осуществлялось при помощи одного из методов конечных элементов – методом Галеркина. Решение выполнялось в следующей последовательности.

Область определяемых функций разбивается на двумерные конечные элементы треугольной формы, число которых равно E , при этом количество узлов всех конечных элементов равно n .

Выражения для составляющих скорости u и v , давления P и плотности газа ρ записываются, например, в виде:

$$u = [N_1 \ N_2 \dots N_n] \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_n \end{Bmatrix}, \quad (10)$$

где N_1, N_2, \dots, N_n – функции формы.

Уравнение для i -го узла конечного элемента при решении его методом Галеркина в общем виде записывается следующим образом [7]:

$$\iint_F N_i \cdot \left[\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 f}{\partial y^2} \right] \cdot dx \cdot dy = 0, \quad (11)$$

где f – определяемая функция (в данном случае функции $u(x, y)$, $v(x, y)$, $\rho(x, y)$, $P(x, y)$); знак “ F ”, стоящий под интегралом, означает, что интеграл определяется в двумерной области искомой функции.

Таким образом, для i -го узла элемента записывается система, состоящая из четырех уравнений в соответствии с числом определяемых функций.

Так, например, для определяемой функции u , уравнение принимает вид:

$$\int_V N_i \cdot \left[u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial \rho}{\partial y} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial v}{\partial y} \right] \cdot dV = 0. \quad (12)$$

После подстановки выражения (10) и аналогичных ему выражений для других определяемых функций в уравнение (12), получается следующая зависимость:

$$\int_V \left[N_i \cdot u_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial x} \cdot \{\rho\} + N_i \cdot v_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial y} \cdot \{\rho\} + N_i \cdot \rho_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial x} \cdot \{u\} + N_i \cdot \rho_i \cdot \frac{\partial [N]}{\partial y} \cdot \{v\} \right] \cdot dV = 0. \quad (13)$$

Остальные уравнения вида (12) записываются аналогично, в виде системы уравнений стандартной формы [7]:

$$[K] \cdot \{\Phi\} + \{F\} = 0, \quad (14)$$

где $[K]$ – матрица функций формы для узлов всех конечных элементов; $\{\Phi\}$ – матрица определяемых функций во всех узлах двумерной области решения; $\{F\}$ – матрица, содержащая значения сил, действующих на единицу объема газа, а также граничные условия задачи.

В матрице $[K]$ число строк и столбцов равняется n , т.е. числу узлов всех конечных элементов, на которые разбивается область определяемых функций, а количество таких матриц определяется числом конечных элементов E

$$[K] = [K]^1 + [K]^2 + \dots + [K]^E, \quad (15)$$

где $[K]^1, [K]^2, \dots, [K]^E$ – матрицы отдельных конечных элементов.

Каждая матрица конечного элемента имеет размерность $n \times n$, однако заполняются в ней только те коэффициенты, которые соответствуют узлам конечного элемента, граничащего с другими элементами. Так, например, для конечного элемента треугольной формы, имеющего три узла, размерность матрицы с ненулевыми коэффициентами составляет 3×3 .

При этом коэффициенты матриц отдельных элементов $[K]^1, [K]^2, \dots, [K]^E$ являются квадратными подматрицами размера $s \times s$, где s – число определяемых функций для узла.

Для данной задачи подматрица $[K_i]$, рассматриваемого i -го узла отдельного конечного элемента записывается следующим образом [7]:

$$[K_i] = \int_V \begin{vmatrix} u_1 & u_2 & u_3 & u_4 \\ v_1 & v_2 & v_3 & v_4 \\ P_1 & P_2 & P_3 & P_4 \\ \rho_1 & \rho_2 & \rho_3 & \rho_4 \end{vmatrix} \cdot dV, \quad (16)$$

где u_1, u_2, \dots, u_5 – выражения для функций формы определяемой функции u в уравнениях вида (13); v_1, v_2, \dots, v_5 ; P_1, P_2, \dots, P_5 ; $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_5$ – соответствующие выражения для функций форм для других определяемых функций.

Матрица узловых значений определяемых функций $\{\Phi\}$ для i -го узла записывается в следующем виде [7]:

$$\{\Phi_i\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ P_i \\ \rho_i \end{Bmatrix}. \quad (17)$$

Аппроксимация искомых функций в области решения F и на границе этой области S осуществляется в виде множества кусочных функций, определяемых внутри каждого конечного элемента, на которые разбивается область решения F (см. рисунок 2).

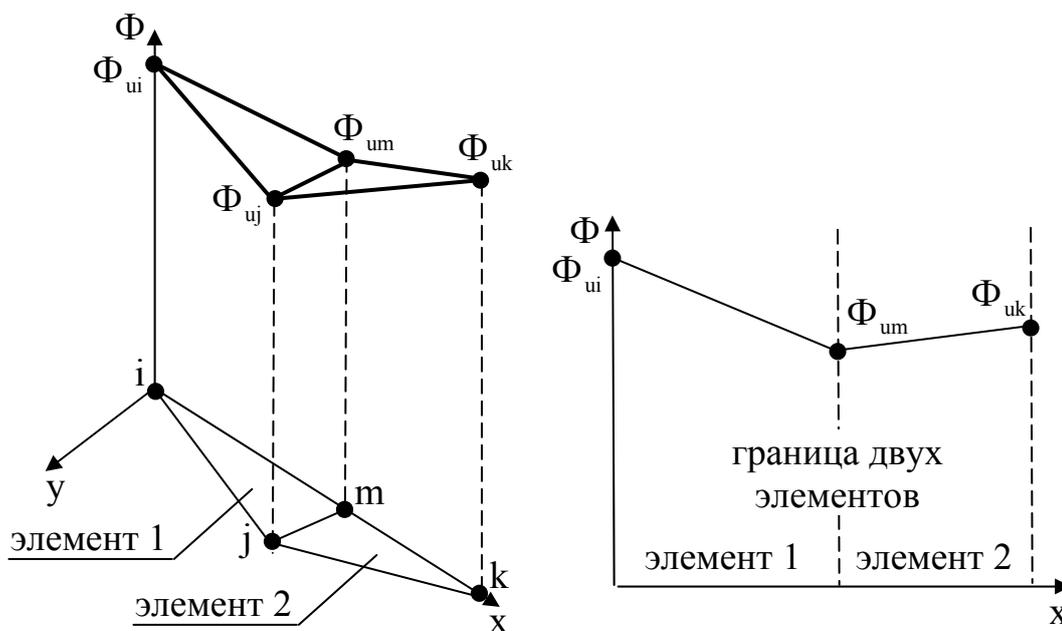


Рис. 2. Непрерывность функции u вдоль общей границы для двух треугольных элементов

В данной задаче двумерная область решения разбивается на треугольные симплекс-элементы, которым соответствуют полиномы, содержащие константу и линейные члены. Число коэффициентов в таком полиноме на единицу больше размерности координатного пространства области решения. Вследствие этого симплексная функция для двумерного треугольного элемента записывается в виде [6]:

$$f = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x + \alpha_3 \cdot y, \quad (18)$$

где α_1 , α_2 и α_3 – константы.

Приведенный выше полином линеен (по x и y), и содержит три коэффициента по числу узлов, которые располагаются в вершинах треугольного элемента.

Узлу i соответствуют координаты (X_i, Y_i) . Два других узла конечного элемента обозначаются j и m . Эти узлы имеют, соответственно, координаты (X_j, Y_j) и (X_m, Y_m) . Для i -го узла значения величин определяемых функций u , v , p и r обозначаются как Φ_{ui} , Φ_{vi} , Φ_{pi} и Φ_{ri} .

В узлах конечного элемента, например, для функции продольной составляющей скорости u и узла i выполняются следующие условия:

$$f = \Phi_{ui} \text{ при } x = X_i \text{ и } y = Y_i. \quad (19)$$

Подстановка таких условий в выражение (18) приводит к следующей системе уравнений вида:

$$\Phi_{ui} = \alpha_1 + \alpha_2 \cdot X_i + \alpha_3 \cdot Y_i. \quad (20)$$

Решение системы уравнений (15) дает выражения для констант α_1 , α_2 и α_3 [6].

После подстановки значений α_1 , α_2 и α_3 формула (18) преобразуется к виду [6]:

$$f \equiv u = N_i \cdot \Phi_{ui} + N_j \cdot \Phi_{uj} + N_m \cdot \Phi_{um}. \quad (21)$$

Уравнение (21) определяет конечный элемент, поскольку содержит три функции формы в соответствии с числом узлов элемента.

Для краткости изложения рассмотрим только функцию формы N_i , которая необходима для нахождения значения функции в узле i .

Подстановка значений α_1 , α_2 и α_3 в формулу (18) и группировка слагаемых, относящихся к значению Φ искомой функции u в узле i , дает выражение для функции формы N_i :

$$N_i = \frac{1}{2 \cdot A} \cdot [X_j \cdot Y_m - X_m \cdot Y_j + (Y_j - Y_m) \cdot x + (X_m - X_j) \cdot y]. \quad (22)$$

Величина $(2 \cdot A)$ в константах α_1 , α_2 и α_3 равна определителю матрицы:

$$\begin{vmatrix} 1 & X_i & Y_i \\ 1 & X_j & Y_j \\ 1 & X_m & Y_m \end{vmatrix}. \quad (23)$$

Аналогичным образом получают выражения для функций формы N_j и N_m .

Выражения для функций формы определяемой функции u имеют следующий вид:

$$u_1 = N_i \cdot \rho_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial x} + \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_m}{\partial x} \right); \quad (24)$$

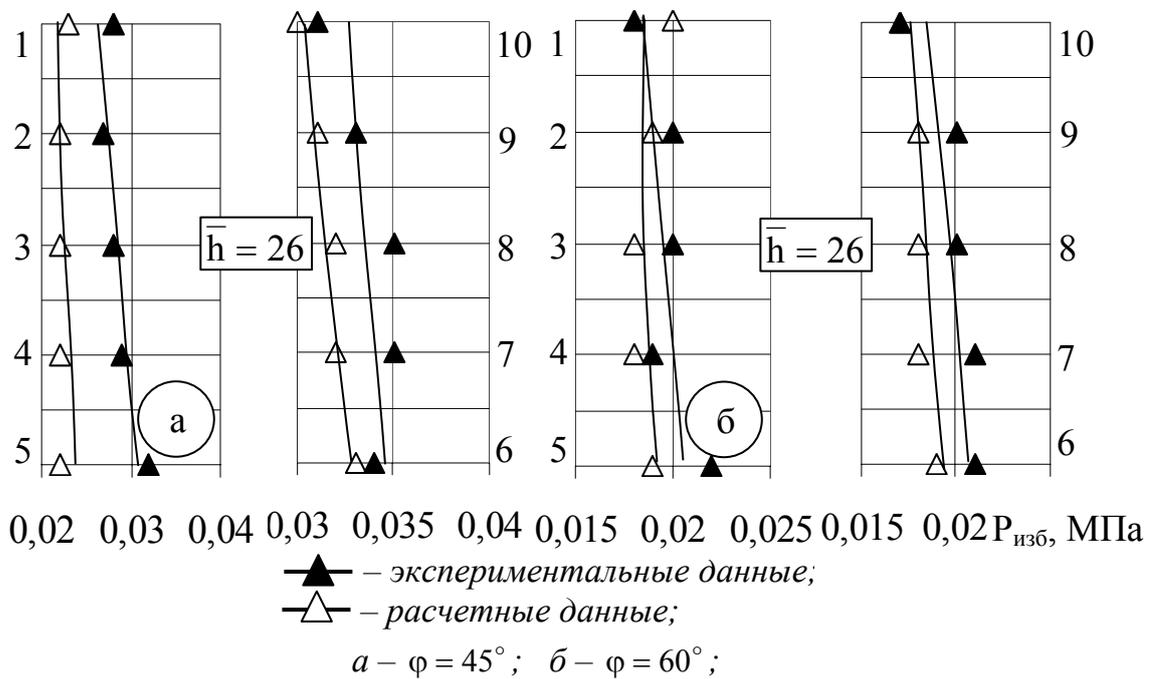
$$u_2 = N_i \cdot u_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial x} + \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_m}{\partial x} \right) + N_i \cdot v_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial y} + \frac{\partial N_j}{\partial y} + \frac{\partial N_m}{\partial y} \right); \quad (25)$$

$$u_3 = 0; \quad u_4 = N_i \cdot k \cdot P_i \cdot \left(\frac{\partial N_i}{\partial x} + \frac{\partial N_j}{\partial x} + \frac{\partial N_m}{\partial x} \right). \quad (26, 27)$$

Для других узлов конечных элементов выполняется аналогичная процедура преобразований. Затем осуществляется решение системы уравнений (14).

Проверка адекватности математической модели

Адекватность математической модели процесса истечения газовой струи в тупиковый канал реальному процессу выполнена путем сравнения результатов математического моделирования с результатами экспериментального исследования [2]. Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными представлено на рисунке 3. В целом расхождение теоретических и экспериментальных данных по всем режимам запыряния шлака не превысило 21 %, что для такого класса задач является вполне удовлетворительным.



1...5 и 6...10 на оси ординат графиков- точки измерения давления.
 Рис. 3. Сравнение давлений газовой струи на внутреннюю поверхность тупикового канала (давление перед соплом $P_c = 0,9$ МПа) при боковом натекании струи

Пример использования математической модели

Исследования процесса движения газовой струи в объеме тупикового канала выполнены расчетным путем с использованием разработанной математической модели.

В данном случае основной задачей расчетно-теоретического исследования являлось определение размеров области течения газа вблизи днища канала ($H_{\text{стаб}}$), где наблюдается выравнивание и стабилизация характеристик потока на уровне, обеспечивающем надежную газодинамическую отсечку шлака. Расчеты выполнены для сталевого пускового отверстия конвертера диаметром $D = 0,175 \div 0,300$ м, диаметр выходного отверстия сопла варьировался в пределах $d_0 = 0,06 \div 0,08$ м, угол между осью сопла и осью сталевого пускового отверстия изменялся в интервале $\varphi = 0 \div 60^\circ$. Результаты математического моделирования приведены на рисунке 4. $H_{\text{стаб}}$ отсчитывается от днища тупикового канала. Верхняя линия $H_{\text{стаб}}$ соответствует $\varphi = 0^\circ$, а нижняя $\varphi = 60^\circ$

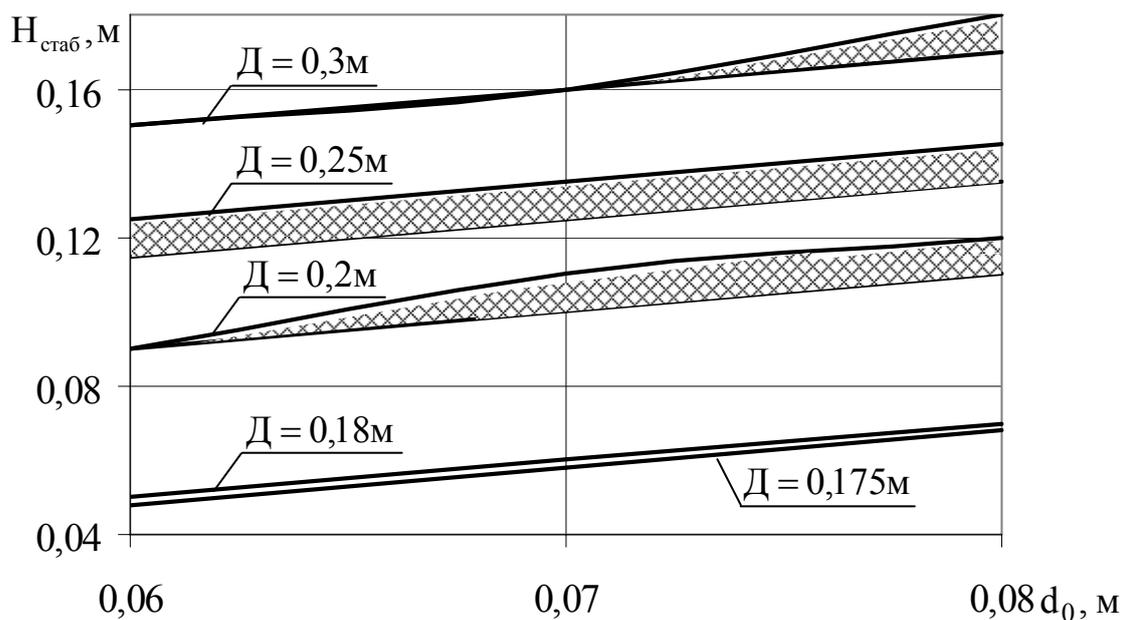


Рис. 4. Размер области выравнивания и стабилизации характеристик газового потока в объеме тупикового канала

Анализ данных, приведенных на рисунке 4, позволяет сделать следующие выводы:

- область выравнивания и стабилизации характеристик газового потока практически не зависит от угла наклона оси струи относительно тупикового канала;
- при прочих одинаковых условиях область возрастает пропорционально увеличению диаметра выходного сечения сопла и уменьшается с увеличением диаметра тупикового канала;
- относительная высота области стабилизации характеристик газового потока составляет $12 \div 20\%$ от высоты тупикового канала.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет определить энергетические свойства газового потока на стадии торможения и удержания слоя шлака над леткой конвертера. Оценка таких свойств необходима при разработке режимов работы системы газодинамической отсечки шлака, поскольку дает возможность регулировать высоту оттеснения шлака путем изменения диаметра сопла и давления газа перед ним.

Выводы

Приведены результаты обобщения экспериментальных данных в виде критериальных уравнений для определения давления газа на днище тупикового канала при фронтальном и боковом натекании струи.

Разработана математическая модель истечения газовой струи в сталевыпускное отверстие конвертера, позволяющая определить давление газовой струи на слой запираемого шлака при его газодинамической отсечке. Показана адекватность математической модели реальному процессу путем сравнения результатов расчета с экспериментальными данными. Расхождение между теоретическими и экспериментальными данными по всем режимам запираания шлака не превышает 21 %.

На примере натекания струи на сталевыпускное отверстие с использованием разработанной математической модели определены размеры области течения газа вблизи днища канала, где наблюдается выравнивание и стабилизация характеристик потока на уровне, обеспечивающем надежную газодинамическую отсечку шлака. Результаты исследования могут быть использованы для конструирования устройства газодинамической отсечки шлака и разработки режимов его эксплуатации.

Список литературы

1. Гичёв Ю.А. Исследование газодинамической отсечки шлака при выпуске стали из конвертера // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2002. – № 7. – С. 170 – 173.
2. Гичёв Ю.А., Перцевой В.А. Экспериментальное исследование запирающих свойств газовой струи // *Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ*. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 68 – 76.
3. Гречко А.В., Нестеренко Р.Д., Кудинов Ю.А. Практика физического моделирования на металлургическом заводе. – М.: *Металлургия*, 1976. – 224 с.
4. Гичёв Ю.А., Перцевой В.А. Применение теории подобия для обобщения экспериментальных данных по втеканию газовой струи в тупиковый канал // *Матеріали регіональної наукової конференції «Прикладні проблеми аерогідромеханіки та тепломасопереносу»*. – Дніпропетровськ: Дніпропетровський національний університет, 2006. – С. 32 – 33.
5. Donea J., Huerta A. *Finite element methods for flow problems*. – Chichester: John Wiley & Sons, 2003. – 350 p.
6. Сегерлинд Л. *Применение метода конечных элементов*. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
7. Зенкевич О. *Метод конечных элементов в технике*. – М.: Мир, 1975. – 543 с.

Рукопись поступила 15.03.2008 г.

Горбунов А.Д. – д-р техн. наук, проф., ДГТУ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ ТУРБУЛЕНТНОМ ТЕЧЕНИИ В ТРУБАХ И КАНАЛАХ АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Аналитический расчёт коэффициента теплоотдачи затруднён в связи с отсутствием теоретических зависимостей теплофизических свойств от температуры. Получены простые приближённые зависимости для расчёта коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном течении четырёх широко распространённых теплоносителей: воды, водяного пара, воздуха и продуктов сгорания среднего состава. Проверка решений на адекватность дала положительный результат.

Постановка задачи

Аналитический расчет с использованием ПЭВМ коэффициента вынужденной теплоотдачи при турбулентном режиме по критериальному уравнению [1]:

$$Nu = D \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \varepsilon_T \cdot \varepsilon_L \quad (1)$$

весьма затруднителен из-за зависимости теплофизических свойств веществ (λ , ν , Pr) от температуры, приведенных в справочниках, чаще всего в виде таблиц, требуемых интерполяции.

В уравнении (1) коэффициент ε_L учитывает изменения среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы, поправка ε_T – зависимость теплофизических свойств от температуры:

$$\varepsilon_T = (Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25} \quad (2)$$

Чаще всего коэффициент $D = 0,021$, а показатели степени $m = 0,8$ и $n = 0,43$.

Изложение основных материалов исследования

Выразим из критериального уравнения коэффициент теплоотдачи в размерном виде:

$$\alpha = A_w(t) \cdot W^m \cdot d^{m-1} \cdot \varepsilon_T \cdot \varepsilon_L, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3)$$

где W – скорость потока, м/с; d – внутренний диаметр трубы или гидравлический диаметр некруглого канала, м; $A_w(t) = D \cdot \lambda \cdot v^{-m} \cdot Pr^n$ – комплекс свойств, зависящий от температуры, Вт·с/(К·м^{2m-1}).

Если более достоверно известен массовый расход G (кг/с), а не скорость потока, то, используя формулу связи «скорость-расход», из (3) получим:

$$\alpha = A_G(t) \cdot G^m \cdot d^{-(m+1)} \cdot \varepsilon_T \cdot \varepsilon_L, \quad (4)$$

где $A_G(t) = (4/\pi \cdot \rho)^m \cdot A_w(t)$.

В случае, если теплоносители газообразные, то вместо массового расхода G используется объемный расход $V = G/\rho$, м³/с. Тогда формула (4) примет вид:

$$\alpha = A_v(t) \cdot V^m \cdot d^{-(m+1)} \cdot \varepsilon_T \cdot \varepsilon_L, \quad (5)$$

где $A_v(t) = (4/\pi)^m \cdot A_w(t) = 1,21319 \cdot A_w(t)$ при $m = 0,8$.

Для аналитического определения коэффициента теплоотдачи, используя табличные данные теплофизических свойств и методы множественной регрессии, можно получить аппроксимационную зависимость комплексов A_w или A_G , а также числа Прандтля от температуры. Аналогичный подход был применен в [2] для получения формул аналитического расчета коэффициента теплоотдачи при свободно конвективном охлаждении тел на воздухе. С целью упрощения расчетов можно ограничиться аппроксимацией величин параболой второго порядка:

$$y(x) = A + B \cdot x + C \cdot x^2. \quad (6)$$

Если известны значения искомой величины (функции) в трех точках: $y_1(x_1)$, $y_2(x_2)$, и $y_3(x_3)$, то коэффициенты аппроксимации следует определять по формулам:

$$C = \frac{b_{32} - b_{21}}{x_3 - x_1}; \quad B = b_{32} - C(x_2 + x_3); \quad A = y_1 - B \cdot x_1 - C \cdot x_1^2, \quad (7)$$

где $b_{32} = \frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}$; $b_{21} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}$.

Наиболее употребляемыми теплоносителями в теплообменных аппаратах являются вода, водяной пар, воздух и продукты сгорания (дым). Используя данные [1] по коэффициенту теплопроводности, вязкости, числу Прандтля и параболической зависимости (6), были рассчитаны коэффициенты A , B и C для аналитического определения комплекса A_w , A_G , v и Pr . Результаты расчетов представлены в таблицах 1 и 2.

Аналогичную таблицу можно составить при других коэффициентах D , m , n уравнения (1) и для других жидкостей.

Для воды, при $m = 0,8$ и $n = 0,43$, в интервале температур $0 \dots 150$ °С было получено:

$$A_w(t) = 1411 + 21,7 \cdot t - 0,0524 \cdot t^2; \quad (8)$$

$$A_G(t) = 6,8173 + 0,104 \cdot t - 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot t^2. \quad (9)$$

Аппроксимационные формулы для кинематической вязкости приведены в связи с необходимостью расчета числа Рейнольдса и определения режима течения жидкости.

Формулы, подобные уравнениям (8), (9), использовались и ранее. Например, в [3] для расчета A_w было получено соотношение:

$$A_w(t) = 1430 + 23,27 \cdot t - 0,0477 \cdot t^2, \quad (10)$$

если в исходном уравнении (1) положить $D = 0,023$, $m = 0,8$, $n = 0,4$, и $\varepsilon_T = 1$. Уравнения (8) и (10) хорошо согласуются друг с другом, однако неучёт поправки ε_T в методике [3] может приводить к погрешностям в определении коэффициента теплоотдачи примерно до 12 %.

Оценим погрешность полученных формул на следующем примере. Пусть по достаточно длинной трубке диаметром $d = 0,016$ м течет вода при средней температуре $t_{ж} = 14$ °С со скоростью $W = 2$ м/с. Температура поверхности стенки $t_{ст} = 28$ °С. Требуется определить коэффициент теплоотдачи от воды к трубке.

Точное решение по традиционному уравнению

По температуре $t = 14$ °С из таблиц свойств воды [1] с помощью интерполяции находим: коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,584$ Вт/(м·К), кинематическую вязкость $\nu = 1,18 \cdot 10^{-6}$ м²/с, числа Прандтля $Pr_{ж} (14) = 8,5$ и $Pr_{ст} (28) = 5,7$.

Определяем число Рейнольдса $Re = W \cdot d / \nu = 2 \cdot 0,016 / 1,18 \cdot 10^{-6} = 2,71 \cdot 10^4$. Так как число $Re > 10^4$, режим течения турбулентный, и можно пользоваться уравнением:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_T = 0,021 \cdot (2,71 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 8,5^{0,43} \cdot 1,105 = 205,06,$$

где поправка $\varepsilon_T = (Pr_{ж} / Pr_{ст})^{0,25} = (8,5 / 5,7)^{0,25} = 1,105$.

Окончательно коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / d = 205,6 \cdot 0,584 / 0,016 = 7484 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Таблица 1

Коэффициенты аппроксимации А, В и С для расчетов A_w , A_G

Вещество	Коэффициенты для определения A_w			Коэффициенты для определения A_G		
	А	$B \cdot 10^3$	$C \cdot 10^4$	А	$B \cdot 10^3$	$C \cdot 10^4$
Область применения, °С						
$\frac{\text{Вода}}{0 \dots 100}$	1411	21700	-524	6,8173	104,01	-1,9
$\frac{\text{Вод. пар}}{100 \dots 300}$	131,27	-2060	77,8	7,009	-32,45	1,6
$\frac{\text{Воздух}}{0 \dots 200}$	3,51804	-6,96	0,11	3,47497	2,56	-0,0095
$\frac{\text{Воздух}}{200 \dots 1200}$	3,05681	-2,6	0,0098	3,5683	2,03	-0,0061
$\frac{\text{Дым}}{0 \dots 200}$	3,5458	6,23	0,11	3,4981	3,23	0,013
$\frac{\text{Дым}}{200 \dots 1200}$	3,14068	2,17	0,0083	3,57229	3,23	-0,0059

Таблица 2

Коэффициенты аппроксимации А, В и С для расчетов ν и P_r

Вещество	Коэффициенты кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6$, м ² /с			Коэффициенты для определения P_r		
	А	$B \cdot 10^3$	$C \cdot 10^4$	А	$B \cdot 10^3$	$C \cdot 10^4$
Область применения, °С						
$\frac{\text{Вода}}{0 \dots 100}$	1,789	-34,38	1,9	13,67	-286	16,7
$\frac{\text{Вод. пар}}{100 \dots 300}$	54,421	-426,07	8,2	1,29	-4,55	0,25
$\frac{\text{Воздух}}{0 \dots 200}$	13,28	89,15	0,94	0,707	-0,25	0,0055
$\frac{\text{Воздух}}{200 \dots 1200}$	13,2	93,15	0,76	0,667	0,066	-0,00016
$\frac{\text{Дым}}{0 \dots 200}$	12,2	83,8	0,96	0,72	-0,35	0,005
$\frac{\text{Дым}}{200 \dots 1200}$	9,368	105,32	0,59	0,6968	-0,14	0,0002

Приближенное решение по уравнению (3)

Согласно уравнению (8) комплекс

$$A_w(14) = 1411 + 21,7 \cdot t - 0,0524 \cdot t^2 = 1704.$$

Точное значение A_w по уравнению (3) дает $A_w^T = 1701$, погрешность в определении комплекса:

$$\Pi_{A_w} = (1 - 1704/1701) \cdot 100 = 0,2\%.$$

Число Прандтля по приближенной формуле табл. 1:

$$Pr_{ж}(14) = 13,67 - 0,286 \cdot t + 0,00167 \cdot t^2 = 9,99; \quad Pr_{ст}(28) = 6,97.$$

Поправка $\varepsilon_T = (9,99/6,97)^{0,25} = 1,094$. Погрешность в определении ε_T :

$$\Pi_{\varepsilon_T} = (1 - 1,094/1,105) \leq 1\%.$$

Окончательно коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = A_w \cdot W^{0,8} \cdot d^{-0,2} \cdot \varepsilon_T = 1704 \cdot 2^{0,8} \cdot 0,016^{-0,2} \cdot 1,094 = 7424 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Погрешность в определении α : $\Pi_\alpha = (1 - 7424/7484) = 0,8\%$.

Таким образом, погрешность при расчёте коэффициента теплоотдачи по простым приближенным формулам не превышает 1 % и вполне достаточна для инженерных расчетов.

Выводы

1. Получены простые приближенные зависимости для определения коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении четырёх широко распространённых теплоносителей: воды, водяного пара, воздуха и продуктов сгорания среднего состава. Приведенные аппроксимационные зависимости позволяют эффективно проводить аналитический расчет без использования табличных данных теплофизических свойств.

2. На численном примере показано, что погрешность полученных уравнений не превышает 1 %.

3. Данная методика легко может быть распространена на получение аналитических формул для других жидкостей и вида критерияльного уравнения вынужденной конвекции.

Список литературы

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.

2. Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л., Хиш Л.И. К аналитическому расчёту суммарного коэффициента теплоотдачи при охлаждении тел на воздухе // Металлургическая теплотехника: Сборник научных тру-

дов НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 118 – 131.

3. Левин Б.И., Шубин Е.П. Теплообменные аппараты систем теплоснабжения. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 256 с.

Рукопись поступила 03.03.2008 г.

Горбунов А.Д. – д-р техн. наук, проф. ДГТУ

Глущенко Е.Л. – канд. техн. наук, доц., ДГТУ

РАСЧЁТ РАДИАЛЬНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Получены аналитические решения по расчёту радиального распределения температур. Данные решения позволяют определять температуры на поверхности и в центре печи с учётом тепловых потерь.

Постановка проблемы

В теории и практике доменной плавки распределение материалов и газов по окружности и радиусу доменной печи играет важную роль. От правильного определения радиального распределения температур зависит и выбор хода печи, что, в свою очередь, оказывает определяющее воздействие на выбор наиболее эффективного режима работы печи.

Анализ последних достижений и публикаций

В известных в настоящее время работах было установлено, что по окружности печи распределение шихты по массе и гранулометрическому составу должно быть равномерным [1, 2, 3 – 6, 7]. Это предопределяет в основном и равномерное окружное распределение газового потока. По радиусу печи распределение шихты и газов чаще всего неравномерное [3 – 7]. Это обуславливается периферийным подводом дутья, меньшим сопротивлением движению газов вдоль стен печи, увеличением объёма печей путём расширения поперечных размеров.

Постановка задачи

Предварительно сделаем ряд допущений. При заданной высоте печи z_0 будем считать известной и фиксированной на данном горизонте температуру материалов в центре печи $t_{ц}$.

Так как температура в центре печи всегда больше температуры окружающей среды, и в связи с потерями теплоты через ограждение печи (гарнисаж, футеровку, корпус печи и т.д.), должно установиться какое-то стационарное радиальное $t(r)$ распределение температур (рис. 1).

Изложение основных материалов исследования

Будем использовать стационарное, одномерное по радиусу уравнение теплопроводности для квазисплошного потока материалов:

$$\frac{1}{r^k} \frac{d}{dr} \left(\tilde{\lambda} \cdot r^k \frac{dt}{dr} \right) + q_v(r) = 0, \quad 0 < r < R_{\text{п}}, \quad (1)$$

где $t(r)$ – искомое радиальное распределение температур, °С; r – радиальная координата, отсчитываемая от оси симметрии печи, м;

$R_{\text{п}}$ – радиус печи, м; $\tilde{\lambda} = (1 - \varepsilon_{\text{п}}) \cdot \lambda$ – модифицированная теплопроводность материалов; λ – обычный коэффициент теплопроводности материалов шихты, Вт/(м·К); $\varepsilon_{\text{п}}$ – просветность шихты; k – фактор геометрической формы, равный 0 для плоской, и 1 – для цилиндрической стенки печи; $q_v(r)$ – объёмные внутренние источники (стоки) теплоты, Вт/м³.

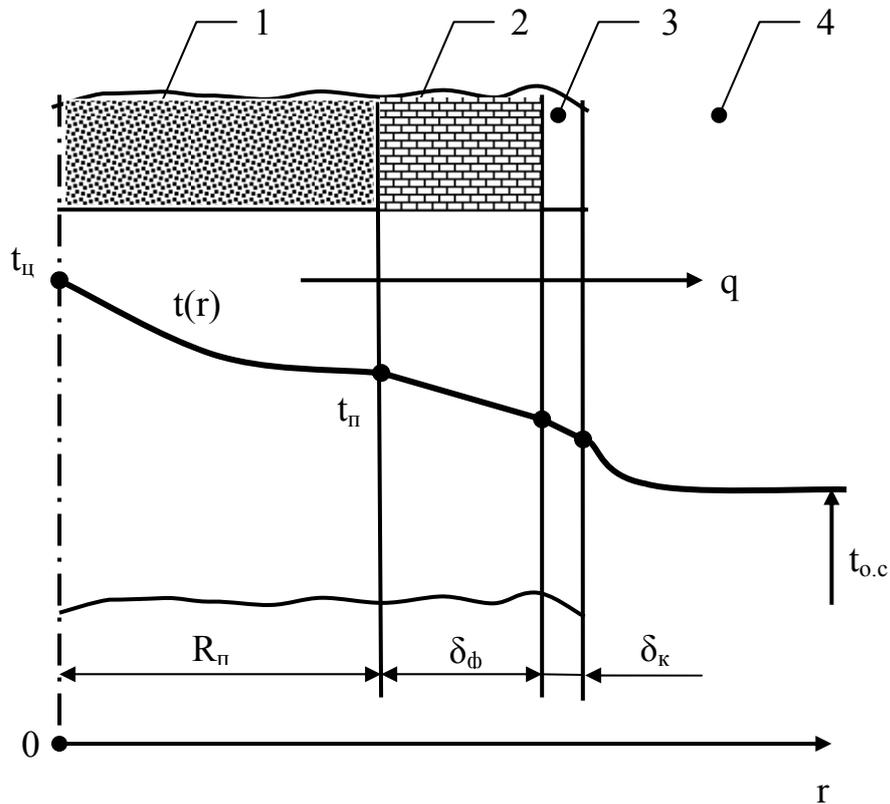


Рис. 1. К расчёту радиального распределения температур:
1- шихта; 2- футеровка; 3- кожух печи; 4 – воздух

К уравнению теплопроводности следует добавить граничные условия. На левой границе при $r = 0$ считается известной температура в центре:

$$t(0) = t_{\text{ц}}, \quad (2)$$

либо условие симметрии поля температур

$$\left. \frac{dt}{dr} \right|_{r=0} = 0, \quad (3)$$

а на правой – удельный тепловой поток через ограждение печи

$$-\lambda \left. \frac{dt}{dr} \right|_{r=R_{\Pi}} = q$$

или после умножения левой и правой части уравнения на $(1 - \varepsilon_{\Pi})$:

$$-\tilde{\lambda} \left. \frac{dt}{dr} \right|_{r=R_{\Pi}} = \tilde{q}. \quad (4)$$

Здесь

$$\begin{aligned} \tilde{q} &= (1 - \varepsilon_{\Pi}) \cdot q, \\ q &= K_{2-4} \cdot (t_{\Pi} - t_{o.c}), \end{aligned} \quad (5)$$

где q – плотность теплового потока, т.е. потери тепла через 1 м^2 поверхности стенки печи в окружающую среду, Вт/м^2 ; $t_{\Pi} = t(R_{\Pi})$ – температура внутренней поверхности футеровки печи, $^{\circ}\text{C}$; $K_{2-4} = 1/(\delta_{\text{ф}}/\lambda_{\text{ф}} + \delta_{\text{к}}/\lambda_{\text{к}} + 1/\alpha_2)$ – коэффициент теплопередачи от футеровки в окружающую среду в случае плоских стенок, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $\delta_{\text{ф}}$, $\delta_{\text{к}}$ – толщина футеровки и кожуха печи, м; $\lambda_{\text{ф}}$, $\lambda_{\text{к}}$ – коэффициент теплопроводности футеровки и кожуха печи, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$; α_2 – суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением от кожуха к окружающему воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ (более полное определение данного коэффициента при различных режимах свободной конвекции, степенях черноты, температурах воздуха и ориентации в пространстве приведено в работе [8]).

Умножая левую и правую часть уравнения (1) на $r^k dr$ и производя интегрирование, получим общее решение в виде:

$$t(r) = C_1 \int_0^r \frac{dr}{r^k \cdot \tilde{\lambda}} - \int_0^r \frac{\left[\int_0^r r^k \cdot q(r) dr \right] dr}{r^k \cdot \tilde{\lambda}} + C_2. \quad (6)$$

Используя граничные условия, т.е. полагая в уравнении (6) последовательно $r = 0$ и $r = R_{\Pi}$ для dt/dr , получим:

$$C_1 = -\tilde{q}, \quad C_2 = t_{\Pi}. \quad (7)$$

В ряде случаев, например, при предположении постоянства коэффициента теплопроводности, просветности слоя, внутренних источников (стоков) тепла $q_v(r) = q_{v0} = \text{const}$ и для плоских стенок печи ($k = 0$), решение (6) значительно упрощается:

$$t(r) = \frac{C_1 \cdot r}{\tilde{\lambda}} - \frac{q_{v0} \cdot r^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}} + C_2 = t_{\Pi} - \frac{q \cdot r}{\lambda} - \frac{q_{v0} \cdot r^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}}. \quad (8)$$

Из уравнения (8) следует, что температура вдоль радиуса печи изменяется по параболическому, а в случае отсутствия внутренних источников – по линейному закону. Если же принять, что внутренние источники (стоки) тепла линейно изменяются вдоль радиуса, то распределение температур будет описываться кубической параболой.

В выражении (5) для удельного теплового потока стоит неизвестная пока температура внутренней поверхности печи t_{Π} , которую найдём, полагая в решении (6) или (8) $r = R_{\Pi}$:

$$t_{\Pi} = t_{\text{ц}} - \frac{q \cdot R_{\Pi}}{\lambda} - t_v, \quad (9)$$

где $t_v = \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}}$ – комплекс, имеющий размерность температуры, который обусловлен наличием внутренних источников (стоков) теплоты, °С.

Тогда уравнение для расчёта теплового потока с учётом полученного соотношения (9) можно записать в виде, не содержащем неизвестных величин:

$$q = K_{1-4} \cdot (t_{\text{ц}} - t_{\text{о.с}} - t_v), \quad (10)$$

где $K_{1-4} = \frac{K_{2-4}}{1 + R_{\Pi}/\lambda} = \frac{1}{\frac{R_{\Pi}}{\lambda} + \frac{\delta_{\phi}}{\lambda_{\phi}} + \frac{\delta_{\kappa}}{\lambda_{\kappa}} + \frac{1}{\alpha_2}} \equiv \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}$ – полный ко-

эффициент теплопередачи от материалов шихты 1 к воздуху 4 (рис. 1), Вт/(м²·К).

Представляет определённый практический интерес расчёт перепада температур между центром и поверхностью печи. Из уравнения (9) следует, что данный перепад:

$$\Delta t = t_{\text{ц}} - t_{\Pi} = \frac{q \cdot R_{\Pi}}{\lambda} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}}. \quad (11)$$

Решим обратную задачу теплопроводности, т.е. найдём при какой просветности $\varepsilon_{\Pi}(r)$, зависящей от радиуса, будет получаться параболическое распределение температур:

$$t(r) = A \cdot R^2 + B \cdot R + C. \quad (12)$$

Дифференцируя уравнение (8) и (12) по радиусу r и разрешая тождество, получим: $(C_1 - q_{v0} \cdot r)/\tilde{\lambda} = 2 \cdot A \cdot R + B$.

$$\text{Тогда } \varepsilon_{\Pi}(r) = 1 - \frac{C_3 + q_{v0} \cdot r}{R_m - R}, \quad (13)$$

где $C_3 = q \cdot R_{\Pi}/(A \cdot \lambda)$.

Анализ уравнения (13) показывает, что при текущем радиусе, равном радиусу расположения минимальной температуры $R = R_m$, просветность $\varepsilon_{\Pi}(R_m)$ стремится к $\pm \infty$, что лишено всякого физического смысла.

С другой стороны, сравнивая коэффициенты уравнений (8) и (12) при одинаковых степенях, получим:

$$A = \frac{-q_{v0} \cdot D_{\Pi}^2}{2 \cdot \tilde{\lambda}}, \quad B = -\frac{q \cdot D_{\Pi}}{\lambda} \quad \text{и} \quad C = t_{\text{ц}}, \quad (14)$$

где $D_{\Pi} = 2 \cdot R_{\Pi}$ – диаметр печи, м.

Согласно полученному соотношению (14) коэффициенты аппроксимации уравнения (12) имеют определённый физический смысл. Коэффициент C полностью определяется температурой в центре печи, коэффициент B определяется потерями тепла в окружающую среду, а коэффициент A – внутренними источниками (стоками) теплоты.

Из анализа уравнений (13) и (14) следует также, что распределение температуры вдоль радиуса печи определяется в основном не геометрическим перераспределением материалов шихты через её порозность и просветность, а параметрами внутреннего (через α_v и q_v) и внешнего (через тепловые потери) теплообмена.

Следует отметить, что общее решение уравнения теплопроводности (1) для цилиндрической печи ($k = 1$) существует и имеет вид:

$$t(r) = \frac{C_1 \ln r}{\tilde{\lambda}} + C_2 - \frac{q_{v0} \cdot r^2}{4 \cdot \tilde{\lambda}}, \quad (15)$$

но конкретное решение при $q_v = 0$ отсутствует ввиду невозможности удовлетворения граничному условию (2) или (3) на оси печи, при $r = 0$.

Если же положить в уравнении (15) постоянную интегрирования $C_1 = 0$, а постоянную C_2 найти, используя граничное условие (4):

$$C_2 = t_{\text{o.c}} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}}{2 \cdot \tilde{K}_{2-4}} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}^2}{4 \cdot \tilde{\lambda}} \equiv t_{\text{ц}}, \quad (16)$$

то получим конкретное решение:

$$t(r) = t_{\text{o.c}} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}}{2 \cdot \tilde{K}_{2-4}} + \frac{q_{v0} \cdot (R_{\Pi}^2 - r^2)}{4 \cdot \tilde{\lambda}}, \quad (17)$$

где $\tilde{K}_{2-4} = (1 - \varepsilon_{\Pi}) \cdot K_{2-4}$.

Полагая в уравнении (17) $r = R_{\Pi}$, получим температуру на поверхности печи:

$$t_{\Pi} = t_{\text{o.c}} + \frac{q_{v0} \cdot R_{\Pi}}{2 \cdot \tilde{K}_{2-4}}. \quad (18)$$

Сравнивая соотношение (18) с выражением (5) для теплового потока, получим уравнение связи между удельным тепловым потоком на поверхности цилиндра и внутренними источниками теплоты:

$$\tilde{q} = \varepsilon_{\text{п}} \cdot q = q_{v0} \cdot R_{\text{п}} / 2. \quad (19)$$

Перепад температур между центром и поверхностью найдём путём вычитания уравнения (18) из (16). Тогда

$$\Delta t = t_{\text{ц}} - t_{\text{п}} = \frac{q_{v0} \cdot R_{\text{п}}^2}{4 \cdot \tilde{\lambda}} \quad (20)$$

или с учётом уравнения связи (19) разность температур

$$\Delta t = \frac{q \cdot R_{\text{п}}}{2 \cdot \lambda}. \quad (21)$$

Сравнивая уравнение (11) при $q_v = 0$ и соотношение (21), можно сделать вывод о том, что учёт цилиндричности стенки печи уменьшает ровно в 2 раза перепад температур между центром и поверхностью печи.

Выводы

Определено распределение температур по радиусу доменной печи, что является весомым фактором при определении хода печи.

Данные разработки, приведенные в работе, позволили получить решения для определения температур на поверхности и в центре печи с учётом тепловых потерь.

Список литературы

1. Тарасов В.П. Газодинамика доменного процесса. – М.: Металлургия, 1982. – 224 с.
2. Большаков В.И. Теория и практика загрузки доменных печей. – М.: Металлургия, 1990. – 256 с.
3. Разработка и внедрение комплексных систем загрузки шихтовых материалов в доменные печи большого объёма / Никитин Л.Д., Горбачёв В.П., Янковсий А.С. и др. // Сталь. – 1991. – № 2. – С. 5 – 7.
4. Исследование влияния систем загрузки на газопроницаемость доменной шихты в подаче / Ковшов В.Н., Чистяков В.Г., Петренко В.А., Терещенко Н.В. // Металлургия и коксохимия: Сб. науч. тр. – Киев: Техника, 1979. – Вып. 62. – С. 30 – 34.
5. Тарасов В.П., Грызун В.П., Томаш А.А. Анализ перевевивания частиц шихты на колошнике доменной печи // Известия вузов. Чёрная металлургия. – 1996. – № 5. – С. 9 – 11.
6. Васюра Г.Г. Методика расчёта радиального газораспределения // Сталь. – 2001. – № 5. – С. 11 – 14.

7. Парфёнов А.И., Мусиенко К.А., Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л. Определение показателей и параметров доменной плавки расчётно–аналитическим способом // Теория и практика металлургии. – 2005. – № 3 (47). – С. 3 – 7.

8. Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л., Хиш Л.И. К аналитическому расчёту суммарного коэффициента теплоотдачи при охлаждении тел на воздухе // Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 118 – 131.

Рукопись поступила 03.03.2008 г.

Грес Л.П. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Миленина А.Е. – мл. науч. сотр., НМетАУ

Щурова Н.И. – науч. сотр., НМетАУ

Карпенко С.А. – председатель правления концерна «Союзэнерго»

Науменко А.А. – технический директор концерна «Союзэнерго»

АНАЛИЗ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ВОЗМОЖНОСТИ ИСКЛЮЧЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА ПРИ ОТОПЛЕНИИ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ ДОМЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Рассмотрены вопросы использования теплоты отходящих дымовых газов для подогрева компонентов горения с целью исключения природного газа или значительного сокращения его доли в природно-доменной смеси при отоплении воздухонагревателей доменных печей. Изучено влияние влагосодержания доменного газа на необходимые для обеспечения температуры дымовых газов, входящих в насадку, доли природного газа в природнодоменной смеси. Выполнено сравнение параметров работы воздухонагревателя с использованием подогрева компонентов горения и с использованием природного газа на его отопление.

Введение

В современных высокотемпературных воздухонагревателях требуемая температура дымовых газов, входящих в насадку, обеспечивается при работе на смеси доменного газа с природным газом. Такой способ при прежнем уровне цен на энергоносители был экономически оправданным.

При отоплении воздухонагревателей доменных печей средняя температура продуктов сгорания составляет 250 – 280 °С при расходе 180 – 220 тыс. м³/час. Данный потенциал отходящих дымовых газов является достаточным для нагрева доменного газа и воздуха горения с целью сокращения доли или исключения природного газа из отопления воздухонагревателей.

С 1977 года за рубежом, в связи с дефицитностью и высокой ценой природного газа, используют теплоту отходящих дымовых газов воздухонагревателей для предварительного нагрева компонентов горения, идущих на отопление воздухонагревателей. Это позволяет в зависимости от теплоты сгорания доменного газа поддерживать темпе-

ратуру дутья 1200 – 1250 °С без добавки природного газа к доменному либо снижать количество подмешиваемого природного газа.

Состояние вопроса

Для подогрева компонентов горения за рубежом [1] используют различные способы утилизации отходящей теплоты: регенеративные, рекуперативные и комбинированные. Установка теплообменников за воздухонагревателями способствует повышению их КПД на 4 – 5 %. Подогрев компонентов горения обеспечивает возможность исключения природного газа из отопления воздухонагревателей или значительному сокращению его доли в природнодоменной смеси при сохранении калориметрической температуры горения и, соответственно, температуры горячего дутья, что приводит к снижению себестоимости производства чугуна. В ряде случаев возможно повышение калориметрической температуры горения, что приводит к повышению температуры горячего дутья, снижению удельного расхода кокса и увеличению производительности доменной печи. Повышение температуры дутья на 100 °С снижает удельный расход кокса, а также увеличивает производительность доменной печи на 2,8 %.

В связи с небольшим тепловым потенциалом уходящих продуктов сгорания и значительными расходами теплоносителей: дыма 47 – 61 м³/с (170 – 220 тыс. м³/час), доменного газа 28 – 42 м³/с (100 – 150 тыс. м³/час), воздуха горения 22 – 33 м³/с (80 – 120 тыс. м³/час) использование традиционных рекуператоров «газ – газ» (трубчатых и пластинчатых) затруднено из-за их значительных габаритов и отсутствия свободных площадей на существующих блоках воздухонагревателей. Предпочтительней использование системы теплообменников с промежуточным жидким теплоносителем. Данная система обеспечивает лучшую теплопередачу и более высокую степень использования теплоты по сравнению с рекуператорами «газ – газ», обеспечивает возможность оптимального регулирования теплового потока и его распределения по отдельным потребителям. Однако стоимость данной системы выше и при эксплуатации она сложнее.

В конце 2004 г. на доменной печи № 2 ОАО «Запорожсталь» впервые в Украине была введена в работу система утилизации теплоты отходящих дымовых газов. Это позволило при температуре под куполом воздухонагревателей 1350 °С исключить природный газ на обогащение доменного и обеспечить температуру дутья 1200 °С. Система утилизации теплоты состоит из двух гладкотрубных рекуперативных теплообменников типа «газ – газ» с перекрестно – противоточной схемой движения теплоносителей для подогрева воздуха горения и доменного газа до температур 170 – 180 °С.

В 2007 году на доменной печи № 5 ОАО «Енакиевский металлургический завод» была введена в строй аналогичная система утилизации теплоты, рассчитанная на получение температуры под куполом воздухонагревателей 1350 °С и температуры горячего дутья 1200 °С. На данном заводе планируется реконструкция доменной печи № 3 с установкой системы утилизации теплоты.

На доменной печи № 4 «Северсталь» (г. Череповец) эксплуатируется рекуперативная система утилизации теплоты.

На большинстве металлургических комбинатов в Украине и странах СНГ в настоящее время отсутствуют системы утилизации теплоты отходящих дымовых газов воздухонагревателей доменных печей. В связи с этим для достижения температуры под куполом 1300 – 1350 °С доменный газ обогащают природным в количестве 15 – 45 млн. м³/год на печь объемом 1513 – 2300 м³.

Результаты исследований.

Зависимость влагосодержания доменного газа от его температуры и состава

В настоящее время в связи с использованием оборотного цикла водоснабжения в системе очистки доменного газа, дефицитом воды из водоемов, неудовлетворительной работой градирен температура чистого доменного газа возросла до 40 – 60 °С. Доменный газ, поступающий на горение, имеет избыточное давление 5000 – 10000 Па. В связи с использованием мокрого способа очистки доменного газа, его влажность составляет 30 – 150 г/м³ и соответствует состоянию насыщения при конечных температуре и давлении. При расчетах температур подогрева компонентов горения необходимо проводить расчет влажности доменного газа с учетом его температуры, давления и состава.

Влагосодержание влажных газов в кг/кг определяют, пользуясь соотношением:

$$d = \frac{\mu_{\text{П}}}{\mu_{\text{Г}}} \cdot \frac{P_{\text{П}}}{P_{\text{Г}}} = \frac{\mu_{\text{П}}}{\mu_{\text{Г}}} \cdot \frac{P_{\text{П}}}{P - P_{\text{П}}}, \quad (1)$$

где P – давление влажного газа, $P_{\text{П}}$ и $P_{\text{Г}}$ – парциальные давления водяных паров и сухого газа, $\mu_{\text{П}}$ и $\mu_{\text{Г}}$ – молекулярные массы водяного пара и сухого газа. Давление влажного газа P согласно закону Дальтона определяется, как сумма давлений сухого газа и водяного пара. Молекулярную массу $\mu_{\text{Г}}$ вычисляли по его объемному составу.

В расчетах горения газообразного топлива используется влагосодержание f в г/м³ сухого газа [2]. Связь между d и f устанавливается зависимостью:

$$f = 1000 \cdot d \cdot \rho_0^{\text{сух}}, \quad (2)$$

где $\rho_0^{\text{сух}}$ – плотность сухого газа при нормальных условиях.

В случае, когда влажный газ является ненасыщенным (воздух горения), парциальное давление водяных паров определяли согласно уравнению:

$$P_{\text{П}} = 0,01 \cdot P_{\text{С}} \cdot \varphi, \quad (3)$$

где φ – относительная влажность влажного газа, %, $P_{\text{С}}$ – давление насыщенного пара при температуре влажного газа.

Если влажный газ является насыщенным (доменный газ после мокрой газоочистки), парциальное давление водяных паров $P_{\text{П}}$ равно давлению насыщенного пара $P_{\text{С}}$ при температуре влажного газа:

$$P_{\text{П}} = P_{\text{С}}. \quad (4)$$

Давление насыщения водяных паров $P_{\text{С}}$ определяли согласно формуле Антуана с уточненными коэффициентами для диапазона температур $-20 \text{ }^\circ\text{C} - +35 \text{ }^\circ\text{C}$ [3].

На основе усовершенствованной методики расчета горения топлива составлена программа расчета горения топлива, включающая блок вычисления влагосодержания доменного газа по его составу, температуре и давлению и воздуха горения по его температуре, относительной влажности и давлению.

Выполнены расчеты по исследованию зависимости влагосодержания доменного газа от его температуры, давления и состава. На рис. 1 приведена зависимость влагосодержания доменного газа следующего объемного состава $\text{CO}_2 = 17,7 \%$, $\text{CO} = 22,4 \%$, $\text{H}_2 = 6,3 \%$, $\text{N}_2 = 53,6 \%$ от его температуры и давления.

Так, при изменении температуры доменного газа с 30 до $60 \text{ }^\circ\text{C}$ при давлении доменного газа 107638 Па (избыточное давление 8996 Па) влагосодержание возрастает с $30,05 \text{ г/м}^3$ до $151,37 \text{ г/м}^3$, то есть в $5,04$ раза. При увеличении давления доменного газа с 100972 Па (избыточное давление 2330 Па) до 120971 Па (избыточное давление 8996 Па) при температуре доменного газа $30 \text{ }^\circ\text{C}$ влагосодержание уменьшается с $32,14 \text{ г/м}^3$ до $30,05 \text{ г/м}^3$, при температуре доменного газа $50 \text{ }^\circ\text{C}$ влагосодержание уменьшается с $95,61 \text{ г/м}^3$ до $88,87 \text{ г/м}^3$, что составляет 7% в обоих случаях. Таким образом, температура доменного газа оказывает сильное влияние на величину его влагосодержания. Влияние изменения давления доменного газа в рабочем диапазоне при расчетах можно не учитывать.

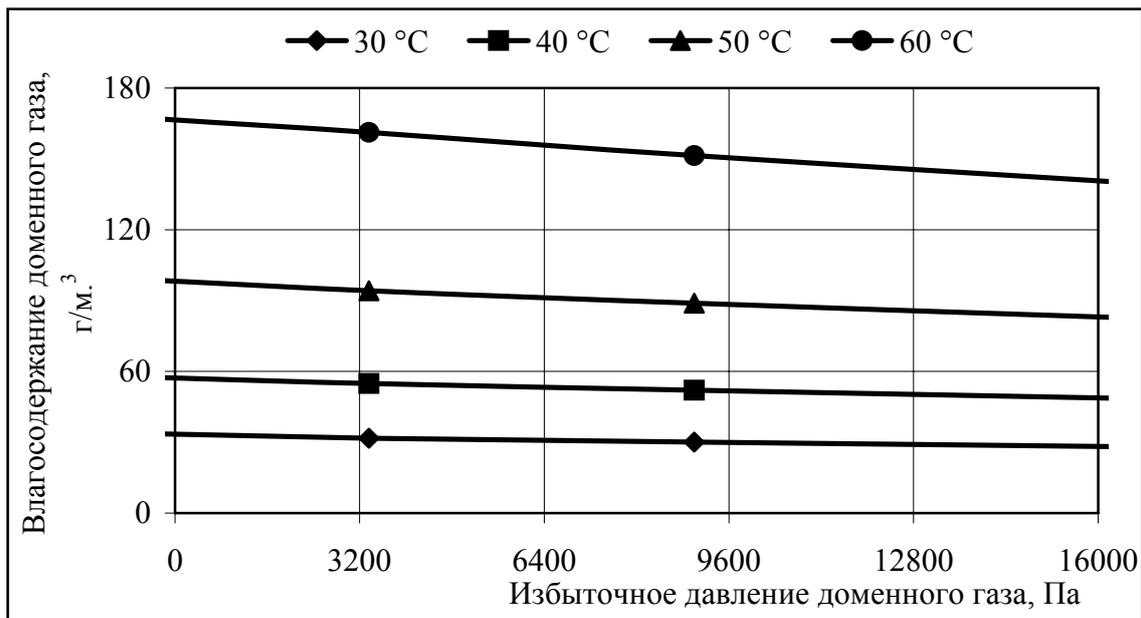


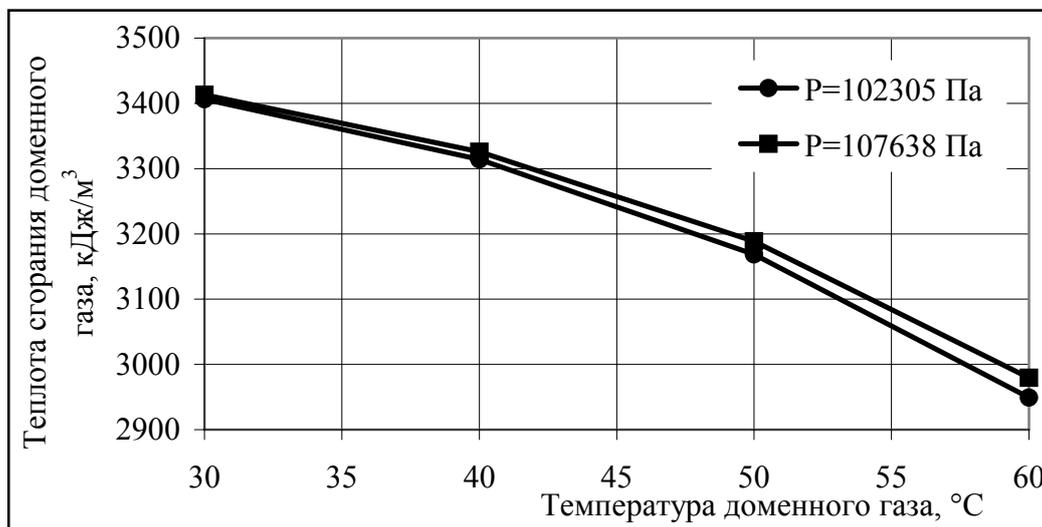
Рис. 1. Зависимость влагосодержания доменного газа от его температуры и давления

В реальных условиях состав доменного газа не является стабильным. Выполнены расчеты по изучению зависимости влагосодержания доменного газа от его состава для диапазона изменения температуры доменного газа 30 – 60 °С. Содержание горючих компонентов изменялось в пределах: водород 3,3 – 7,3 %, оксид углерода СО 21,4 – 23,4 %. В указанном диапазоне изменения состава максимальное изменение влагосодержания доменного газа составило 4,2 % для температуры доменного газа 60 °С.

Зависимость теплоты сгорания доменного газа от его влагосодержания

Содержание влаги в топливе понижает его теплоту сгорания вследствие уменьшения содержания горючих компонентов топлива и увеличения расхода теплоты на испарение воды. Так как температура и давление доменного газа влияют на величину его влагосодержания и, как следствие, на величину теплоты сгорания, были выполнены расчеты по изучению влияния изменения температуры и давления доменного газа на величину его теплоты сгорания. На рис. 2 представлена зависимость теплоты сгорания доменного газа объемного состава, %: $\text{CO}_2 = 17,7$, $\text{CO} = 22,4$, $\text{H}_2 = 6,3$, $\text{N}_2 = 53,6$ от его температуры (влагосодержания) и давления. Получено, что для давления доменного газа 107638 Па (избыточное давление 8996 Па) при изменении температуры доменного газа с 30 °С до 60 °С теплота сгорания доменного

газа уменьшается с $3413,23 \text{ кДж/м}^3$ до $2979,62 \text{ кДж/м}^3$, то есть на 13 %. При уменьшении давления доменного газа с 107638 Па (избыточное давление 8996 Па) до 102305 Па (избыточное давление 3663 Па) (на 5,2 %) максимальное увеличение теплоты сгорания доменного газа составляет 1 % для температуры доменного газа $60 \text{ }^\circ\text{C}$.



*Рис. 2. Зависимость теплоты сгорания доменного газа состава 1 (теплота сгорания сухого газа 3541 кДж/м^3) от его температуры (влажностендержания) и давления.
 $P = 107638 \text{ Па}$ (избыточное давление 8996 Па),
 $P = 102305 \text{ Па}$ (избыточное давление 3663 Па).*

Зависимость температур подогрева компонентов горения от температуры, давления и состава доменного газа

На рис. 3 и 4 представлены расчетные зависимости необходимых температур подогрева компонентов горения для летнего и зимнего периодов соответственно. Если принять температуру подогрева доменного газа $160 \text{ }^\circ\text{C}$ (ограничена стойкостью резинового уплотнения газового дросселя), то для достижения температуры под куполом воздухонагревателя $1350 \text{ }^\circ\text{C}$ необходимо подогревать воздух горения зимой до $120 - 170 \text{ }^\circ\text{C}$, а летом — до $150 - 290 \text{ }^\circ\text{C}$, в зависимости от температуры холодного доменного газа. Видно, что значения необходимых температур подогрева доменного газа и воздуха горения зависят от температуры и влажности атмосферного воздуха.

Изучено влияние состава доменного газа на необходимые температуры подогрева компонентов горения. Получено, что изменение состава доменного газа оказывает заметное влияние на величину подогрева компонентов горения вследствие изменения теплоты сгорания топлива (особенно, если изменяются доли горючих компонентов H_2 и CO).

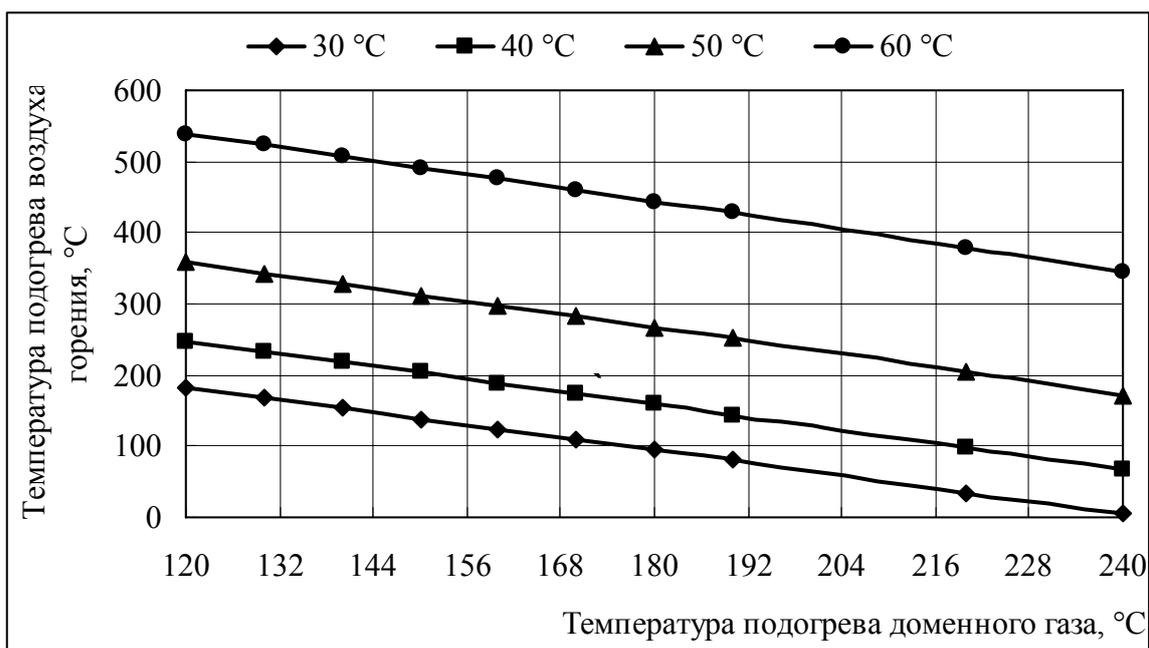


Рис. 3. Зависимость температур подогрева компонентов горения от температуры (влажностендержания) доменного газа при температуре воздуха 33 °C, его относительной влажности 40 %

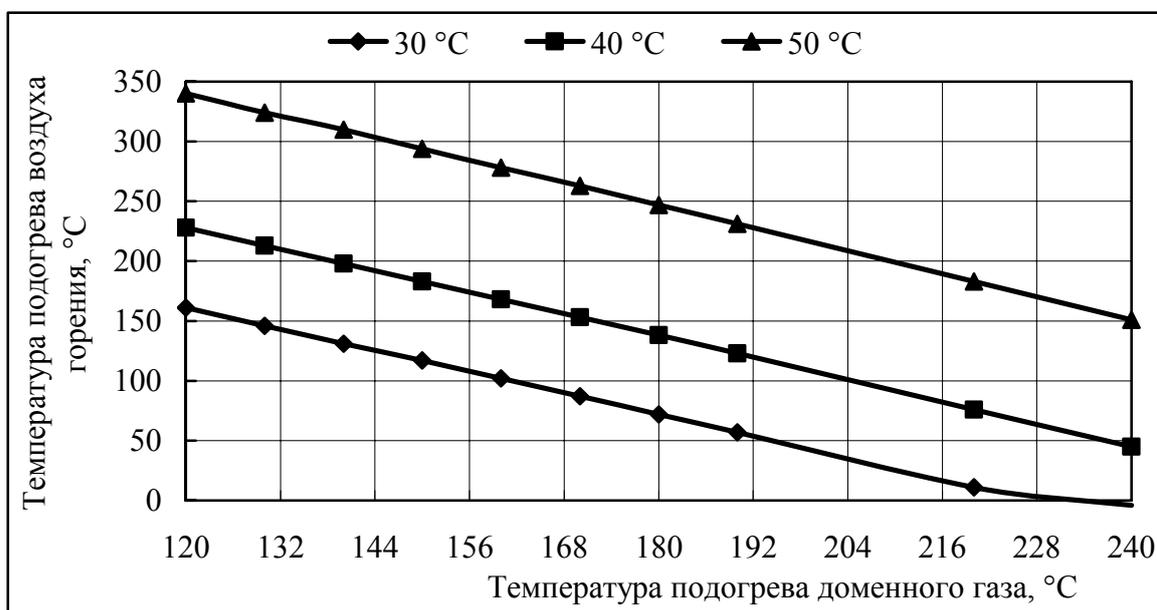


Рис. 4. Зависимость температуры подогрева компонентов горения от температуры (влажностендержания) доменного газа при температуре воздуха 3 °C, его относительной влажности 80 %

Принимали: температура доменного газа 50 °С, температура воздуха 33 °С, его относительная влажность 40 %, атмосферное давление 101308 Па, избыточное давление доменного газа 4900 Па, температура под куполом воздухонагревателя 1350 °С. Уменьшение доли H_2 с 6,3 % до 3,3 % приводит к необходимости увеличения температуры подогрева воздуха горения с 297 °С до 515 °С при подогреве доменного газа до 160 °С, то есть в 1,73 раза. Увеличение доли CO с 22,4 % до 23,4 % при подогреве доменного газа до 160 °С приводит к уменьшению температуры подогрева воздуха горения с 297 °С до 221 °С, то есть на 25,6 %. Уменьшение доли CO с 22,4 % до 21,4 % при подогреве доменного газа до 160 °С приводит к увеличению температуры воздуха горения с 297 °С до 346 °С, то есть на 16,5 %.

Обычно в технических заданиях на проектирование, связанных с расчетами горения топлива, задается средний состав доменного газа. Однако изменение состава доменного газа, особенно его горючих компонентов, оказывает заметное влияние на необходимые температуры подогрева компонентов горения. Следовательно, необходимо задавать также границы изменения состава доменного газа, особенно его горючих компонентов.

Влияние влагосодержания доменного газа на долю природного газа в природнодоменной смеси

Выполнены расчеты зависимости доли природного газа в природнодоменной смеси от влагосодержания доменного газа в случае отсутствия подогрева компонентов горения. Принимали: коэффициент расхода воздуха 1,05, температура воздуха горения 5 °С, его относительная влажность 80 %, объемный состав сухого доменного газа $CO_2 = 18 \%$, $CO = 24,1 \%$, $H_2 = 5,7 \%$, $N_2 = 52,2 \%$, теплота сгорания сухого доменного газа 3693 кДж/м³, объемный состав природного газа $CH_4 = 94,5 \%$, $CO_2 = 0,24 \%$, $C_2H_6 = 2,09 \%$, $N_2 = 2,45 \%$, $C_4H_{10} = 0,71 \%$, $O_2 = 0,01 \%$, теплота сгорания природного газа 36004 кДж/м³. Расчеты выполнены для трех случаев калориметрической температуры горения 1400 °С, 1450 °С и 1500 °С. Влагосодержание доменного газа изменялось с 32,99 г/м³ (соответствующая температура доменного газа 30 °С) до 182,5 г/м³ (соответствующая температура доменного газа 60 °С). Результаты расчетов приведены на рис 5.

Получено, что при увеличении влагосодержания доменного газа с 32,99 г/м³ (соответствующая температура доменного газа 30 °С) до 182,5 г/м³ (соответствующая температура доменного газа 60 °С) для обеспечения калориметрической температуры горения $T_{КАЛ} = 1400 \text{ °С}$ необходимо увеличивать долю природного газа в природнодоменной

смеси с 1,12 % до 3,78 %; при этом теплота сгорания природнодоменной смеси увеличивается с 3909 кДж/м³ до 4249 кДж/м³. А для обеспечения калориметрической температуры горения $T_{\text{КАЛ}} = 1500 \text{ }^\circ\text{C}$ необходимо увеличивать долю природного газа в природнодоменной смеси с 4,36 % до 7,24 %; при этом теплота сгорания природнодоменной смеси увеличивается с 4953 кДж/м³ до 5383 кДж/м³.

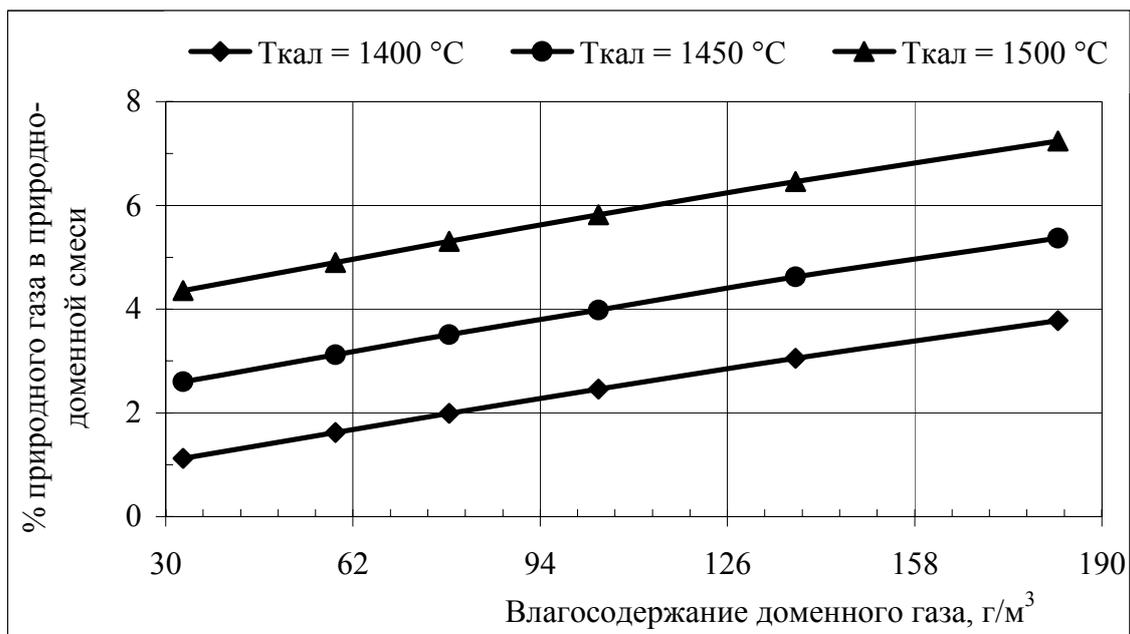


Рис. 5. Зависимость доли природного газа в природнодоменной смеси от влагосодержания (температуры) доменного газа

При влагосодержании доменного газа 32,99 г/м³ (соответствующая температура доменного газа 30 °C) увеличение калориметрической температуры горения с 1400 °C до 1500 °C приводит к росту доли природного газа в природнодоменной смеси с 1,12 % до 4,36 %, а при влагосодержании доменного газа 182,5 г/м³ (соответствующая температура доменного газа 60 °C) – к росту доли природного газа с 3,78 % до 7,24 %.

Сернокислотная коррозия, как фактор, ограничивающий степень утилизации теплоты отходящих дымовых газов

При определении минимальных температур дымовых газов после рекуператоров подогрева доменного газа и воздуха горения, которые определяют КПД рекуператоров, температуры подогрева компонентов горения, площади рекуператоров необходимо учитывать снижение температуры дымовых газов в результате их охлаждения в дымовой

трубе с тем, чтобы температура дымовых газов и температура внутренней стенки дымовой трубы оставались выше точки росы водяных паров с целью исключения конденсации водяных паров на поверхности дымовой трубы, и особенно в объеме дымовых газов.

Согласно проведенным расчетам точка росы водяных паров в дымовых газах составляет 45 – 60 °С. Дымовые газы могут содержать некоторое количество NO_x , SO , SO_2 , SO_3 , что повышает точку росы дымовых газов до 110 – 150 °С. По диаграмме фазового состояния системы $\text{H}_2\text{SO}_4 = \text{H}_2\text{O} + \text{SO}_3$ [4] возможно определить температуру конденсации серной кислоты. Однако для этого требуются замеры количества SO_3 в дымовых газах.

При вхождении воздуха в трубчатку теплообменника при общей противоточной схеме движения дым – воздух температура стенки трубочек может быть ниже точки росы дымовых газов как водяного пара, так и промышленных кислот. При этом имеет место коррозия металлических поверхностей.

Если отводить дымовые газы выше 150 °С, то КПД теплообменников будут низкими, соответственно, будут низкими температуры подогрева газа и воздуха 140 – 160 °С. Вопросы сернокислотной коррозии в интервале температур до 150 °С для низкосернистых топлив изучены недостаточно. Данный вопрос подлежит уточнению.

Сравнение параметров работы воздухонагревателя с подогревом компонентов горения и без подогрева

Выполнено численное сравнение параметров работы воздухонагревателя с подогревом компонентов горения и без подогрева по методике [5]. В расчете приняты следующие начальные данные: продолжительность периодов дутья 3631 с, нагрева 6602 с, избыточное давление доменного газа – 600 мм. вод. ст., относительная влажность воздуха 80 %, атмосферное давление 748 мм. рт. ст., влагосодержание доменного газа 84,94 г/м³, состав доменного газа: $\text{CO}_2 = 18$, $\text{CO} = 23$, $\text{H}_2 = 7$, $\text{N}_2 = 52$, коэффициент расхода воздуха 1,1. В таблице 1 представлены результаты расчетов: вариант 1 – работа без подогрева компонентов горения с использованием природного газа; вариант 2 – работа с подогревом компонентов горения без природного газа.

Получено, что при работе с подогревом компонентов горения КИТ воздухонагревателя увеличивается с 83,5 % до 91,2 %, КПД увеличивается с 79 % до 86,3 %. Расход продуктов сгорания уменьшается с 21,273 м³/с до 21,047 м³/с. Тепловая мощность воздухонагревателя уменьшается с 48496,4 кВт до 44449,0 кВт.

Таблица 1

Сравнение параметров работы воздухонагревателя
с подогревом компонентов горения и без подогрева

№ п/п	Параметры работы	Вар. 1	Вар. 2
1	2	3	4
1.	Температура холодного дутья, °С	127	127
2.	Температура горячего дутья, °С	1290,6	1290,9
3.	Расход нагреваемого дутья, м ³ /с	41,1503	41,1503
4.	Температура воздуха горения, °С	10	154,2
5.	Температура газа, °С	46	160
6.	Процент природного газа, %	2,767	0
7.	Теплота сгорания сухого доменного газа, кДж/м ³	3693,1	3693,1
8.	Теплота сгорания влажного доменного газа, кДж/м ³	3340,5	3340,5
9.	Теплота сгорания природного газа, кДж/м ³	35788	0
10.	Теплота сгорания сухой смеси, кДж/м ³	4581,78	3693,1
11.	Теплота сгорания влажной смеси, кДж/м ³	4237,88	3340,5
12.	Калориметрическая температура горения, °С	1395	1395
13.	Температура дымовых газов, входящих в насадку, °С	1345	1345
14.	Действительный расход воздуха горения, м ³ /м ³	0,9002	0,6524
15.	Выход дыма на 1 м ³ топлива, м ³ /м ³	1,859	1,582
16.	Расход газа на отопление, м ³ /с	11,443	13,304
17.	Расход воздуха горения, м ³ /с	10,30	8,68
18.	Расход продуктов горения, м ³ /с	21,273	21,047
19.	КПД, %	79,0	86,3
20.	КИТ, %	83,5	91,2
21.	Тепловая мощность, кВт	48496,4	44449,0
22.	Средняя температура уходящего дыма, °С	287,8	282,8
23.	Минимальная температура уходящего дыма, °С	185	185
24.	Максимальная температура уходящего дыма, °С	401	402

Выводы

1. За рубежом используют теплоту отходящих дымовых газов воздухонагревателей доменных печей для подогрева компонентов горения, что приводит к повышению КПД воздухонагревателей и позволяет снижать долю высококалорийного газа. Технология с проме-

жуточным теплоносителем находит широкое применение на существующих доменных печах, у которых ограниченные производственные площади исключают установку рекуператоров «газ – газ». Срок окупаемости системы с промежуточным теплоносителем составляет 1 – 2 года.

2. Влагосодержание доменного газа на большинстве металлургических предприятий отрасли значительное. Наличие влаги в доменном газе приводит к снижению температур горения и ухудшению стойкости камеры горения. Снижение влагосодержания доменного газа с 150 до 50 г/м³ вызывает увеличение теплоты сгорания доменного газа с 3000 до 3350 кДж/м³, что равнозначно экономии 4 млн. м³/год природного газа на блок воздухонагревателей.

3. Количество природного газа на одну доменную печь 15 – 22 млн. м³/год, которое экономится при подогреве компонентов горения значительно, и зависит от параметров доменного газа и воздуха горения. Необходимо рассчитывать температуры подогрева компонентов горения с целью исключения природного газа из отопления воздухонагревателей доменной печи для условий конкретного доменного цеха.

4. Необходимо дальнейшее изучение процессов сернокислотной коррозии для малосернистых топлив в диапазоне температур 110 – 150 °С и совершенствование методики определения точки росы серной и сернистой кислот.

5. При работе с подогревом компонентов горения КИТ воздухонагревателя увеличивается с 83,5 % до 91,2 %, КПД увеличивается с 79 % до 86,3 %. Расход продуктов сгорания уменьшается с 21,273 м³/с до 21,047 м³/с. Тепловая мощность воздухонагревателя уменьшается с 48496,4 кВт до 44449,0 кВт.

Список литературы

1. Ницкевич Е.А. Использование вторичных энергетических ресурсов при производстве чугуна за рубежом // Черные металлы, бюллетень ин-та «Черметинформация». – М., 1984. – Вып. 6. – С. 25 – 44.
2. Теплотехнические расчеты металлургических печей / Б.И. Китаев, Б.Ф. Зобнин, В.Ф. Ратников и др. – М.: Металлургия, 1970. – 528 с.
3. Грес Л.П., Миленина А.Е., Щурова Н.И. Анализ зависимостей давления насыщения водяного пара от температуры при расчетах температур подогрева компонентов горения воздухонагревателей доменных печей // Металлургическая теплотехника: Сборник научных тру-

дов Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2007. – С. 122 – 129.

4. Дужих Ф.П., Осоловский В.П., Ладыгичев М.Г. Промышленные дымовые и вентиляционные трубы. Справочное издание / Под ред. Дужих Ф.П. – М.: Теплотехник, 2004. – 464 с.

5. Грес Л.П., Свинолобов Н.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М. Методика поэлементного поверочного расчета доменных воздухонагревателей // Металлургическая теплотехника: Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 27 – 33.

Рукопись поступила 01.05.2008 г.

УДК669.162.2;669.046.5.001.2

Грес Л.П. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Самойленко Т.В. – науч. сотр., НМетАУ

Флейшман Ю.М. – канд. техн. наук, ст. науч. сотр., НМетАУ

Щурова Н.И. – науч. сотр., НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ПАУЗЫ И ПЕРИОДОВ РАБОТЫ ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ НАГРЕВА ДУТЬЯ

Проведен анализ параметров теплообмена в насадке доменного воздухонагревателя (ВН) за период паузы. Показано, что тепловые потери за время перекидки клапанов заметно снижают тепловую мощность воздухонагревателя. Уменьшение длительности паузы и работа с оптимальными длительностями периодов являются резервом повышения эффективности работы ВН.

Постановка задачи

В настоящее время большинство воздухонагревателей работают с длительностями периодов большими, чем оптимальные, и рациональное уменьшение их может дать увеличение температуры горячего дутья, а также снижение энергозатрат на нагрев дутья. Определение оптимальных продолжительностей периодов работы воздухонагревателей связано с учетом длительности паузы, когда аппарат отделен и не отапливается. В этот период имеют место потери теплоты: с выпускаемым дутьем, с продувочным воздухом, потери теплоты через кладку, от снижения теплоусвоения насадкой в связи с отсутствием отопления, не компенсируемые подводом теплоты при сжигании газа [1]. Поэтому, чем больше продолжительность паузы, тем и потери теплоты в отделенном нагревателе значительнее. Представляет интерес исследование влияния продолжительности паузы и длительностей периодов работы ВН на температуру нагрева дутья.

Состояние вопроса

Рассматриваемые вопросы исследовались в работах Э.М. Гольдфарба, Л.П. Греса, Ф.Р. Шкляра, В.Г. Лисиенко, В.С. Колодяжного и др., использовавших для оптимизации периодов работы ВН критерии максимума теплопоглощения в насадке, максимума приходных статей

© Грес Л.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М., Щурова Н.И., 2008

теплового баланса ВН, максимума эффективности работы ВН в денежном выражении. В данном исследовании для оптимизации периодов работы ВН по критерию максимального нагрева дутья использована математическая модель тепловой работы насадки.

Цель работы

Исследование и совершенствование режимов работы ВН производится с целью максимального использования их мощности.

Методика и результаты исследований.

Для условий работы ВН на ДП № 8 меткомбината ОАО «АрселорМиттал Кривой Рог» сделана попытка оценить потери теплоты при перекидке клапанов по двум режимам с различной длительностью паузы: 15 минут и 7,5 минут.

Практика работы воздухонагревателей и расчеты показали:

1. Температура под куполом в среднем снижается за время перекидки на 30 °С. При уменьшении длительности паузы, это падение становится менее значительным.

2. Имеют место потери теплоты, связанные с нагревом большого количества продувочного вентиляторного воздуха, который поступает в камеру горения с температурой около 20 °С. Процесс нагрева вентиляторного воздуха во время продувки при прохождении через камеру горения и насадочную камеру носит нестационарный характер и характеризуется изменением его температуры и насадки в пространстве и во времени. В начальный момент в месте входа воздуха интенсивность теплообмена максимальна. Далее с течением времени продувки разница температур между воздухом и насадкой уменьшается, и процесс теплообмена становится менее интенсивным, а на более удаленных от входа в насадку участках теплообмен усиливается (что приводит к увеличению температуры воздуха, выходящего из нижней части насадки).

Для установления связи между температурами обменивающихся теплотой сред в период продувки использовали закономерности теплопоглощения в неподвижном слое, каковыми являются элементы насадки, рассматриваемые как слой массивных тел [1].

Рассчитывали безразмерные температуры воздуха $\nu_g(F, Z)$, элементов насадки $\nu_{cp}(F, Z)$ в любом месте насадки F в любой момент времени Z с учетом того, что $F > Z$

$$\nu_g(F, Z) = \frac{t_g^0 - t_g(F, Z)}{t_g^0 - t_{cp}^0}. \quad (1)$$

Средняя температура стенки в сечении, перпендикулярном направлению движения продувочного воздуха:

$$v_{cp}(F, Z) = \frac{t_g^0 - t_{cp}(F, Z)}{t_g^0 - t_{cp}^0}, \quad (2)$$

где t_g^0 – температура воздуха во входном сечении камеры насадки; t_{cp}^0 – средняя начальная температуры стенки кирпича в начале продувки; F и Z – критерии поверхности и времени для рассматриваемого горизонтального сечения насадки; $t_g^0(F, Z)$ и $t_{cp}(F, Z)$ – соответственно температура продувочного воздуха и средняя температура стенки кирпича в сечении, отвечающем конкретным значениям критериев F и Z .

Для входного сечения камеры насадки (при $F=0$), когда

$$v_g(0, Z)=0, \quad v_{cp}(0, Z)=e^{-Z}. \quad (3)$$

Прежде, чем попасть в насадочную камеру, вентиляторный воздух прогревается во время прохождения по камере горения. Степень его нагрева может быть определена из соотношения [3]:

$$t'_k = t_n - (t_n - t'_n) \cdot \frac{1 - \frac{W}{W'}}{1 - \frac{W}{W'} \cdot e^{-(1 - \frac{W}{W'}) \cdot \frac{\chi \cdot F}{W}}}. \quad (4)$$

3. Во время продувки имеют место также потери теплоты в окружающую среду, не восполняемые за счет сжигания топлива. Кожух обычно нагрет до 100 – 120 °С в верхней части и до 50 – 70 °С – в нижней, а коэффициент теплоотдачи от кожуха в окружающую среду уменьшается сверху вниз по высоте ВН от 18 до 11 Вт/(м²К) [3]. Знание характеристик теплообмена между кожухом и окружающей средой и размеров кожуха в цилиндрической и купольной частях позволяет оценить потери тепловой мощности воздухонагревателя $Q_{II}^{окр.ср.}$, кДж за время паузы τ_{II} , с.

$$Q_{II}^{окр.ср.} = \sum_{i=1}^n [(\alpha_i^{кож} \cdot (t_i^{кож} - t_{окр.ср})) \cdot F_{кож} + \alpha_{куп} \cdot (t_{куп} - t_{окр.ср}) \cdot F_{куп}] \cdot \tau_{II}, \quad (5)$$

где $F_{кож}$, $F_{куп}$ – соответственно общая поверхность кожуха цилиндрической части ВН и поверхность кожуха купола, $м^2$.

4. Потери теплоты, связанные с выпуском дутья, когда воздушно-нагреватель ставится на нагрев, $кДж$:

$$Q_{вып} = V_{вып} \cdot t_{вып} \cdot C_0^{t_{вып}}, \quad (6)$$

где $V_{вып}$ – объем дутья, равный свободному объёму камер горения, насадки и поднасадочного пространства, $м^3$; $t_{вып}$ – температура вытесняемого дутья, равная температуре дутья на входе в насадку, $°C$; $C_0^{t_{вып}}$ – средняя теплоемкость дутья, $кДж/(м^3 K)$,

5. Потери теплоты с вытесняемыми вентиляторным воздухом дымовыми газами в конце периода нагрева, $кДж$:

$$Q_{вент} = \bar{V}_{возд} \cdot (i_g^K - i_g^H) \tau_{II}, \quad (7)$$

где $\bar{V}_{возд}$ – средний расход вентиляторного воздуха, $м^3/с$; i_g^K, i_g^H – теплосодержания воздуха, покидающего насадку и начальное при входе в вентилятор, $кДж/м^3$.

6. Потери теплоты, связанные с отсутствием отопления воздушно-нагревателя во время паузы (недополученная теплота):

$$Q_{откл} = Q_n^P \cdot B \cdot \tau_{II} \cdot \eta, \quad (8)$$

где Q_n^P – теплотворная способность топлива, которым отапливается воздушнонагреватель, $кДж/м^3$; B – расход топлива, $м^3/с$; η – коэффициент использования топлива (КИТ).

В таблице 1 представлены результаты исследования влияния длительности паузы на величины указанных статей тепловых потерь воздушнонагревателя за время паузы. Приведены суммарные потери теплоты за время паузы при различной ее длительности.

Результаты расчета, приведенные в таблице 2, показывают влияние тепловых потерь за время паузы на температуру нагрева доменного дутья. Расчет температурных полей производился с помощью модели поэлементного расчета [5].

Эти результаты далее использованы для исследования влияния длительности паузы на показатели тепловой работы ВН.

Таблица 1

Влияние длительности паузы на потери тепловой мощности ВН

Показатели	Результаты расчета с учетом длительности паузы, мин	
	$\tau_n=15$ мин	$\tau_n=7,5$ мин
Длительность периодов: нагрева, с (ч) охлаждения, с (ч)	$\tau_{нагр} = 18000$ (5); $\tau_{охл} = 7200$ (2)	
Расход вентиляторного воздуха, проходящего через свободный объем ВН за время паузы, m^3/c	13,3	13,3
Количество тепла, уносимого вентиляторным воздухом за время продувки, $MДж$	522	522
Потери теплоты в окружающую среду через цилиндрическую и купольную части кожуха за время паузы, $MДж$	6348,436	3174,368
Потери физической теплоты, связанные с выпуском дутья, когда воздухонагреватель переводится на нагрев, $MДж$	51,266	51,266
Потери теплоты с вытесняемыми дымовыми газами в конце периода нагрева, $MДж$	5434,38	2717,19
Потери теплоты, связанные с отсутствием отопления в период паузы, (недополученная теплота), $MДж$	32185,3	15897,58
Суммарные потери теплоты за время паузы, $MДж$	44541,64	22362,363

Таблица 2

Исследование влияния тепловых потерь во время паузы
на результаты тепловой работы ВН

Исследуемые режимы работы ВН			Результаты работы ВН	
Основные характеристики	Расход топлива, m^3/c	Суммарные тепловые потери за время паузы, $MДж$	Температура подогрева дутья, на выходе из ВН, °С	Температура дыма на выходе из ВН, °С
		длительность паузы, τ_{II}		
Режимы работы ВН ДП № 8 ОАО «АрселорМиттал Кривой Рог»	14,3	$\tau_{II} = 15 \text{ мин}$	1100 + 42*	400
Расчет без учета потерь теплоты за время паузы	14,3	$\tau_{II} = 15 \text{ мин}$	$\frac{1290}{1247}$ 1207	$\frac{482}{290}$ 111
Расчет с учетом потерь теплоты за время паузы	14,3	$\frac{44541,64}{\tau_{II} = 15 \text{ мин}}$	$\frac{1281}{1209}$ 1138	$\frac{400}{245}$ 88
Расчет с учетом потерь теплоты за время паузы	14,3	$\frac{22362,36}{\tau_{II} = 7,5 \text{ мин}}$	$\frac{1286}{1228}$ 1173	$\frac{432}{263}$ 91
Расчет с учетом потерь теплоты за время паузы	13,982	$\frac{22362,36}{\tau_{II} = 7,5 \text{ мин}}$	$\frac{1284}{1219}$ 1157	$\frac{400}{246}$ 89

*Данная температура горячего дутья получается непосредственно перед кольцевым воздухопроводом в результате работы смесительного клапана (42 °С теряется в тракте горячего дутья, в том числе на клапане)

Для проверки адекватности полученных результатов показателям работы ВН в заводских условиях в таблице приведены параметры работы ВН ДП № 8 ОАО «АрселорМиттал Кривой Рог». В расчетах приняты одинаковые с заводскими длительности периодов ($\tau_{нагр} = 5 \text{ ч}$, $\tau_{охл} = 2 \text{ ч}$) и расход доменного газа. Показано, что расчеты без учета потерь теплоты за время паузы дают завышенные, в сравнении с заводскими, температуры дутья и отходящего дыма.

При длительности паузы $\tau_{II} = 7,5 \text{ мин}$ потери теплоты меньше, чем при $\tau_{II} = 15 \text{ мин}$, и это дает возможность достичь более высокой

температуры подогрева дутья при тех же режимных условиях. А при снижении расхода газа на $0,32 \text{ м}^3 / \text{с}$ или на $1100 \text{ м}^3 / \text{час}$, возможен нагрев дутья до $1157 \text{ }^\circ\text{C}$.

На рис. 1 приведены результаты расчетного исследования влияния тепловых потерь от 0 до 50000 МДж за время паузы на степень подогрева дутья. Принято, что за период нагрева насадка достигла температуры $1300 \text{ }^\circ\text{C}$ в верхней части и $400 \text{ }^\circ\text{C}$ в нижней. Показано, что с увеличением тепловых потерь степень нагрева дутья снижается, несмотря на увеличение расхода топлива.

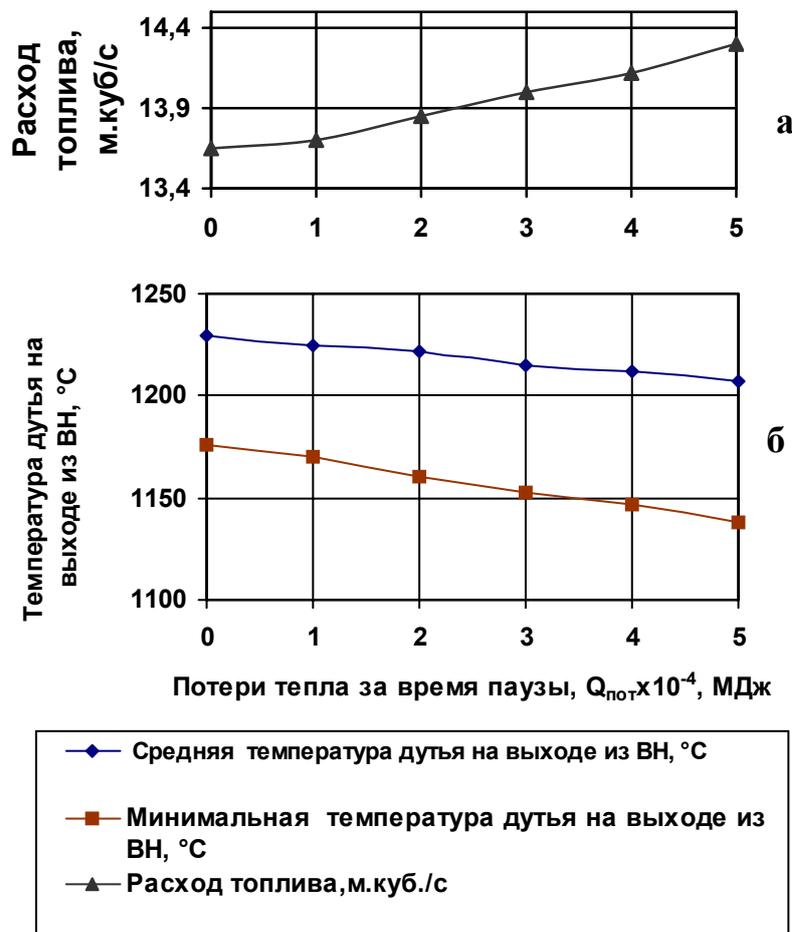


Рис. 1. Влияние величины потерь теплоты ($Q_{\text{пот}} \cdot 10^4$, МДж) за время паузы (б) на температуру нагрева дутья в ВН. (На графике (а) показан расход топлива, который позволил достичь температуры, указанные на графике. Температура уходящего дыма – $400 \text{ }^\circ\text{C}$)

Резервом для достижения большей эффективности подогрева дутья является использование оптимальных длительностей периодов нагрева и охлаждения насадки. Сокращение длительности периодов ве-

дет к интенсификации теплообмена так как увеличивается доля дутья, проходящего через насадку, уменьшаются колебания температур в нижней её части.

При увеличении длительности периодов возрастают колебания температур в нижней части насадки, что увеличивает потери теплоты с уходящими газами. При этом насадка наиболее полно усваивает и передает теплоту, хотя эти процессы эффективны до тех пор, пока не будет исчерпана способность насадки аккумулировать теплоту. Необходимость удлинения периодов работы ВН вызывается несовершенством технического обслуживания.

На рис. 2 представлены результаты расчетного исследования влияния таких режимных параметров, как длительность периода «дутья», длительность паузы, расход топлива на температуру нагрева дутья на выходе из ВН.

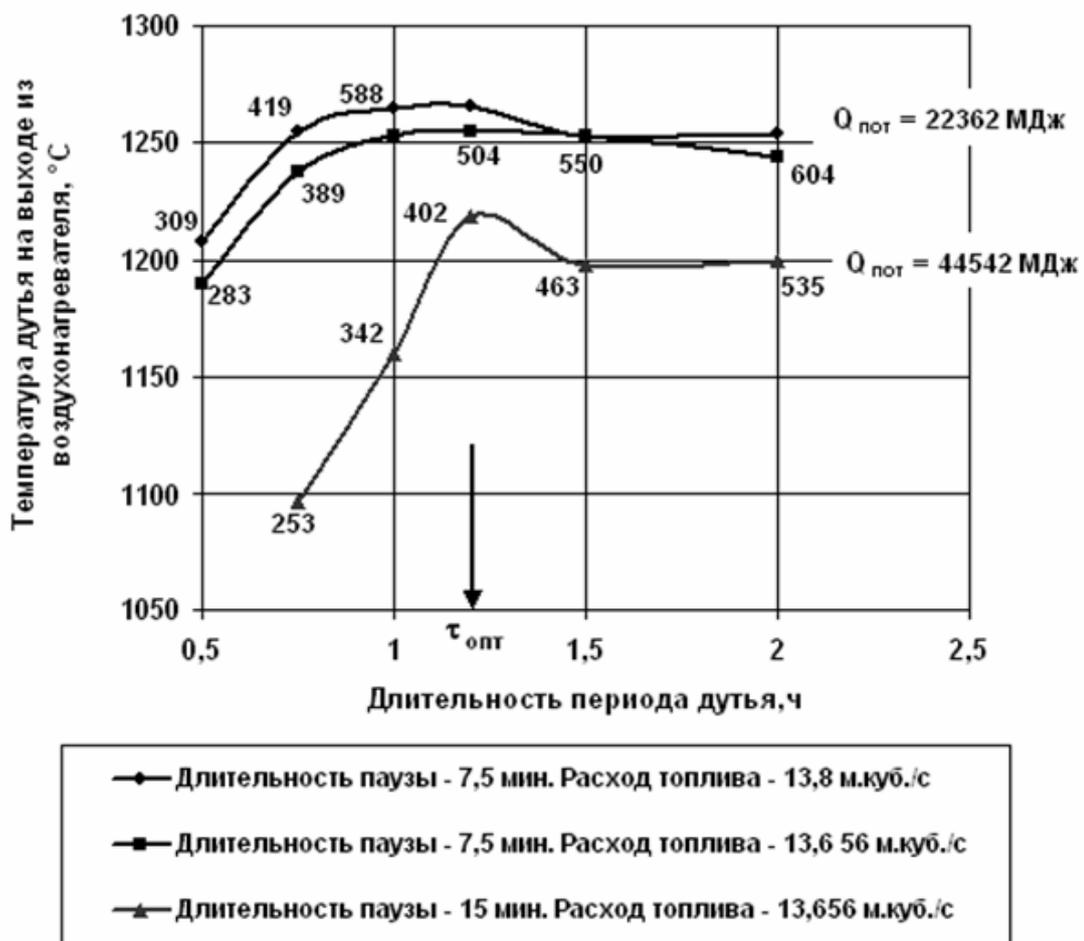


Рис. 2. Зависимость температуры горячего дутья на выходе из ВН от длительности паузы, расхода топлива, величины тепловых потерь за время паузы, времени периода дутья и температуры отходящего дыма в конце периода нагрева (последняя указана у точек на кривых)

Расчеты показали, что сокращение длительности паузы (при одинаковом расходе отопительного газа), сопровождающееся снижением величины тепловых потерь за время паузы, приводит к увеличению температуры горячего дутья (ГД) на выходе из ВН. То же наблюдается и при повышении мощности отопления, но при одинаковой продолжительности паузы. Существует промежуток длительностей периодов, когда происходит значительное повышение температуры нагрева дутья, наиболее заметное при больших паузах, достигая 20 – 25 °С. Для данных условий работы ВН оптимальная длительность периода дутья составила 1,2 часа.

Проведены расчеты оптимальных длительностей периодов работы ВН по зависимостям, предлагаемым в работах [1, 2, 4, 5] для исходных условий, принятых в данной работе.

Таблица 3

Результаты расчетов оптимальных длительностей периодов работы ВН по различным методикам

Источники примененных методик расчета	$\tau_{\text{опт.охл}}$ час/сек	$\tau_{\text{опт.нагр}}$ час/сек	Критерии оптимальности
[1, 2]	1,13/4068	3,14/11304	максимум теплопоглощения в насадке
[5]	1,19/4284	3,32/11952	максимум усвоенного тепла
[4]	1,25/4500	3,5/12600	максимум суммарного по балансу прихода тепла в насадку

Существующие методы определения оптимальной продолжительности периодов работы воздухонагревателей можно разделить на 3 группы:

1. На основе использования режимных и паспортных конструктивных параметров ВН.

2. На основе экспериментальных данных, снятых на работающих ВН, или на основе математической модели тепловой работы ВН, адаптированной к реальным рабочим условиям с использованием постоянных времени ВН.

3. Смешанный метод.

Преимуществом первого метода является то, что длительности периодов работы ВН при наличии режимных и паспортных конструктивных параметров ВН определяются без проведения исследований на объекте (ВН) по определению постоянных времени ВН.

Проведены исследования по выбору рациональных режимов работы воздухонагревателей доменных печей № 6, 7, 8 «АрселорМиттал Кривой Рог».

Режимные параметры определялись как в результате экспериментов на действующих ВН, так и в результате расчетов на ПЭВМ с использованием математической модели. В программе учитывалось изменение теплофизических свойств огнеупоров от с температуры, работа смесителя, определялись оптимальные длительности периодов, температурные поля и параметры теплообмена по высоте насадки.

Из выражения для $\tau_{онм}$ [5] следует

$$\frac{\tau_1^{нагр} + \tau_n}{\tau_2^{нагр} + \tau_n} = \sqrt{\frac{B_2^{\partial z}}{B_1^{\partial z}}}. \quad (9)$$

Следовательно, если известен некоторый режим нагрева с определенной температурой горячего дутья, снятый экспериментально, то для достижения другой температуры горячего дутья необходимо изменить не только расход газа, но и в соответствии с (9) пересчитать длительность периода «нагрева»

$$\tau_2^{нагр} = \sqrt{\frac{B_1^{\partial z}}{B_2^{\partial z}}} \cdot (\tau_1^{нагр} + \tau_n) - \tau_n. \quad (10)$$

Для получения максимальной температуры ГД 1100 °С длительность периода дутья сокращается на 13 %, по сравнению с таковой для температуры ГД 1000 °С. Период нагрева сокращается на 15 %. Расход газа выше на 25,8 %.

Время паузы обусловлено технологией продувки, наполнения ВН дутьем, выпуском из ВН дутья и дыма при перекидке клапанов, временем переключения клапанов, поэтому не изменяется с изменением расхода газа и температуры горячего дутья.

В результате в опытный тепловой режим работы ВН внесены следующие изменения:

1. При увеличении расхода доменного газа в n раз, длительность периодов необходимо сократить в \sqrt{n} раз и при уменьшении расхода газа в n раз увеличить длительность периодов в \sqrt{n} раз.

2. При увеличении расхода дутья на n %, расход доменного газа необходимо также увеличить на n %.

Выводы

1. С целью определения резервов повышения эффективности работы ВН рассмотрено влияние продолжительности паузы при перекидке клапанов, длительности периодов работы ВН: «нагрева» и «ду-

тля» на повышение температуры горячего дутья, поступающего в доменную печь.

2. Изучены все составляющие потерь теплоты во время паузы и их влияние на эффективность работы ВН, в частности, на температуру нагрева дутья. Установлено, что увеличение продолжительности паузы играет заметную роль в снижении тепловой мощности ВН.

3. Показано, что использование оптимальных длительностей периодов представляет резерв в улучшении качества нагрева дутья.

4. Применение смешанной методики нахождения оптимальных длительностей периодов и других параметров тепловой работы ВН позволяет выбрать наиболее выгодные режимы для совершенствования работы ВН.

Список литературы

1. Гольдфарб Э.М. Теплотехника металлургических процессов. – М.: Металлургия, 1967. – 440 с.

2. Грес Л.П. Энергосбережение при нагреве доменного дутья. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – 213 с.

3. Расчеты нагревательных печей / Под ред. Н.Ю. Тайца. – К.: Техніка. – 1969. – 540 с.

4. Доменные воздухонагреватели / Ф.Р. Шкляр, В.М. Малкин, С.П. Каштанова, и др. – М.: Металлургия, 1982. – 176 с.

5. Грес Л.П., Свинолобов Н.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М. Методика поэлементного поверочного расчета доменных воздухонагревателей // Металлургическая теплотехника. Сб. научн. трудов НМетАУ. Том 7. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 27 – 33.

6. Теплотехнические расчеты металлургических печей / Б.И. Китаев, Б.Ф. Зобнин, В.Ф. Ратников и др. – М.: Металлургия, 1970. – 528 с.

Рукопись поступила 14.04.2008 г.

Дремов В.В. – канд. физ.-мат. наук, доц., ДонНАСА

Недопекин Ф.В. – д-р техн. наук, проф., ДонНУ

Роговец О.В. – студентка, ДонНУ

ДВИЖЕНИЕ ФРОНТА ЗАТВЕРДЕВАНИЯ В ОТЛИВКАХ С ОБРАТНОЙ КОНУСНОСТЬЮ

Методом, основанным на понятии локального термодинамического потенциала с последующим привлечением вариационного исчисления и частичного интегрирования, решена задача о движении фронта затвердевания жидкого металла в плоской клинообразной изложнице с обратной конусностью, то есть слитков, уширенных книзу.

Введение

Повышение выхода годного металла, вследствие уменьшения головной обрезки слитков, достигается применением слитков, уширенных книзу, то есть с обратной конусностью. Известны численные решения для таких слитков [1, 2], в которых исследуются явления теплопереноса, структура конвективных течений, распределение доли твердой фазы и влияние теплоизолирующих вкладышей в верхней части слитка на процесс затвердевания. В предлагаемой работе аналитическими методами исследуется движение фронта затвердевания в изложницах с обратной конусностью.

Постановка задачи

Основываясь на результатах работы [3], рассмотрим затвердевание металла в плоской клинообразной изложнице, боковые поверхности которой располагаются под малыми углами α относительно вертикальной координаты, а сверху и снизу область ограничена цилиндрическими поверхностями с радиусами R_1 и R_2 (рис. 1). Для решения задачи используется цилиндрическая система координат (r, φ, z) .

На торцевой поверхности $r = R_2$ полагаем $T = T_n = \text{const}$ меньше температуры кристаллизации T_k . На поверхности $r = R_1$ принимаем $T_n = \text{const}$. Плоскость $\varphi = \alpha$ ограничивает область кристаллизации сбоку и при $t \geq 0$ она имеет температуру T_n . При $t > 0$ начинается процесс кристаллизации и на фронте кристаллизации $T = T_k$.

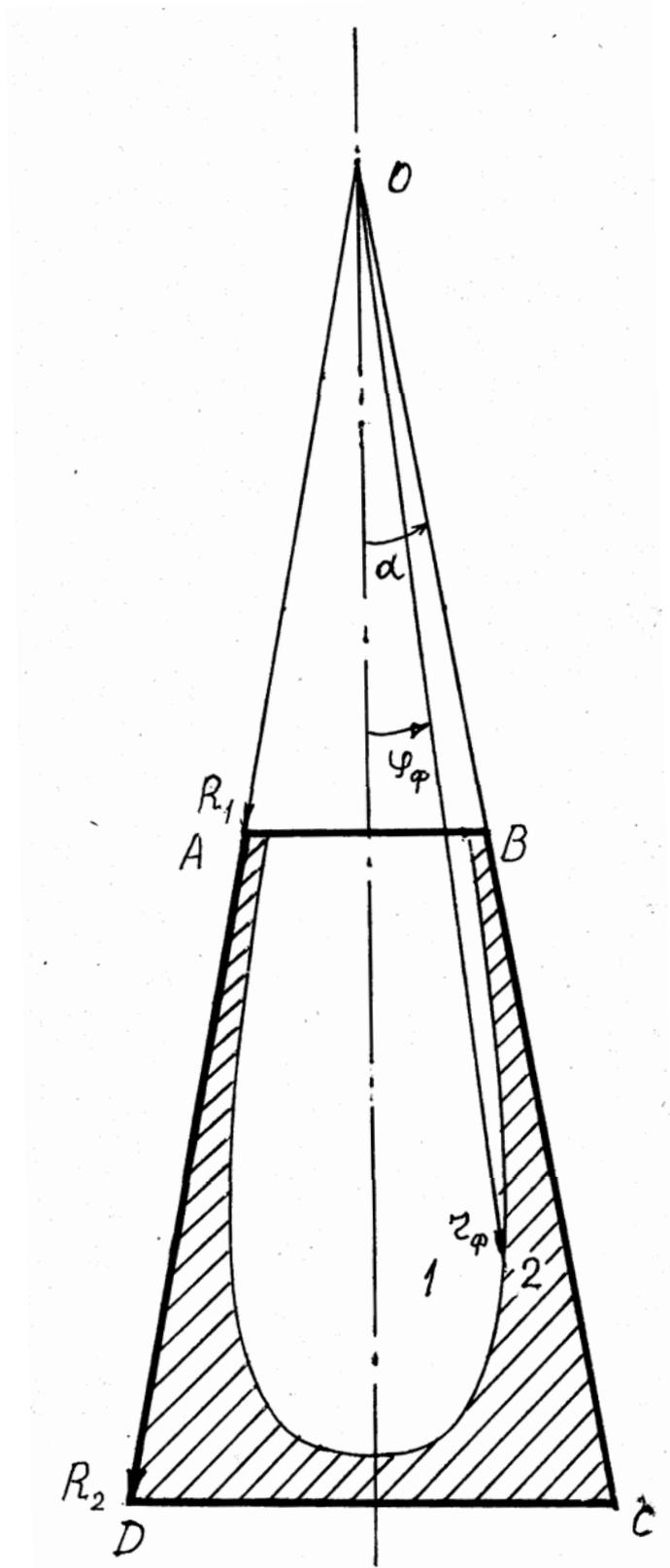


Рис. 1. Поперечное сечение изложницы с обратной конусностью

Задача считается бесконечной по z , поэтому температура и скорость не зависят от z . Вследствие малого угла между осью и боковой стенкой изложницы пренебрегаем поперечной составляющей скорости v_φ . Тогда уравнение теплопереноса, записанное для области жидкого металла, примет вид

$$\rho_1 c_{v1} \left(\frac{\partial T_1}{\partial t} + v_r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) = \lambda_1 \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} \right]. \quad (1)$$

Здесь $0 < \varphi < \varphi_\phi$, $R_1 < r < r_\phi$.

Аналогичное уравнение при $v_r = 0$ будет описывать температурное поле в твердой фазе

$$\rho_2 c_{v2} \left(\frac{\partial T_2}{\partial t} \right) = \lambda_2 \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_2}{\partial \varphi^2} \right], \quad (2)$$

для области $\varphi_\phi < \varphi < \alpha$, $r_\phi < r < R_2$.

Толщину затвердевшей корки для любого радиуса можно найти по формуле

$$\varepsilon(r_\phi, \varphi_\phi, t_\phi) = r_\phi(t_\phi) [\alpha - \varphi_\phi(t_\phi)]. \quad (3)$$

Считается, что хорда совпадает с дугой при малых длинах дуги, что соответствует малому углу α .

В момент $t = 0$ твердая фаза отсутствует, а $T_1(r, \varphi, 0) = T_n$ при $R_2 > r > R_1$ и $\alpha > \varphi > 0$. При $\varphi = \alpha$, $r = R_1$ и $t > 0$ имеем

$$T_1(r_\phi, \varphi_\phi, t_\phi) = T_\kappa; \quad (4)$$

$$T_2(r, \alpha, t) = T_n. \quad (5)$$

На фронте кристаллизации тепловой контакт считается идеальным, поэтому при $r = r_\phi(t)$ и $\varphi = \varphi_\phi(t)$ температуры жидкости и твердой фазы равны температуре кристаллизации.

$$T_1(r_\phi, \varphi_\phi, t_\phi) = T_2(r_\phi, \varphi_\phi, t_\phi) = T_\kappa. \quad (6)$$

На движущемся фронте фазового перехода выделяется скрытая теплота кристаллизации L_1 , которая отводится через твердую фазу вместе с теплом перегрева [4]. Следовательно,

$$\lambda_2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial \varphi} \right)_\phi = L_1 \rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \lambda_1 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} \right)_\phi. \quad (7)$$

Это уравнение теплового баланса на фронте кристаллизации служит для определения $\varepsilon(t)$.

Из уравнений (1 – 3) и граничных условий (4 – 7) следует найти три неизвестные функции $T_1(r, \varphi, t)$, $T_2(r, \varphi, t)$, $\varepsilon(t)$.

Решение задачи

Уравнение (1) можно переписать, вводя коэффициент теплопроводности $a_1 = \lambda_1 / \rho_1 c_{V1}$ в виде

$$\frac{\partial T_1}{\partial t} + \nu_r \frac{\partial T_1}{\partial r} = a_1 \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} \right]. \quad (8)$$

Приближенное решение по r представим в виде линейной функции по r :

$$T_1 = T_n - \frac{r - R_1}{r_\phi - R_1} (T_n - T_\kappa). \quad (9)$$

Решение (8) ищем вариационным методом, постепенно усложняя задачу. Вначале найдем зависимость по φ для стационарного случая

$$\nu_r \frac{\partial T_1}{\partial r} = a_1 \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \varphi^2} \right]. \quad (10)$$

Опуская индекс 1 при температуре и обозначая производные в виде $T_r = \partial T / \partial r$, $T_{\varphi\varphi} = \partial^2 T / \partial \varphi^2$, $T_{rr} = \partial^2 T / \partial r^2$, получим

$$\frac{\nu_r}{a_1} r T_r - T_r - r T_{rr} - \frac{1}{r} T_{\varphi\varphi} = 0. \quad (11)$$

Функционал, соответствующий уравнению (11) запишем в виде

$$\int_{R_2}^{r_\phi} \int_0^{\varphi\phi} \left[2 \frac{\nu_r}{a_1} r T_r^0 T + r T_r^2 + \frac{1}{r} T_\varphi^2 \right] dr d\varphi = L, \quad (12)$$

где $T_r^0 = \partial T^0 / \partial r$, а индекс 0 при T_r обозначает неварьируемую производную от температуры.

Ищем функцию, минимизирующую функционал (12), в виде

$$T = T(r) f(\varphi) = \left[T_n - \frac{r - R_1}{r_\phi - R_1} (T_n - T_\kappa) \right] f(\varphi). \quad (13)$$

Вычисляя производные по r и φ от (13), получаем

$$T_r = \frac{T_n - T_\kappa}{r_\phi - R_1} f(\varphi), \quad T_\varphi = \left[T_n - \frac{r - R_1}{r_\phi - R_1} (T_n - T_\kappa) \right] f'(\varphi). \quad (14)$$

Подставляя (13) и (14) в (12) и интегрируя по r , находим

$$\int_0^{\varphi\phi} \left\{ A_1 f^0(\varphi) f(\varphi) + E f^2(\varphi) + B [f'(\varphi)]^2 \right\} d\varphi = L, \quad (15)$$

где A_1, E, B – константы интегрирования по r .

Функция $f(\varphi)$ выбирается так, чтобы интеграл (15) был минимальным. Этому условию удовлетворяет функция, обращающая в

нуль вариацию, что соответствует выполнению уравнения Эйлера – Лагранжа:

$$\delta L = \frac{\partial L}{\partial f(\varphi)} - \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\partial L}{\partial f'(\varphi)} \right) = 0. \quad (16)$$

Взяв вариацию, получим

$$f''(\varphi) - \frac{A}{B} f(\varphi) = 0, \quad (17)$$

где $A = \frac{A_1}{2} + E$.

Решением (17) будет функция [5]

$$f(\varphi) = C_1 \operatorname{ch} \varphi \sqrt{\frac{A}{B}} + C_2 \operatorname{sh} \varphi \sqrt{\frac{A}{B}}. \quad (18)$$

Постоянные C_1 и C_2 найдем из граничных условий для функции $f(\varphi)$: $T = T_k$ при $\varphi = \varphi_\phi$, $\partial T / \partial \varphi = 0$ при $\varphi = 0$. Учитывая их в (18) и вычисляя, получим $C_2 = 0$,

$$C_1 = 1 / (\operatorname{ch} \varphi_\phi \sqrt{A/B}).$$

Подставляя их в (18), а последнее в (13), находим решение уравнения (11)

$$T = \frac{[T_n(r_\phi - r) + T_\kappa(r - R_1)] \operatorname{ch} \varphi \sqrt{\frac{A}{B}}}{(r_\phi - R_1) \operatorname{ch} \varphi_\phi \sqrt{\frac{A}{B}}}. \quad (19)$$

Поиск решения полного нестационарного уравнения теплопроводности осуществляется тем же методом, что и при нахождении зависимости по φ . Функционал, соответствующий уравнению (8), имеет вид

$$L = \int_0^{t_\phi} \int_0^{\varphi_\phi} \int_{R_2}^{r_\phi} \left[2 \frac{\nu_r}{a_1} r T_r^0 T + 2 \frac{r}{a_1} T T_t^0 + r T_r^2 + \frac{1}{r} T_\varphi^2 \right] dr d\varphi dt. \quad (20)$$

Решение (8) ищем в виде функции (19), умноженной на неизвестную функцию $f(t)$:

$$T = \frac{[T_n(r_\phi - r) + T_\kappa(r - R_1)] \operatorname{ch} \varphi \sqrt{\frac{A}{B}}}{(r_\phi - R_1) \operatorname{ch} \varphi_\phi \sqrt{\frac{A}{B}}} f(t). \quad (21)$$

Подстановка (21) в (20) и интегрирование по r и φ дает

$$L = \int_0^{t_\phi} \left\{ K f^0(t) f(t) + M f(t) [f'(t)]^0 + P f^2(t) + Q f^2(t) \right\} dt, \quad (22)$$

где K, M, P, Q – константы интегрирования по r и φ в области жидкой фазы.

Взяв вариацию от (22) по $f(t)$ и приравняв её нулю, получим

$$Mf'(t) + G_1 f(t) = 0.$$

Решением этого уравнения будет функция

$$f(t) = C \exp(-G_1 t / M). \quad (23)$$

Постоянную C найдем из условия на фронте кристаллизации

$$T_1(r = r_\phi, \varphi = \varphi_\phi, t = t_\phi) = T_\kappa. \quad (24)$$

Для этого запишем решение нестационарной задачи

$$T_1 = \left[\frac{[T_n(r_\phi - r) + T_\kappa(r - R_1)]ch\varphi\sqrt{\frac{A}{B}}}{(r_\phi - R_1)ch\varphi_\phi\sqrt{\frac{A}{B}}} \right] \cdot C \exp\left(-\frac{G_1}{M}t\right). \quad (25)$$

Учитывая (24) в (25), получим $C = \exp(G_1 t_\phi / M)$.

Следовательно, решением уравнения будет функция

$$T_1 = \left[\frac{[T_n(r_\phi - r) + T_\kappa(r - R_1)]ch\varphi\sqrt{\frac{A}{B}}}{(r_\phi - R_1)ch\varphi_\phi\sqrt{\frac{A}{B}}} \right] \cdot \exp\left(-\frac{G_1}{M}(t - t_\phi)\right). \quad (26)$$

Точно так же найдем распределение температуры в твердой области слитка. Для этого уравнение (2) разделим на $\rho_2 c_{V2}$ и введем теплопроводность твердого металла: $a_2 = \lambda_2 / \rho_2 c_{V2}$. С учетом этого уравнение (2) примет вид

$$\frac{\partial \Phi_2}{\partial t} = a_2 \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_2}{\partial \varphi^2} \right]. \quad (27)$$

Применяя граничные и начальные условия в виде $T_2 = T_\kappa$ при $r = r_\phi, \varphi = \varphi_\phi, t = t_\phi$; $T_2 = T_n$ при $\varphi = \alpha$ и $r = R_2$ и используя вариационную формулировку в сочетании с методом частичного интегрирования, получим

$$T_2 = \left[T_\kappa - \frac{r - r_\phi}{R_2 - r_\phi} (T_\kappa - T_n) \right] \times$$

$$\times \frac{\operatorname{sh} \left[(\alpha - \varphi) \sqrt{\frac{A_2}{B_2}} \right] + \operatorname{sh} \left[(\varphi - \varphi_\phi) \sqrt{\frac{A_2}{B_2}} \right]}{\operatorname{sh} \left[(\alpha - \varphi_\phi) \sqrt{\frac{A_2}{B_2}} \right]} \exp \left[-\frac{2G_2(t - t_\phi)}{F_2} \right]. \quad (28)$$

Для вычисления скорости кристаллизации перепишем уравнение (7) в виде

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{1}{L_1 \rho} \left[\lambda_2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_2}{\partial \varphi} \right)_\phi - \lambda_1 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} \right)_\phi \right], \quad (29)$$

Вычислим производные по φ от выражений (26) и (28) и подставим их в (29). Используя условие на фронте кристаллизации (3), найдем скорость кристаллизации по радиусу

$$r_\phi \frac{dr_\phi}{dt} (\alpha - \varphi_\phi) =$$

$$= \frac{T_\kappa}{L_1 \rho} \left\{ -\lambda_2 \sqrt{\frac{A_2}{B_2}} \frac{1 - \operatorname{ch} \left[(\alpha - \varphi_\phi) \sqrt{\frac{A_2}{B_2}} \right]}{\operatorname{sh} \left[(\alpha - \varphi_\phi) \sqrt{\frac{A_2}{B_2}} \right]} + \lambda_1 \sqrt{\frac{A_2}{B_2}} \frac{\operatorname{sh} \varphi_\phi \sqrt{\frac{A_2}{B_2}}}{\operatorname{ch} \varphi_\phi \sqrt{\frac{A_2}{B_2}}} \right\}. \quad (30)$$

Приведем вид выражений A , B , A_2 , B_2 , необходимых для численных расчетов:

$$B = T_n^2 \ln \frac{r_\phi}{R_1} - 2T_n (T_n - T_\kappa) \left(1 - \frac{R_1}{r_\phi - R_1} \ln \frac{r_\phi}{R_1} \right) +$$

$$+ (T_n - T_\kappa)^2 \left[\frac{R_1^2 \ln \frac{r_\phi}{R_1}}{(r_\phi - R_1)^2} - \frac{3R_1 - r_\phi}{2(r_\phi - R_1)} \right],$$

$$A = \frac{\nu_r}{2a_1} (T_n - T_\kappa) \left[T_n (r_\phi + R_1) - \frac{T_n - T_\kappa}{3} (R_1 + 2r_\phi) \right] +$$

$$+ \frac{(T_n - T_\kappa)^2}{2} \left(\frac{r_\phi + R_1}{r_\phi - R_1} \right),$$

$$\begin{aligned}
B_2 = T_\kappa^2 \ln \frac{R_2}{r_\phi} - 2T_\kappa (T_\kappa - T_n) & \left(1 - \frac{r_\phi}{R_2 - r_\phi} \ln \frac{R_2}{r_\phi} \right) + \\
+ (T_\kappa - T_n)^2 & \left[\frac{r_\phi^2 \ln \frac{R_2}{r_\phi}}{(R_1 - r_\phi)^2} - \frac{3r_\phi - R_2}{2(R_2 - r_\phi)} \right], \\
A_2 = \frac{(r_\phi + R_2)(T_\kappa - T_n)^2}{2(R_2 - r_\phi)}.
\end{aligned}$$

Результаты решения

Если зафиксировать в (30) $(\alpha - \varphi_\phi)$, то получим зависимость $r_\phi(t)$ на данном значении угла

$$r_\phi \frac{dr_\phi}{dt} = \frac{T_\kappa}{L_1 \rho (\alpha - \varphi_\phi)} C^*, \quad (31)$$

где C^* обозначает выражение в фигурных скобках (30).

Решая уравнение (31), находим

$$r_\phi = \sqrt{-\frac{2T_\kappa C^*}{L_1 \rho (\alpha - \varphi_\phi)} t + R_2^2}, \quad (32)$$

где учтено, что $r_\phi = R_2$ при $t = 0$.

Выводы

Для разных углов φ_ϕ и моментов времени были выполнены вычисления координат фронта кристаллизации стального слитка при следующих численных значениях размеров изложницы и параметров жидкой и твердой стали: $R_1=3,4$ м, $R_2=5,4$ м, $\alpha=10^\circ$, $T_n=1833$ К, $T_\kappa=1733$ К, $T_n=1433$ К, $\nu_r=10^{-2}$ м/с, $a_1=4,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с, $\lambda_1=26,5$ Вт/(м·К), $\lambda_2=30,3$ Вт/(м·К), $\rho=7,31 \cdot 10^3$ Кг/м³, $L_1=2,72 \cdot 10^5$ Дж/кг.

Для моментов времени $t = 1; 5; 10; 20; 50; 100; 400; 600; 10^3; 2 \cdot 10^3; 2,2 \cdot 10^3$ с получены графики зависимости $r_\phi(\varphi_\phi)$ в левой половине изложницы. Из анализа графиков следует, что затвердевание металла в изложнице идет вначале быстро, а затем замедляется в соответствии с законом квадратного корня. Следует отметить, что затвердевание металла вблизи угла изложницы происходит быстрее, чем в области боковой стенки и дна. Кроме того, в конце затвердевания наблюдается глубокая жидкая лунка по оси слитка, которая может привести к образованию усадочных раковин.

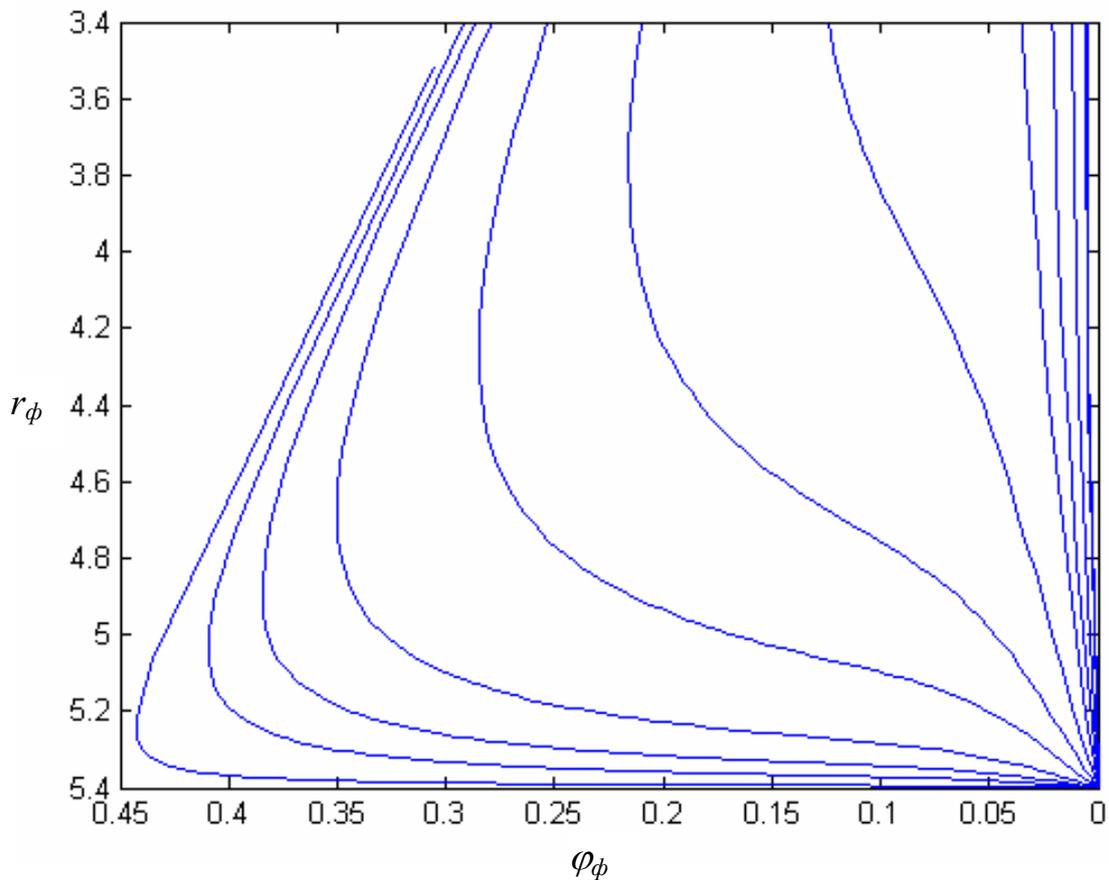


Рис. 2. Положение фронта затвердевания в левой половине изложницы с обратной конусностью для слитка высотой 2 м и шириной дна 0,9 м для моментов времени $t = 1; 5; 10; 20; 50; 100; 400; 600; 10^3; 2 \cdot 10^3; 2,2 \cdot 10^3$ с. Отсчет кривых идет слева направо соответственно времени

Обозначения

α – угол конусности боковых стенок изложницы, град; R_1 и R_2 – верхний и нижний радиусы изложницы, м; r , φ , z – цилиндрические координаты точек внутри изложницы; T_1 и T_2 – температуры внутри жидкого и твердого металлов, К; T_k – температура кристаллизации, К; T_n – температура дна и боковой поверхности изложницы, К; T_n – начальная температура заливки, К; t – время, с; v_φ и v_r – азимутальная и радиальная составляющие скорости жидкого металла, м/с; ρ_1 и ρ_2 – плотности жидкого и твердого металлов, кг/м³; ρ – средняя плотность металла, кг/м³; c_{V1} и c_{V2} – удельные теплоемкости жидкого и твердого металла, Дж/(кг·К); λ_1 и λ_2 – теплопроводности жидкого и твердого металла, Вт/(м·К); φ_ϕ и r_ϕ – азимутальная и радиальная координаты точки на фронте затвердевания; t_ϕ – время на фронте кри-

сталлизации, с; L_1 – теплота кристаллизации, Дж/кг; ε – толщина затвердевшей корки, м; a_1 и a_2 – температуропроводности жидкого и твердого металла, $\text{м}^2/\text{с}$; T_r^0 и T_t^0 – неварьируемые производные от температуры по радиусу и по времени; T – функция температуры; T_r и T_{rr} – первая и вторая производные от температуры по радиусу; T_φ и T_t – первые производные от температуры по углу и по времени; $T_{\varphi\varphi}$ – вторая производная от температуры по углу; L – функционал или лагранжиан; A_1, E, B, A_2, B_2 – константы интегрирования по радиусу; δL – вариация функционала; $f(\varphi)$ – функция от угла; $f'(\varphi)$ и $f''(\varphi)$ – первая и вторая производные по φ ; C_1, C_2 – константы интегрирования по углу; $K, M, P, Q, G_1, M, G_2, F_2$ – константы интегрирования по r и φ . Индексы: n – поверхность; k – кристаллизация; n – начальный; ϕ – фронт.

Список литературы

1. Недопекин Ф.В. Математическое моделирование гидродинамики и тепломассопереноса в слитках. – Ижевск, 1995. – 170 с.
2. Самойлович Ю.А., Тимошпольский В.И., Трусова И.А. Филиппов В.В. Стальной слиток. – Т. 2.. – Минск: «Белорусская наука», 2000 – 354 с.
3. Дремов В.В., Недопекин Ф.В. Аналитический расчет затвердевания расплава в изложнице // ИФЖ. – 2002. – Т. 75. – № 6. – С. 179 – 184.
4. Любов Б.Я. Теория кристаллизации в больших объемах. – М., 1975. – 20 с..
5. Камкэ Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям. – М., 1971. – 365 с.

Рукопись поступила 01.03.2008 г.

Ерёмин А.О. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ОТОПЛЕНИЯ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ

Проанализированы современные способы отопления топливных промышленных нагревательных печей с точки зрения качества нагрева металла, энерго- и ресурсосбережения и снижения количества вредных выбросов в атмосферу. Предложен новый объёмно-регенеративный способ сжигания топлива, применение которого в промышленных нагревательных печах обеспечивает высокий уровень технико-экономических показателей. Приведены данные по результатам промышленной эксплуатации нагревательной печи с реализованным объёмно-регенеративным сжиганием топлива.

Введение

Современная теория печей рассматривает комплексный подход к теплотехническим и технологическим процессам, проходящим в нагревательных устройствах. Печная теплотехника направлена на обеспечение заданной технологии тепловой обработки материала, но, в то же время, технологический процесс может происходить в рабочем пространстве печи одновременно с теплотехническим, как, например, при выплавке металла, обжиге огнеупоров, при термообработке. В другом случае технологический процесс следует за теплотехническим и происходит вне печи, например, при нагреве металла перед обработкой давлением: прокаткой, ковкой, прессованием. И, наконец, теплотехнический режим может определяться технологией предыдущего процесса – как это происходит при нагреве слитков с жидкой сердцевиной в нагревательных колодцах. Таким образом, теплотехнические процессы, проходящие в нагревательных устройствах, тесно связаны и неразделимы с технологическими.

Целью теории печей является конструирование агрегатов, удовлетворяющих всем технологическим требованиям к производимой продукции, имеющих современные технико-экономические показатели и соответствующие экологическим нормам по вредным выбросам, загрязняющим окружающую среду. Теория печей – это теория их конструирования и эксплуатации.

Постановка задачи

В настоящей работе рассматриваются современные широко распространенные способы сжигания топлива в промышленных нагревательных печах. Проанализированы недостатки существующих методов отопления печей. Целью является разработка принципов нового объёмно-регенеративного способа сжигания топлива, при котором достигаются высокие технико-экономические показатели работы печи при условии обеспечения высокого качества нагрева металла.

Анализ существующих способов отопления промышленных нагревательных печей

Основным показателем тепловой работы печей является их экономичность при условии соблюдения требований по качеству обрабатываемого материала. Потребление энергии в большинстве нагревательных устройств отечественных предприятий превышает уровень, достигнутый в промышленно развитых странах в несколько, а иногда и в десятки раз. Это объясняется неудовлетворительной работой топливосжигающих устройств, несовершенством системы утилизации теплоты дымовых газов, высокими потерями теплоты через ограждение печи и другими причинами. Технология также влияет на топливопотребление печей – неравномерность и нестандартность нагрева садки вынуждает искусственно затягивать процесс обработки материалов, что также увеличивает потребление топлива.

Основной причиной перерасхода энергии, по мнению многих авторов, является неудовлетворительная утилизация теплоты дымовых газов [1 – 3]. Ряд печей эксплуатируется и вовсе без теплоутилизаторов. Доля потерь тепла с уходящими дымовыми газами в тепловом балансе нагревательных печей может достигать 50 и более процентов. Поэтому основным резервом экономии топлива является возврат теплового потенциала дымовых газов в рабочее пространство печи с реагентами горения и, реже, с нагреваемым материалом.

Как показывает опыт эксплуатации современных нагревательных печей максимальную экономию топлива можно получить, применяя современные горелочно-утилизационные устройства – в первую очередь – регенеративные горелки [4, 5]. Экономия топлива при их применении может достигать 50 %. Эффективность работы регенеративных горелок и теплообменников с высокоразвитой поверхностью теплообмена объясняется тем, что в этих устройствах утилизируется до 90 % теплоты дымовых газов. С 80-х годов прошлого века, когда регенеративные горелки стали активно внедряться в производ-

ство, по настоящее время реконструированы практически все типы нагревательных печей. Известны примеры использования регенеративных горелок в нагревательных колодцах, методических, камерных нагревательных и термических печах, печах для плавления алюминия и стекольных плавильных печах [2, 4, 6, 13, 16]. Регенеративные горелки используют в котлах и для нагрева ковшей [7], в термических печах разнообразной конструкции.

Однако применение высокотемпературного подогрева воздуха имеет и ряд недостатков, которые не позволяют говорить о решении проблемы теплотехники печных агрегатов и совершенстве их тепловой работы.

Во-первых, известно, что образование оксидов азота, являющихся основными загрязнителями при сжигании топлива, напрямую связано с температурой факела. Согласно механизму образования оксидов азота, предложенному Я.Б. Зельдовичем ещё в 1947 году [8] «быстрые» и «топливные» оксиды азота образуются в области сравнительно низких температур (1000 – 1900 К) – в корневой части факела. Скорости образования «быстрых» и «топливных» оксидов азота слабо зависят от температуры, но и их количество не является определяющим. «Термические» оксиды азота образуются при температурах свыше 1300 К. На содержание «термических» NO_x в продуктах сгорания наибольшее влияние оказывают: температура факела и продуктов горения, условия смесеобразования и температуры подогрева компонентов горения [9]. Содержание оксидов азота в дымовых газах зависит, в основном, от количества «термических» NO_x , образовавшихся при горении. Таким образом, высокотемпературный подогрев воздуха в регенераторах регенеративных горелок приводит к резкому возрастанию количества выбросов оксидов азота, не компенсирующихся даже снижением расхода топлива.

Во-вторых, высокотемпературный факел, образующийся при использовании регенеративных горелок усиливает эффект неравномерного нагрева садки как по длине рабочего пространства (нестандартность нагрева), так и по сечению нагреваемого металла – за счёт возрастания теплового потока на поверхности металла, обращённой к факелу. К недостатку факельного сжигания в регенеративных печах можно отнести местный перегрев и оплавление металла высокотемпературным факелом [10].

В-третьих, по этой же причине, интенсифицируется процесс окатинообразования, скорость которого также зависит от температуры среды и печной атмосферы [11].

В настоящее время имеется ряд решений, направленных на устранение перечисленных недостатков в топливных промышленных печах.

Все известные в настоящее время способы нейтрализации вредных выбросов промышленных печей можно подразделить на две основные группы [12]:

- технологические методы снижения концентрации вредных выбросов;

- методы, связанные с применением специального оборудования для химической очистки дымовых газов. Следует отметить, что химические, сорбционные, окислительно-сорбционные и восстановительные методы снижения вредных выбросов очень дороги и связаны с введением в технологические линии дополнительных очистных систем и агрегатов, стоимость которых зачастую превышает стоимость основного оборудования.

К технологическим методам относятся:

- подготовка топлива (добавление присадок, воды и (или) пара, обессеривание топлива и др.);

- впрыск воды и (или) пара в воздух горения;

- впрыск воды и добавление пара в очаг горения;

- искусственная и естественная рециркуляция;

- ступенчатое и многоступенчатое сжигание топлива;

- сжигание с малым избытком воздуха;

- улучшение условий теплообмена (повышение светимости факела) и т.д.

Практически, все перечисленные методы направлены на снижение температуры очага горения или растягивание факела по объёму печи.

Основным способом достижения равномерности нагрева садки в печах является рациональное управление движением газов, обеспечивающее равномерный перенос теплоты к локальным участкам металла и футеровки [10].

В существующих печах равномерности и стандартности нагрева добиваются путём применения внутренней и внешней рециркуляции, реверса печных газов, импульсного нагрева, качания горелок, изменения направления факела струёй компрессорного воздуха и другими способами управления температурным полем.

Эти методы также связаны, в основном, с устранением локальных высокотемпературных зон факела и созданием для металла равнозначных (стандартных) условий нагрева. Ниже приведены некоторые

примеры создания равномерных условий нагрева металла в пламенных нагревательных печах.

В работе [14] снижение температуры факела в нагревательных колодцах предлагается осуществлять за счёт подмешивания дыма в воздух горения. При этом снижается выход оксидов азота в атмосферу, существенно повышается равномерность нагрева, увеличивается количество движения продуктов сгорания. Это дополнительно приводит к росту конвективного теплообмена.

Развитие эта идея получила в современной технологии сжигания топлива, получившей название «FLOX[®]» (flammlose Oxidation)» [15]. Инертный газ, в основном – дым, образующийся при горении, смешивается с реагентами – топливом и воздухом в такой пропорции, что пики температуры во фронте пламени сглаживаются, и горение переходит из факельного сжигания в объёмное.

Организации двухстадийной подачи топлива в регенеративных нагревательных колодцах посвящена работа [17]. Авторами предлагается улучшить качество сжигания топлива путём одновременной подачи части топлива и воздуха под углом 90° друг к другу и увеличением пути перемешивания за счёт организованного двухстадийного сжигания, когда вторая часть топлива смешивается с продуктами сгорания, включающими избыточный кислород. Способ отопления нагревательного колодца с изменением расхода воздуха при постоянном расходе топлива описан в [18]. Изменение температурного поля и формы факела реализовано с помощью периодического добавления высококалорийного топлива в низкокалорийное [19].

Таким образом, известные решения по улучшению равномерности и стандартности нагрева металла авторы большинства работ связывают с улучшением условий внешнего теплообмена в рабочем пространстве печи, главным образом с переходом факельного сжигания топлива в режимы, приближённые к объёмному сжиганию.

Объёмное сжигание топлива в печах

Объёмное сжигание топлива или приближённый к нему режим многостадийного сжигания существенно снижает и окалинообразование в печах. Разработкой и внедрением печных агрегатов малоокислительного нагрева с многоступенчатым (стадийным) сжиганием топлива активно занимались ГПИ «Стальпроект», ПО «Теплопроект», МИСиС, НМетАУ и другие организации. Нагревательные печи малоокислительного нагрева были построены и эксплуатировались в Днепропетровске (ДМК им. Дзержинского), Ступинском и Челябинском металлургических комбинатах, других машиностроительных за-

водах. Ряд нагревательных печей традиционной конструкции также были переведены на стадийное сжигание топлива. Это относится к нагревательным методическим печам комбината «Криворожсталь», Орско-Халиловского металлургического комбината и др. Эксплуатация кольцевой печи Челябинского металлургического комбината, в которой под наблюдением специалистов было нагрето 50 тыс. тонн трансформаторной стали, показала 5 – 6 кратное снижение количества угара металла при стадийном процессе сжигания топлива в печи [20].

Как было показано выше, применение объёмного сжигания топлива приводит к изменению условий локальной теплопередачи от нагревающей среды к металлу и футеровке в различных точках, то есть к выравниванию условий внешнего теплообмена. Отсутствие концентрированных источников теплоты, наиболее ярко выраженных при факельном способе сжигания топлива, приводит к тому, что вся поверхность нагреваемого металла находится в равнозначных условиях нагревания. При объёмном сжигании топлива не имеет значения расположение и количество дымовых окон и горелочных устройств, так как в этом случае отсутствует ярко выраженная траектория охлаждающихся, по мере движения, дымовых газов и, соответственно, не наблюдается переменное температурное поле по ходу движения греющей среды. Единственным условием стандартности нагрева садки при объёмном сжигании является отсутствие застойных зон, а точнее металла, находящегося в застойных зонах. Именно с этой точки зрения важен выбор типа, количества горелочных устройств и дымовых окон в печи. Объёмное сжигание топлива является эффективным способом улучшения равномерности нагрева металла, снижения количества выбросов в атмосферу и уменьшения угара металла.

Объёмное сжигание топлива может быть организовано различными способами. Это возможно с помощью интенсивной крупномасштабной рециркуляции продуктов горения в печи. Такой способ реализован в уже упомянутой «FLOX[®]» технологии сжигания топлива. Другим способом является сжигание топлива при регулируемом перемешивании его с воздухом. К нему можно отнести импульсное отопление, работу горелок на переменной во времени мощности, изменение направления факела и т.д. При этом к объёмному сжиганию наиболее близок способ многоступенчатого (или иначе стадийного) сжигания топлива.

Возможность применения «FLOX[®]» технологии сжигания топлива (или иначе беспламенного окисления) в промышленных печах связана с рядом вопросов. J.G. Wüning в рекламной статье о беспламенном окислении FLOX[®] говорит о том, что «горение не происходит при

любом составе предварительной смеси. Если при горении со стабильным пламенем подмешивать в воздух для горения инертный газ (имеется в виду дым, Примечание автора), горение происходит стабильно лишь до определенной степени. Как только эти границы пересекаются, пламя становится нестабильным, обрывается и, в конце концов, гаснет». То есть организация внутренней рециркуляции печных газов в определённом интервале кратности рециркуляции приводит к затуханию факела. Если же кратность рециркуляции увеличить выше определённого предела, то «газообразное топливо невидимо и бесшумно полностью реагирует...».

Таким образом, не понятно, как можно изменять мощность горелок FLOX® без риска погасания факела при переходе к объёмному горению или при возврате из объёмного горения к факельному. Также не ясно, как изменяется кратность рециркуляции при изменении тепловой мощности горелки. В работе [15] и в рекламных материалах не показан диапазон регулирования горелок, который, по видимому, весьма узок в связи с необходимостью обеспечения кратности рециркуляции в нужных пределах и поддержания условий устойчивого объёмного горения.

Практическая реализация ступенчатого сжигания топлива для промышленных печей также сопряжена с рядом трудностей. Это и сложная система трубопроводов, и дополнительная запорная и регулирующая арматура, и усложнение системы автоматики. Наряду с этим остаётся нерешённым вопрос организации многоступенчатого режима сжигания при переменной тепловой мощности горелок, связанной с ведением теплового процесса. В работе [20] отмечается, что при простое прокатного оборудования и вынужденной выдержки в печи металла, снижение расхода топлива приводило к сложности, а подчас и невозможности поддержания в печи заданного избыточного давления и контролируемой атмосферы. Также, во избежание перегрева металла, приходилось искусственно переносить дожигание топлива за рекуператор в боров, что не могло не сказаться на ухудшении технико-экономических показателей печи и условий эксплуатации рекуператора. При нарушении подачи топлива или воздуха в одну из горелок возникали неконтролируемые высокотемпературные зоны, приводящие к оплавлению металла. Кроме этого, для предотвращения попадания продуктов неполного сгорания в цех, над печами приходилось устанавливать кожухи, под которые подавался воздух.

Сложность практической реализации «беспламенного окисления» и многоступенчатого горения в промышленных печах даёт основание для организации объёмного горения путём заданного замедленного

перемешивания топлива с воздухом. При этом становится возможной локальная подача в рабочую камеру печи воздуха в количестве, необходимом для полного сжигания топлива. Топливо в рабочем пространстве печи сгорает с недостатком воздуха. Факел становится растянутым, без высокотемпературных зон. Полное горение заканчивается после выхода из печи дымовых газов и небольшого остатка топлива и окислителя.

Объёмно-регенеративный способ сжигания топлива

До настоящего времени принудительное некачественное перемешивание топлива с воздухом в промышленных печах не получило распространения. Традиционные горелочные устройства проектируются таким образом, чтобы обеспечить наиболее полное перемешивание топлива с воздухом. Неудовлетворительное перемешивание реагентов горения ведёт к образованию, так называемого, физического недожога и перерасходу топлива на обеспечение технологического процесса. Это можно отнести практически ко всем нагревательным печам, оборудованным рекуператорами или эксплуатируемым без теплоутилизаторов. Дожигание топлива вне рабочего пространства рекуперативных печей ведёт к перегреву рекуператоров, выходу их из строя, а в случае, когда теплообменник отсутствует – вообще к прямым потерям топлива.

В регенеративных печах ситуация несколько иная. Если полное сжигание топлива организовать до выхода дымовых газов из насадки регенераторов, то выделившаяся химическая теплота будет возвращена в печь с подогретым воздухом или топливом во время цикла нагрева реагентов в регенераторе. Единственным условием в таком случае является недопущение дожигания топлива после насадки регенераторов. Таким образом, в нагревательных печах, оборудованных регенераторами, возможна организация объёмного сжигания топлива за счёт регулируемого качества перемешивания топлива и воздуха, подогретого в регенераторах, при котором во всём объёме рабочей камеры создаётся малоокислительная атмосфера. Следует отметить, что применение регенераторов с высокоразвитой поверхностью теплообмена, например с шариковой или сотовой насадкой, в таком случае предпочтительно. Это объясняется тем, что, благодаря малым размерам насадки таких регенераторов, они размещаются в непосредственной близости к печи. Уменьшаются потери теплоты при движении горячего дыма и подогретого воздуха на участке между регенератором и печью, полностью исключаются подсосы холодного воздуха в дым и

выбивание подогретого воздуха, связанные с негазоплотностью боро- вов, имеющих место при традиционных кирпичных регенераторах.

Организация такого объёмно-регенеративного способа сжигания топлива в нагревательных печах возможна путём разделения потоков топлива и воздуха в горелочном устройстве, которое обеспечивало бы заданное качество перемешивания этих реагентов. На качество сме- шивания влияют две группы факторов: конструктивные и газодина- мические. Принцип организации объёмно-регенеративного способа сжигания топлива изложен ниже.

Благодаря выбору количества, геометрических параметров и вза- имного расположения газовых сопел и каналов для подвода подогре- того в регенераторах воздуха для горения, а также выбору динамиче- ских характеристик потоков топлива и воздуха в газовых соплах и каналах для подвода воздуха, создаются такие условия перемешива- ния реагентов горения, при которых сжигание происходит во всём объёме рабочего пространства регенеративной нагревательной печи. Угол встречи потоков реагентов, форма профиля потоков и скорость истечения топлива и воздуха рассчитываются в соответствии с тре- буемой технологией и температурными параметрами нагрева. Регули- рование скорости перемешивания обеспечивает физический недожог на выходе из рабочего пространства регенеративной нагревательной печи на уровне 0,1 – 5 %. При меньшей величине физического недо- жога на выходе из регенеративной нагревательной печи в рабочей ка- мере происходит полное сжигание и объёмно-регенеративный способ сжигания переходит в факельный. Так как на выходе из рабочего про- странства в дымовых газах имеется несгоревшее топливо и неисполь- зованный для горения кислород, горение продолжается при движении продуктов сгорания от рабочего пространства до регенераторов на- гривательной печи. Возможно также догорание топлива и в верхних рядах насадки регенераторов. Если величина физического недожога на выходе из рабочего пространства регенеративной нагревательной печи превышает 5 %, то процесс горения будет продолжаться после регенераторов и коэффициент использования топлива в рабочем про- странстве регенеративной нагревательной печи снизится. В любом случае анализ дыма на выходе из регенератора не должен выявлять наличие монооксида углерода CO, водорода и других горючих эле- ментов топлива. Отсутствие высокотемпературных зон горения, при- сущих факельному способу сжигания, при объёмно-регенеративном способе сжигания топлива приводит к снижению количества образо- вавшихся в процессе горения оксидов азота на 20 – 50 % [21].

Равномерное температурное поле в рабочем пространстве печи при объёмно-регенеративном способе сжигания топлива в сочетании с реверсивным изменением направления траектории движения дымовых газов в регенеративной печи, предопределяет равномерность нагрева изделий во всём объёме рабочего пространства.

Кроме этого при объёмно-регенеративном сжигании топлива за счёт высокотемпературного подогрева реагентов горения экономия топлива достигает величины, характерной для традиционных регенеративных горелок – до 50 %.

Реализация объёмно-регенеративного способа сжигания топлива

Принцип объёмно-регенеративного сжигания топлива реализован в промышленных условиях. По проекту кафедры ТЭМП в 2003 – 2004 г.г. на комбинате «Криворожсталь» была проведена реконструкция системы отопления типового рекуперативного нагревательного колодца с центральной горелкой путём замены трубчатых керамических рекуператоров на малогабаритные регенераторы с насадкой, состоящей из корундовых окатышей [22].

По результатам работы нагревательного колодца с шариковыми регенераторами за четыре года его эксплуатации нами были сделаны следующие выводы.

– Благодаря объёмному сжиганию топлива, реверсу и рециркуляции газов отсутствует перепад температур по высоте камеры колодца, характерный для рекуперативных колодцев с отоплением из центра подины.

– В связи с выравниванием температуры по высоте камеры спуск жидкого шлака происходит при более низких, по сравнению с рекуперативными нагревательными колодцами, температурах в ячейке (1340 – 1350 °С), фиксируемых стационарным прибором.

– Выравнивание температуры по высоте колодца привело к снижению длительности томления слитков и общей длительности нагрева.

– Уменьшилось время пребывания слитков в условиях высоких температур и угар металла. Снижение количества окалины подтверждено исследованиями теплотехнической лаборатории комбината.

– Температура подогрева воздуха в шариковых регенераторах нагревательного колодца превышает 1000 °С в результате чего коэффициент использования теплоты топлива увеличился с 0,55 до 0,75.

– Экономия топлива в реконструированном нагревательном колодце в среднем составила 30 %. Срок окупаемости реконструкции

нагревательного колодца – 1 год. Восстановление газовых рекуператоров позволит получить дополнительную экономию топлива.

Положительный опыт эксплуатации нагревательного колодца цеха Блюминг-1 «АрселорМиттал Кривой Рог» (бывш. «Криворожсталь») стал основанием для реконструкции ещё одного нагревательного колодца этого предприятия, которая была осуществлена силами комбината. Второй регенеративный нагревательный колодец, в котором был реализован объёмно-регенеративный принцип сжигания топлива был пущен в промышленную эксплуатацию в 2007 году. Все решения по реализации принципа объёмно-регенеративного способа сжигания топлива получены на кафедре ТЕМП с помощью математического и физического моделирования [23, 24].

Выводы

Предложенный объёмно-регенеративный способ сжигания топлива имеет следующие преимущества по сравнению с широко распространённым факельным сжиганием газа в печах и известными способами объёмного сжигания топлива.

Достигается хорошая равномерность нагрева металла как по высоте, так и по длине рабочего пространства нагревательной печи.

За счёт высокотемпературного подогрева воздуха горения достигается 25 – 50 % экономия топлива.

Снижается угар металла и количество вредных выбросов, образующихся при сжигании топлива за счёт устранения высокотемпературных зон в печи.

Успешная четырёхлетняя промышленная эксплуатация нагревательного колодца с реализованным объёмно-регенеративным способом сжигания топлива показала перспективность развития данного направления топливоиспользования и целесообразность реконструкции нагревательных печей для реализации предложенного мероприятия.

Список литературы

1. Губинский В.И. Нагревательные печи металлургии – сегодня и завтра // Теория и практика металлургии. – 2004. – № 6. – С. 56 – 60.

2. Дистергефт И.М., Дружинин Г.М., Щербинин В.И., Савельев В.А., Звонарёв С.В., Петухов В.Б. Регенеративные системы отопления для нагревательных печей прокатного и кузнечного производства (история развития, теория и практика) // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Том 5. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 44 – 57.

3. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. – К.: Наук. Думка, 1992. – 416 с.

4. Сезоненко Б.Д., Орлик В.Н., Алексеенко В.В. Повышение эффективности использования природного газа при отоплении промышленных печей регенеративными горелками // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1996. – № 1. – С. 14 – 18.
5. Губинский В.И. Metallurgical heat technology on the threshold of centuries // Сб. научн. тр. «Современные проблемы металлургии». – Выпуск 1. – Днепропетровск, 1999. – С. 197 – 207.
6. Bowers J.D., McMan F.C. Experience with regenerative burners in increasing glass melter efficiency // Ind. Heat. – 1988. – Vol. 55, № 4. – P. 24 – 26.
7. Moshida S., Hasegawa T., Tanaka R. Advanced application of excess enthalpy combustion technology to boiler system // Inter. Symp., Tulsa, Okla., 1993.
8. Зельдович Я.Б. Избранные труды. Химическая физика и гидродинамика / Под ред. Ю.Б. Харитона. – М.: Наука, 1984. – 374 с.
9. Сорока Б.С. Анализ и пути повышения энергоэкологической эффективности топливных нагревательных печей. – Киев: Знание, 1989. – 43 с.
10. Губинский В.И. Актуальные задачи реконструкции нагревательных печей // Metallurgical heat technology: Сб. научн. тр. НМетАУ. В двух книгах. – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 149 – 156.
11. Губинский В.И. Окисление стали в нагревательных печах и способы его уменьшения: Учебное пособие. – К.: УМК ВО, 1992. – 44 с.
12. Шульц Л.А. Элементы безотходной технологии в металлургии. – М.: Металлургия, 1991. – 174 с.
13. Алексеенко В.В. Исследования и разработка систем отопления промышленных печей на основе регенеративных горелочных устройств. – Рукопись. Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.14.06 – «Техническая теплофизика и промышленная теплоэнергетика». – Институт газа НАН Украины, Киев, 2004.
14. Костырко Н.А., Парахин Н.Ф. Сравнительная оценка способов отопления рекуперативных нагревательных колодцев с отоплением из центра подины // Изв. вуз. Чёрная металлургия. – 1990. – № 2. – С. 86 – 87.
15. K. Telger, W. Roth. Опыт работы при применении горелок с режимом беспламенного окисления // Журнал «Gaswärme international», том 44 (1995), журналы номер 7 – 8, стр. 332 – 337, издательство «Vulkan», 45127 Essen.

16. Хоу Чэн Лян. Современное состояние и перспективы развития высокотемпературных регенеративных печей в КНР. // *Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. ГМетАУ.* – Т. 1. – Днепропетровск, 1999. – С. 195 – 199.

17. Патент України, МКІ С21 Д 9/70 Регенеративний нагрівальний колодязь / Е.О. Цкітшвілі, В.Ф. Сапов, М.А. Кияшко, Ю.В. Лук'янов // *Опуб. 16.07.2001. Бюл. № 6.*

18. А. С. 1500686 СССР. Кл. МКІ С21 Д 9/70. Губинский В.И., Романчук А.Н., Проценко Ю.Ю. и др. Способ отопления регенеративных нагревательных колодцев. – *Бюл. № 30.* – 1989 г.

19. А. С. 1491897 СССР. Кл. МКІ С21 Д 9/70. Проценко Ю.Ю., Миронов Е.К., Кияшко Н.А. и др. Способ отопления регенеративных нагревательных колодцев. – *Бюл. № 25.* – 1989 г.

20. Л.А. Шульц. По следам разработки и внедрения печей со стадийным сжиганием топлива и перспективы их развития в металлургии // *Известия ВУЗов. Черная металлургия.* – 2005. – № 10. – С. 62 – 69.

21. Патент на корисну модель № 26272. Об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива при нагріванні металу / Єр'ємін О.О., Губинський В.Й, Сибір А.В. – *Опубл. Бюл. № 14, 2007.*

22. Ерёмин А.О. Промышленная эксплуатация регенеративного нагревательного колодца 11-1 комбината «Криворожсталь» // *Металлургическая теплотехника. Сб. научн. тр. НМетАУ. В двух книгах.* – Книга первая. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 214 – 221.

23. Ерёмин А.О. Энергосберегающие системы отопления промышленных печей металлургических предприятий Украины. Печные агрегаты и энергосберегающие технологии в металлургии и машиностроении // *Труды IV международной научно-практической конференции (3 – 4 апреля 2008 г., МИСиС), Москва, 2008.* – С. 167 – 174.

24. Губинский В.И., Губинский М.В., Ерёмин А.О., Сибирь А.В., Воробьева Л.А. Теория и практика конструирования топливных нагревательных и термических печей нового поколения // *Тезисы докладов и сообщений VI-го Минского международного форума по тепло- и массообмену, 19-23 мая 2008 г., Минск.* – Т. 2. – С. 314 – 315.

Рукопись поступила 03.05.2008 г.

Ильченко К.Д. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ В АТМОСФЕРУ ОТ ВИДА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА, СЖИГАЕМОГО НА ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЯХ

Расчетным методом определены выбросы в атмосферу загрязняющих веществ и парниковых газов тепловыми электрическими станциями Украины, работающими на разных видах твердого топлива.

Введение

Основными источниками электрической и тепловой энергии являются атомные и тепловые электрические станции (ТЭС), причем примерно две трети электроэнергии вырабатывается на ТЭС, несмотря на то, что большая часть блоков пылеугольных станций мощностью 150 – 300 МВт физически и морально устарели.

ТЭС по степени влияния относятся к числу промышленных объектов, наиболее интенсивно воздействующих на биосферу, поэтому выработка электроэнергии на них сопряжена со значительными отрицательными воздействиями на окружающую среду [1].

На современном этапе проблема взаимодействия энергетики и окружающей среды приобрела новые черты, распространяя влияние на огромные территории, большинство рек и озер, громадные объемы атмосферы и гидросферы Земли. Еще более значительные объемы энергопотребления в обозримом будущем предопределяют дальнейшее интенсивное увеличение разнообразных воздействий на все компоненты окружающей среды в глобальных масштабах.

С ростом единичных мощностей блоков ТЭС и энергетических систем, удельных и суммарных уровней энергопотребления возникла задача ограничения загрязняющих выбросов в воздушный бассейн, а также более полного использования их естественной рассеивающей способности.

Состояние вопроса

Воздействие энергетики на окружающую среду чрезвычайно разнообразно и определяется типом энергоустановки, видом сжигаемого топлива, установленной мощностью, наличием газоочистных устройств и мероприятий по снижению вредных выбросов.

Вредные выбросы в атмосферу от электроэнергетики составляют 32,6 %, что больше, чем от металлургии (27 %) и угольной промышленности (23,1 %). ТЭС выбрасывают в атмосферу оксиды азота (NO_x), оксиды серы (SO_x), оксиды углерода (CO и CO_2), твердые частицы, тяжелые металлы и их соединения, углеводороды (CH_4 и др.), оксид азота (N_2O).

Углекислый газ, метан и оксид азота являются парниковыми газами, которые не столько влияют на здоровье человека, сколько нарушают глобальное экологическое равновесие Земли в космическом масштабе. Так, за последние 250 лет концентрация CO_2 в атмосфере увеличилась на 40 %.

Постановка задачи

В Украине работают 14 пылеугольных ТЭС общей установленной мощностью 20,8 млн. кВт, которые сжигают ежегодно 35572 тыс. т угля [2]. Современное состояние электростанций Украины следует рассматривать как критическое. Оборудование, введенное в эксплуатацию в 60 – 70-е годы и запроектированное по нормам 50-х годов прошлого столетия, отработало свой ресурс, физически и морально устарело. 76 блоков из установленных 104 (63,8 %) находятся за гранью физического износа, 17 блоков (27,8 %) вплотную приближаются к предельной границе износа, а остальные 11 блоков (8,3 %) – к расчетному износу. Характеристика ТЭС приведена в табл. 1 по состоянию на 1.01.2007 г.

Задачей данного исследования является сравнение объемов выбросов загрязняющих веществ и парниковых газов, поступающих в атмосферный воздух с дымовыми газами, которые образуются при сжигании в котельных установках ТЭС, работающих на разных видах твердого топлива, а также потребляющих дефицитные мазут и природный газ.

В настоящее время действующее законодательство Украины не требует от предприятий системы учета выбросов парниковых газов, а между тем 4 февраля 2004 г. Верховна Рада Украины ратифицировала «Киотский протокол к рамочной конвенции ООН об изменении климата», который регламентирует механизм снижения выбросов парниковых газов, приводящих к образованию так называемого парникового эффекта, ведущего к глобальному потеплению климата на планете.

Таблица 1

Характеристика ТЭС, работающих на твердом топливе

ТЭС	Проектное топливо	Установленная мощность, МВт	Количество пылеугольных блоков, шт.× МВт
Луганская	антрацит (АШ)	1400	8×175
Старобешевская		1960	10×175, 1×210
Славянская		960	1×800, 2×80
Приднепровская		1740	4×150, 4×285
Трипольская		800	4×200
Змиевская	тощий уголь (ТР)	2122	6×175, 4×268
Криворожская		2820	10×282
Кураховская	газовый уголь (ГР)	1460	6×210, 1×200
Зуевская		1104	4×276
Запорожская		1000	4×250
Углегорская		1200	4×300
Ладыжинская		1800	6×300
Добротворская		300	2×150
Бурштынская		2100	12×175
Всего		20766	

На первом этапе реализации Киотского протокола в 2008 – 2014 годах количество выбросов парниковых газов должно уменьшиться на 5 % по сравнению с 1990 годом. Украина также должна уменьшать количество выбросов парниковых газов, так как входит в число 39 промышленно развитых стран. Чтобы протокол заработал, Украина должна создать «Национальный реестр учета количества выбросов парниковых газов», поэтому в данной работе значительное внимание уделено этому вопросу.

Методика расчета

Валовые выбросы загрязняющих веществ и парниковых газов могут быть определены на основе постоянных измерений концентраций загрязняющих веществ в дымовых газах или расчетным методом по данным о расходах и составе использованного топлива и характеристикам энергетических и газоочистных установок.

Расчетные методы определения выбросов загрязняющих веществ базируются на использовании показателя эмиссии, характеризующего

массовое количество загрязняющего вещества, которое выбрасывается энергетической установкой в атмосферу с дымовыми газами, отнесенное к единице энергии, выделяющейся при сгорании топлива. Существуют обобщенный и специфический показатели эмиссии.

Обобщенный показатель эмиссии загрязняющего вещества есть средняя удельная величина выброса для определенной категории энергетических установок, определенной технологии сжигания топлива, определенного вида топлива с учетом мероприятий по снижению выброса загрязняющего вещества, но без учета конкретного химического состава топлива.

Специфический показатель эмиссии – это удельная величина выброса, которая определяется для конкретной энергетической установки с учетом индивидуальных характеристик топлива, конкретных характеристик процесса сжигания и мероприятий по снижению выбросов загрязняющего вещества. Обычно предпочтение отдается специфическому показателю эмиссии.

Обобщенный показатель эмиссии использовался при определении валовых выбросов ртути при сжигании природного газа, а также парниковых газов: оксида диазота и метана. Валовые выбросы остальных загрязняющих веществ рассчитывались с использованием специфического показателя эмиссии. Валовый выброс j -го загрязняющего вещества

$$E_{ij} = k_{ij} \cdot V_{ij} \cdot (Q_n^P)_i, \quad (1)$$

где k_{ij} – показатель эмиссии j -го загрязняющего вещества для i -го топлива, г/ГДж; V_{ij} – расход i -го топлива за промежуток времени P , т; $(Q_n^P)_i$ – низшая рабочая теплота сгорания i -го топлива, МДж/кг.

Показатели эмиссии определялись по методике [3].

Анализ полученных результатов

В табл. 2 приведены значения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу для каждого вида используемого твердого топлива и в целом для всех ТЭС, характеристика которых приведена в табл. 1.

Для сравнения количества загрязняющих веществ, выбрасываемых в атмосферу при сжигании различных видов твердого топлива рассчитывались удельные выбросы вредных веществ в тоннах, отнесенные к одному миллиону тонн сожженного условного топлива. Результаты расчетов удельных выбросов представлены в табл 3.

Таблица 2

Валовые выбросы загрязняющих веществ для пылеугольных ТЭС, т

Выброс	АШ	ТР	ГР	Всего
NO _x	33247	29667	24544	87458
SO ₂	251320	297300	1101690	1650310
CO	3965	3534	4279	11778
CO ₂	26821000	22205738	33975000	83001738
Твердые частицы	39841	35519	55587	130947
Hg	1,979	1,71	1,487	5,176
As	13,768	11,899	26,755	52,422
Cr	6,638	5,736	8,936	21,310
Cu	8,360	7,225	11,359	26,944
Ni	10,325	8,929	14,091	33,345
Pb	20,1	17,370	13,305	50,775
Zn	36,132	31,227	45,076	112,435
V ₂ O ₅	1,172	1,013	0,882	3,067
N ₂ O	353	305	524	1182
CH ₄	321	280	380	981
Расход условного топлива, тыс. т	10739	9279	12781	Всего 84884699,47 т
Всего, тыс. т условного топлива	32799			

Таблица 3

Удельные выбросы вредных веществ в атмосферу, т/млн. т у. т.

Наименование выброса	АШ	ТР	ГР
NO _x	3096	3197	1920
SO ₂	23403	32039	86197
CO	369	381	335
CO ₂	2497532	2393063	2658243
Твердые частицы	3710	3828	4349
Hg	0,184	0,184	0,116
As	1,282	1,282	2,093
Cr	0,618	0,618	0,699
Cu	0,778	0,779	0,889
Ni	0,961	0,962	1,102
Pb	1,872	1,872	1,041
Zn	3,365	3,365	3,527
V ₂ O ₅	0,109	0,109	0,069
N ₂ O	32,847	32,879	41,025
CH ₄	29,931	30,160	29,708

Выводы

Выполнены расчеты валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу тепловыми электрическими станциями Украины, работающими на антрацитовом штыбе, тощем рядовом и газовом рядовом углях.

Расчеты показали, что в Украине пылеугольными электростанциями сжигается 32,8 млн. т условного топлива и выбрасывается в атмосферу 84,9 млн. т загрязняющих веществ, из которых 83 млн. т (97,8 %) составляют парниковые газы. Большую часть парниковых газов составляют выбросы углекислого газа, который входит в состав продуктов сгорания любого топлива, и выбросы которого можно уменьшить только путем снижения расхода топлива.

Сравнивая выбросы от сжигания разных видов твердого топлива нужно отметить, что по выбросам тяжелых металлов, оксида диоксида азота и метана антрацитовый штыб и рядовой тощий уголь практически одинаковы.

При сжигании газового угля выделяется больше таких тяжелых металлов как мышьяк, хром, медь, никель, цинк и меньше ртути, свинца, пятиоксида ванадия и оксидов азота, чем при сжигании антрацитового штыба и тощего угля.

Выбросы оксидов серы зависят от содержания серы в исходном топливе. Из этих соображений и по результатам расчетов рассмотренные топлива выстраиваются по убыванию выбросов серы в следующий ряд: газовый уголь, тощий уголь, антрацитовый штыб.

Суммарные годовые выбросы парниковых газов составляют для газового угля 2658314 т, для антрацитового штыба – 2497525 т и для тощего угля – 2393126 т.

По выбросам оксида углерода топлива выстраиваются в убывающий ряд: тощий уголь, антрацитовый штыб, газовый уголь, а по выбросам твердых частиц: газовый уголь, тощий уголь, антрацитовый штыб.

Анализируя выбросы загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании разных видов твердого топлива, трудно отдать предпочтение какому-либо одному виду топлива. Но, тем не менее, при сжигании углей газовой группы не требуется расходовать дефицитный и дорогой природный газ, достаточно использовать мазут для воспламенения угля и подсветки факела. При этом приходится мириться с повышенными выбросами оксидов серы.

Некоторые виды тощих углей, например уголь Ровеньковской обогатительной фабрики, имеет более легкоплавкую золу, чем другие

сорта углей, что способствует хорошей работе системы жидкого шлакоудаления.

Нужно отметить, что в настоящее время практически ни одна ТЭС не работает полностью только на проектом топливе. Поставками разных видов топлива хорошего качества можно существенно снизить расход природного газа.

Список литературы

1. Охорона навколишнього природного середовища в Україні. – К.: Видавництво Раєвського, 1997. – 95 с.

2. Глухов В.В., Лисочкина Т.В., Некрасова Т.П. Экономические основы экологии: Учебник. – СПб. Специальная литература, 1997. – 304 с.

3. ОРД 34.02.305-2002. Выбросы загрязняющих веществ в атмосферу от энергетических установок. Методика определения. – 46 с.

Рукопись поступила 01.03.2008 г.

Ильченко К.Д. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Маркелова А.В. – студентка, НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ФОРМОВОЧНЫХ СМЕСЕЙ НА ОСНОВЕ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Исследовано влияние теплофизических свойств на качество отливок и производительность для захлаживающих, утепляющих, металлокерамических и литейных смесей из отходов промышленности и энергетики.

Введение

Одной из важных задач промышленного производства является усовершенствование технологии литейного производства, в которой значительное место занимают процессы изготовления форм и стержней. Формовочные смеси готовят из природных материалов: кварцевых и цирконовых песков и глин, а также таких материалов, как магнезит, хромомагнезит, хромит, перлит и др.

Формовочные смеси и правильный выбор их состава оказывают большое влияние на технологию литейного производства, так как именно состав смесей влияет на качество полученных отливок и производительность литейных цехов. Известно, что около половины брака литья возникает из-за некачественных формовочных материалов.

Для получения высококачественных отливок формовочные смеси должны обладать следующими свойствами: определенным гранулометрическим составом, пластичностью, прочностью в сыром и сухом состояниях, податливостью, выбиваемостью отливок после затвердевания, заданной теплоаккумулирующей способностью, влияющей на качество поверхности, структуру и свойства отливок.

Состояние вопроса

Литейное производство – единственное производство заготовок деталей, формообразование которых осуществляется, когда материал заготовки находится в расплавленном состоянии. В этом заключается важнейшее достоинство и перспективность технологии метода, так как для придания детали любой конфигурации из любого расплава

требуются минимальные затраты энергии. Но это же приводит к главному недостатку литых заготовок, так как в результате затвердевания расплава в отливках возникают многие дефекты, ухудшающие их свойства.

Процесс формирования отливки складывается из разнообразных процессов: физических, химических, тепловых и др. Однако основу этого процесса составляют тепловые явления, так как именно изменение теплового состояния металла обуславливает формирование тех или иных свойств слитка. Следовательно, изучение тепловых условий процесса и свойств формовочных смесей является необходимой предпосылкой его рационального ведения и получения желаемых свойств отливки.

Формовочные материалы должны отвечать технологии приготовления формовочной или стержневой смеси, а изготовленные из них формовочные смеси – условиям взаимодействия с жидким металлом при заливке формы и затвердеванию и охлаждению отливки.

Постановка задачи

Важнейшие свойства литейных смесей можно разделить на четыре группы свойств:

- теплофизические (энтальпия, теплоемкость, коэффициент теплопроводности, теплоаккумулирующая способность);
- механические (прочность во влажном и сухом состоянии);
- связанные с газообменом (газопроницаемость);
- технологические (противопригарность, выбиваемость из них отливок).

Для данного исследования представляет интерес первая группа свойств, поскольку от теплофизических характеристик формовочных смесей зависит скорость кристаллизации металла, залитого в форму, и последующего его охлаждения. Значения теплофизических свойств необходимы также для расчета тепловых процессов, происходящих в формах после заполнения их металлом.

Основной теплофизической константой, определяющей интенсивность процесса затвердевания и охлаждения отливки, является теплоаккумулирующая способность литейной формы (коэффициент аккумуляции тепла), которая определяется по формуле

$$b = \sqrt{\lambda c \rho}, \text{ кВт} \cdot \text{с}^{1/2} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

где λ – коэффициент теплопроводности материала формы, кВт/(м·°C);
 c – удельная теплоемкость, кДж/(кг·°C); ρ – плотность, кг/м³.

Время затвердевания отливки обратно пропорционально корню квадратному из коэффициента аккумуляции тепла материалом формы

$$\tau_3 \sim \frac{1}{\sqrt{b}}, \text{ с.}$$

Следовательно, если по технологии производства необходимо, чтобы отливка остывала быстро, то материал формы должен иметь высокий коэффициент аккумуляции тепла. Если же необходимо замедлить остывание отливки, то форма должна обладать низкой теплоаккумулирующей способностью.

В данной работе исследованы теплофизические свойства и их влияние на качество отливок и производительность для захлаживающих, утепляющих (в том числе из отходов промышленности и энергетики) и металлокерамических и литейных смесей.

Методика измерений теплофизических свойств

Исследование теплофизических свойств проводилось на основе метода баланса тепла в образце на установке ОТСМ-1 (определение теплофизических свойств материалов), разработанной для определения энтальпии, теплоемкости и коэффициента теплопроводности различных материалов в диапазоне изменения температуры 100 – 1100 °С [1]. Использование установки ОТСМ-1 предусмотрено для определения свойств твердых и сыпучих материалов с низким коэффициентом теплопроводности. При этом возможно определение, как отдельных свойств, так и их комплекса.

Нестационарный метод баланса тепла в образце позволяет определять теплофизические свойства в функции температуры за один опыт.

Образец помещается в цилиндрическую оболочку с известными или заранее определенными теплофизическими свойствами и нагревается постоянным во времени тепловым потоком. При этом температура различных частей образца монотонно возрастает по линейному закону.

В процессе эксперимента фиксируются значения перепада температур по сечению образца и в оболочке, а также абсолютное значение температуры поверхности образца. Метод является относительным. Установка подлежит тарировке на стандартных материалах, что позволяет исключить влияние переменных внешних условий и накопление систематической погрешности.

Анализ результатов исследований

1. Захлаживающие смеси

Влияние теплопроводных добавок на теплофизические свойства литейных смесей можно проследить, добавляя в формовочные смеси металлическую составляющую, наилучшей формой введения которой является металлическая дробь [2]. Плотность усадки дроби по сравнению со стружкой больше, вследствие чего увеличивается плотность и снижается пористость смесей. Наибольшее влияние на повышение захлаживающих свойств оказывают первые порции дроби в смеси.

Исследованы теплофизические свойства: теплоемкость c , (кДж/(кг·°C)), коэффициент теплопроводности (λ , Вт/(м·°C)) и теплоаккумулирующая способность (b , кВт·с^{1/2}/(м²·°C)) захлаживающих хромомagneзитовых, магнезитовых и хромитовых литейных смесей с добавками 50 % чугуной дроби диаметром 0,5 и 1,0 мм.

Уравнения зависимости свойств захлаживающих литейных смесей от температуры представлены в табл. 1.

Таблица 1

Теплофизические свойства захлаживающих литейных смесей

Литейная смесь		Уравнение
хромо-магнезитовая	без дроби	$c = 0,764 + 0,357 \cdot 10^{-3} t$ $\lambda = 0,720 + 0,319 \cdot 10^{-2} t - 0,224 \cdot 10^{-5} t^2$ $b = 0,590 + 0,330 \cdot 10^{-2} t - 0,200 \cdot 10^{-5} t^2$
	с дробью диаметром 0,5 мм	$c = 0,857 + 0,300 \cdot 10^{-3} t$ $\lambda = 1,364 + 0,970 \cdot 10^{-2} t - 0,711 \cdot 10^{-5} t^2$ $b = 1,116 + 0,830 \cdot 10^{-2} t - 0,600 \cdot 10^{-5} t^2$
магнезитовая	без дроби	$c = 0,670 + 0,143 \cdot 10^{-3} t$ $\lambda = 0,801 + 0,326 \cdot 10^{-3} t - 0,267 \cdot 10^{-6} t^2$ $b = 0,643 + 0,290 \cdot 10^{-2} t - 0,500 \cdot 10^{-5} t^2 + 0,300 \cdot 10^{-8} t^3$
	с дробью диаметром 0,5 мм	$c = 0,769 - 0,132 \cdot 10^{-3} t$ $\lambda = 2,392 - 0,186 \cdot 10^{-2} t + 0,926 \cdot 10^{-6} t^2$ $b = 2,235 - 0,900 \cdot 10^{-3} t + 0,200 \cdot 10^{-6} t^2$
	с дробью диаметром 1,0 мм	$c = 0,467 - 0,117 \cdot 10^{-3} t$ $\lambda = 1,789 - 0,317 \cdot 10^{-2} t + 0,219 \cdot 10^{-5} t^2$ $b = 1,697 - 0,150 \cdot 10^{-2} t + 0,700 \cdot 10^{-6} t^2$
хромитовая	без дроби	$c = 0,777 - 0,670 \cdot 10^{-4} t + 0,514 \cdot 10^{-7} t^2$ $\lambda = 0,998 - 0,633 \cdot 10^{-3} t + 0,405 \cdot 10^{-6} t^2$ $b = 1,293 - 0,400 \cdot 10^{-3} t + 0,200 \cdot 10^{-6} t^2$
	с дробью диаметром 1,0 мм	$c = 0,581 - 0,113 \cdot 10^{-3} t + 0,343 \cdot 10^{-7} t^2$ $\lambda = 0,869 - 0,239 \cdot 10^{-2} t + 0,513 \cdot 10^{-8} t^2$ $b = 1,252 - 0,300 \cdot 10^{-3} t + 0,300 \cdot 10^{-7} t^2$

2. Утепляющие смеси

Перлитные смеси являются утепляющими, они легкоплавкие ($t_{пл} = 700 - 900 \text{ }^\circ\text{C}$), имеют низкую плотность и низкий коэффициент аккумуляции тепла. Поскольку время затвердевания отливки обратно пропорционально корню квадратному из коэффициента аккумуляции тепла формой, то время затвердевания отливки в перлитной форме будет существенно больше, чем, например, в форме из кварцевого песка, поэтому перлитные смеси применяют для теплоизоляции прибылей и отдельных частей отливок (особенно, тонких сечений).

Для формовочных смесей на перлитной основе в качестве связующих компонентов используются: жидкое стекло, боксит и ортофосфорная кислота (алюмофосфат) и алюмохромфосфат. Ортофосфорная кислота служит отвердителем для боксита при затвердевании формовочной смеси. Графит вводят в качестве добавки в смеси, высушиваемые токами высокой частоты, так как он повышает теплопроводность и скорость прогрева смеси, а также увеличивает ее термостойкость.

Исследованы теплофизические свойства утепляющих перлитных смесей с добавками графита, со связующими алюмофосфатом и алюмохромфосфатом, уравнения зависимости которых от температуры представлены в табл. 2.

Таблица 2

Теплофизические свойства утепляющих хромитовых литейных смесей

Добавка	Связующее	Уравнение
-	жидкое стекло	$c = 1,329 - 0,217 \cdot 10^{-3}t + 0,267 \cdot 10^{-5}t^2$ $\lambda = 0,431 - 0,956 \cdot 10^{-3}t + 0,488 \cdot 10^{-6}t^2$ $b = 0,441 - 0,800 \cdot 10^{-3}t + 0,100 \cdot 10^{-6}t^2$
графит	жидкое стекло	$c = 1,158 - 0,854 \cdot 10^{-3}t - 0,289 \cdot 10^{-6}t^2$ $\lambda = 0,860 - 0,161 \cdot 10^{-2}t + 0,760 \cdot 10^{-6}t^2$ $b = 0,665 - 0,120 \cdot 10^{-2}t + 0,600 \cdot 10^{-6}t^2$
-	алюмофосфат	$c = 0,251 + 0,115 \cdot 10^{-3}t - 0,883 \cdot 10^{-6}t^2$ $\lambda = 0,220 + 0,408 \cdot 10^{-3}t - 0,478 \cdot 10^{-6}t^2$ $b = 0,084 + 0,110 \cdot 10^{-2}t - 0,200 \cdot 10^{-5}t^2 + 0,900 \cdot 10^{-9}t^3$
-	алюмохромфосфат	$c = 0,457 - 0,335 \cdot 10^{-3}t - 0,338 \cdot 10^{-6}t^2$ $\lambda = 0,164 - 0,161 \cdot 10^{-3}t - 0,523 \cdot 10^{-7}t^2$ $b = 0,082 + 0,400 \cdot 10^{-3}t - 0,700 \cdot 10^{-6}t^2$

Для утепления прибылей применяются также формовочные смеси, изготовленные из отходов металлургии и энергетики. К ним относятся пыли, уловленные электрофильтрами сухой, и шламы, уловлен-

ные трубами Вентури мокрой газоочисток ферросплавного производства, а также зола тепловых электростанций.

Исследованы пыли от производства ферромарганца (FeMn) и силикомарганца (SiMn), шлам от производства силикомарганца, смесь пылей и шлама от производства ферро- и силикомарганца, формовка из смеси пылей и шлама, а также зола Кураховской тепловой электростанции. Состав исследованных пылей и шлама представлены в табл. 3, а уравнения зависимости свойств исследованных материалов от температуры – в табл. 4.

Таблица 3

Химический состав пылей и шлама, %

Материал	Mn	SiO ₂	MgO	CaO	Fe ₂ O ₃	Al ₂ O ₃	P	C	H ₂ O
пыль FeMn	41,60	11,60	2,00	6,18	4,40	6,66	0,24	9,46	2,0
пыль SiMn	29,50	26,50	1,15	4,42	3,00	4,59	0,15	2,41	0,5
шлам SiMn	22,33	26,83	1,05	3,90	2,21	4,69	0,15	-	-
смесь пылей и шлама	33,79	21,99	1,31	6,21	2,85	4,38	0,16	-	6,0

Таблица 4

Теплофизические свойства пылей, шлама, формовки из них и золы

Материал	Уравнение
пыль от производства ферромарганца	$c = 0,711 + 0,919 \cdot 10^{-3}t - 0,330 \cdot 10^{-5}t^2 + 0,189 \cdot 10^{-8}t^3$ $\lambda = 0,261 - 0,119 \cdot 10^{-3}t - 0,126 \cdot 10^{-6}t^2 + 0,103 \cdot 10^{-9}t^3$ $b = 0,527 - 0,400 \cdot 10^{-3}t + 0,700 \cdot 10^{-7}t^2$
пыль от производства силикомарганца	$c = 1,095 + 0,166 \cdot 10^{-2}t - 0,697 \cdot 10^{-5}t^2 + 0,477 \cdot 10^{-8}t^3$ $\lambda = 0,250 - 0,252 \cdot 10^{-3}t - 0,205 \cdot 10^{-6}t^2 + 0,393 \cdot 10^{-9}t^3$ $b = 0,401 + 0,300 \cdot 10^{-4}t - 1,000 \cdot 10^{-6}t^2 + 1,000 \cdot 10^{-9}t^3$
шлам от производства силикомарганца	$c = 1,492 - 0,504 \cdot 10^{-3}t - 0,181 \cdot 10^{-5}t^2 + 0,121 \cdot 10^{-8}t^3$ $\lambda = 0,478 - 0,135 \cdot 10^{-3}t + 0,167 \cdot 10^{-5}t^2 - 0,709 \cdot 10^{-9}t^3$ $b = 0,771 - 1,100 \cdot 10^{-3}t + 0,500 \cdot 10^{-6}t^2$
смесь пылей и шлама	$c = 0,883 - 0,989 \cdot 10^{-4}t - 0,130 \cdot 10^{-5}t^2 + 0,919 \cdot 10^{-8}t^3$ $\lambda = 1,027 - 0,233 \cdot 10^{-3}t + 0,323 \cdot 10^{-6}t^2 - 0,144 \cdot 10^{-8}t^3$ $b = 1,154 - 1,200 \cdot 10^{-3}t + 0,700 \cdot 10^{-6}t^2$
формовка из смеси пылей и шлама	$c = 0,736 - 0,213 \cdot 10^{-3}t - 0,531 \cdot 10^{-6}t^2 + 0,503 \cdot 10^{-9}t^3$ $\lambda = 0,572 - 0,243 \cdot 10^{-3}t - 0,167 \cdot 10^{-6}t^2 + 0,272 \cdot 10^{-9}t^3$ $b = 0,880 - 0,700 \cdot 10^{-3}t + 0,400 \cdot 10^{-6}t^2$
зола Кураховской тепловой электростанции	$c = 1,185 - 0,800 \cdot 10^{-3}t + 0,200 \cdot 10^{-6}t^2$ $\lambda = 0,573 - 0,500 \cdot 10^{-3}t + 0,200 \cdot 10^{-6}t^2$ $b = 0,827 - 0,600 \cdot 10^{-3}t + 0,300 \cdot 10^{-6}t^2$

3. Металлокерамические смеси

В последние годы заметно возрос интерес к металлокерамическим материалам, уровень рабочих параметров которых может быть значительно выше, чем у других материалов, а стоимость с учетом не дефицитности сырья ставит эти материалы в ряд наиболее перспективных. Во всем мире интенсивно ведутся работы по созданию такой металлокерамики, в которой отсутствовали или были сведены к минимуму основные ее недостатки, используя при этом наиболее простую и дешевую технологию.

Серьезным успехом стало создание в России многокомпонентных металлокерамических материалов, в том числе литейных смесей, позволяющих улучшить физико-механические свойства литейной формы. Универсального металлокерамического материала не существует, поэтому конструировать и создавать металлокерамические изделия необходимо с учетом конкретных условий эксплуатации.

Такой важный для металлокерамики показатель, как трещиностойкость, у композиционных материалов в три раза выше, чем у многокомпонентных. Им присуща микропористость, резко снижающая вредное воздействие концентраторов напряжений. Особенностью структуры таких материалов является наличие частиц всех фаз, из которых была составлена шихта. При этом в процессе спекания не происходит перераспределение компонентов шихты, благодаря образованию новых фаз, то есть спеченная керамика представляет собой конгломерат частиц шихты, соединенный между собой некоторым пограничным слоем, который во многом определяет свойства материала.

Кроме того, важным преимуществом композитных металлокерамик является возможность использования в ее составе компонентов достаточно низкой чистоты (97-98 %) и, соответственно, более дешевых. При их правильном подборе и соотношении в шихте можно получить материалы с высокими физико-механическими свойствами. Важно, что такие материалы могут быть получены на стандартном, применяемом в литейном производстве, оборудовании. Перечисленные свойства открывают для композитных металлокерамических материалов чрезвычайно широкие и разнообразные методы применения.

Исследования теплофизических свойств выполнены для двухкомпонентных металлокерамических литейных смесей на основе алюминиевых порошков ПА-3 и ПА-4. Образцы литейных смесей изготовлены на оборудовании земельной лаборатории Казанского компрессорного завода и института ВНИИТНасосМаш.

Целью исследования являлось не только определение зависимости теплофизических свойств от температуры, но и от состава, для че-

го было применено планирование эксперимента для двухкомпонентных смесей по методу А. Шеффе с включением в модели несмесевого фактора – температуры [3].

В результате были получены следующие уравнения зависимости теплофизических свойств металлокерамических литейных смесей от состава и температуры:

$$c = 0,361x_1 + 0,480x_2 - 0,550x_1x_2 + 0,145 \cdot 10^{-2} x_1t + 0,157 \cdot 10^{-2} x_2t + 0,157 \cdot 10^{-2} x_1x_2t - 0,139 \cdot 10^{-5} x_1t^2 - 0,189 \cdot 10^{-5} x_2t^2 + 0,530 \cdot 10^{-5} x_1x_2t^2, \quad (1)$$

$$\lambda = 0,763x_1 + 0,804x_2 + 0,906x_1x_2 + 0,544 \cdot 10^{-3} x_1t - 0,453 \cdot 10^{-3} x_2t + 0,003x_1x_2t + 0,734 \cdot 10^{-6} x_1t^2 + 0,292 \cdot 10^{-5} x_2t^2 - 0,153 \cdot 10^{-4} x_1x_2t^2, \quad (2)$$

$$b = 0,582x_1 + 0,673x_2 - 0,028x_1x_2 + 0,128 \cdot 10^{-2} x_1t + 0,893 \cdot 10^{-3} x_2t + 0,580 \cdot 10^{-3} x_1x_2t - 0,695 \cdot 10^{-6} x_1t^2 - 0,303 \cdot 10^{-7} x_2t^2 + 0,450 \cdot 10^{-7} x_1x_2t^2. \quad (3)$$

Выводы

Из анализа результатов исследования теплофизических свойств магнетитовых, хромоманганитовых и хромитовых смесей с добавками чугуновой дроби следует, что для создания литейных смесей с захлаживающими свойствами можно рекомендовать использование чугуновой дроби диаметром 0,5 мм, так как смеси с этой добавкой обладают наибольшим коэффициентом теплопроводности и захлаживающей способностью.

Наибольший коэффициент аккумуляции тепла имеет хромоманганитовая смесь с дробью, который в среднем составляет $b_{\text{ХМЗ}} = 3,405 \text{ кВт} \cdot \text{с}^{1/2} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C})$, тогда как у хромоманганита $b_{\text{ХМ}} = 1,650 \text{ кВт} \cdot \text{с}^{1/2} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C})$. Следовательно, применение захлаживающих хромоманганитовых смесей с чугуновой дробью для изготовления литейных форм позволит уменьшить время затвердевания отливок на 44 %

$$\frac{\tau_{31}}{\tau_{32}} = \frac{\sqrt{b_{\text{ХМЗ}}}}{\sqrt{b_{\text{ХМ}}}} = \frac{\sqrt{3,405}}{\sqrt{1,650}} = 1,44.$$

Коэффициент аккумуляции тепла для магнетитовой смеси с дробью составляет $b_{\text{МЗ}} = 1,772 \text{ кВт} \cdot \text{с}^{1/2} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C})$, а без добавки – $b_{\text{М}} = 1,112 \text{ кВт} \cdot \text{с}^{1/2} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C})$. Применение захлаживающей магнетитовой литейной смеси позволит уменьшить время затвердевания отливок на 26 %

$$\frac{\tau_{31}}{\tau_{32}} = \frac{\sqrt{b_{M3}}}{\sqrt{b_M}} = \frac{\sqrt{1,772}}{\sqrt{1,112}} = 1,26.$$

Коэффициент аккумуляции тепла хромитовой формовочной смеси с добавкой чугуной дробы диаметром 1 мм составляет $b_{x3} = 1,095 \text{ кВт}\cdot\text{с}^{1/2}/(\text{м}^2\cdot\text{°C})$, а без добавки – $b_x = 1,160 \text{ кВт}\cdot\text{с}^{1/2}/(\text{м}^2\cdot\text{°C})$ (практически одинаковы), то есть добавка крупной дробы не только не увеличивает теплоаккумулирующую способность формы, но и несколько уменьшает ее вследствие уменьшения плотности литейной смеси с крупной дробью. Следовательно, значительный эффект увеличения теплоаккумулирующей способности формы может быть достигнут лишь введением в смесь чугуной дробы мелкой фракции.

Применение перлитных смесей и смесей из отходов промышленности и энергетики для утепления прибылей позволяет снизить их вес на 30 – 55 % и дает экономию на каждой тонне отливок 185 – 357 кг жидкого металла [4].

Металлокерамические смеси применяются для изготовления постоянных литейных форм, отверждаемых углекислым газом, для литья алюминиевых сплавов и свободной заливки литевых полиуретанов. Преимуществом металлокерамических форм по сравнению с заменяемой металлической формой или литьем в землю является меньшая масса формы и более короткий цикл ее изготовления.

По моделям (1 – 3) можно прогнозировать зависимость теплофизических свойств литейных смесей от состава и температуры, а также создавать литейные смеси с заданными теплофизическими свойствами.

Список литературы

1. Теплофизические свойства промышленных материалов: Справочник / К.Д. Ильченко, В.А. Чеченев, В.П. Иващенко и др. – Дніпропетровськ: Січ, 1999. – 152 с.
2. Гуляев Б.Б. Литейные процессы. – М.-Л.: Машгиз, 1960. – 416 с.
3. Ильченко К.Д., Тарасевич Т.Ю. Теплофизические свойства двухкомпонентных смесей металлургии и коксохимии. – Днепропетровск: ІМА-прес, 2004. – 96 с.
4. Гольбин И.А. Вопросы экономики литейного производства. – Минск: Изд. АН БССР, 1960. – 261 с.

Рукопись поступила 01.03.2008 г.

Казяев М.Д. – канд. техн. наук, проф., директор НПК «УралТермо-Комплекс», г. Екатеринбург

Гущин С.Н. – канд. техн. наук, проф., УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург

Лошкарев Н.Б. – канд. техн. наук, доц., УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург

Мадисон В.В. – канд. техн. наук, доц., УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург

Зырянов И.А. – студент, УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург

УЛУЧШЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ КОКСО-ГАЗОВОЙ ВАГРАНКИ ДЛЯ ПЛАВЛЕНИЯ БАЗАЛЬТОВЫХ ПОРОД

Во всем мире остро стоит проблема экономии энергоносителей, которая достаточно актуальна на сегодняшний день при стремительной индустриализации современного общества и ухудшении экологической обстановки.

Одним из путей решения указанной проблемы является применение эффективной, недорогой в производстве, простой в эксплуатации, безопасной для людей и окружающей среды тепловой изоляции, в частности, волокнистых неорганических материалов, использование которых позволяет существенно снизить потери тепловой энергии. В то же время применение в строительстве стеновых панелей с минеральным утеплителем вместо кирпичной кладки сокращает толщину стен в 2,5 раза, а их массу – более чем в 10 раз.

Введение

При производстве волокнистых теплоизоляционных материалов в настоящее время используют различные исходные шихты, такие, как силикатные породы, шлаки металлургического производства, бой изделий керамического производства, известняки, доломиты и так далее. Указанные виды сырья не могут быть использованы для производства минеральной ваты без корректирующих добавок. Например, для производства стеклянных волокон требуются такие дорогостоящие компоненты, как боросодержащее сырье, сода, сульфаты и другие. В качестве альтернативного сырья для производства волокнистых теплоизоляционных материалов широко используют горные породы группы базальтов (андезиты, диабазы, амфиболиты, габродиабазы, андезитобазальты и др.). Породы, подходящие под определения базальтов, в составе земной коры содержатся в количестве приблизительно 30 %,

что делает это сырье дешевле и доступнее по сравнению со стекольными шихтами и шлаками металлургического производства.

Производство минеральных теплоизоляционных изделий на основе базальтов имеет огромные перспективы. Базальтовое волокно является материалом XXI века и сфера его применения постоянно расширяется, поэтому получение волокон с высокими теплотехническими свойствами из недефицитного сырья является одной из важнейших задач. Более однородные по химическому составу базальтовые волокна и изделия из них обладают повышенными физико-химическими свойствами, такими, как высокая температура применения, низкая гигроскопичность, высокая вибростойкость, большой срок службы, высокий модуль кислотности, что положительно влияет на химическую и термическую стойкость волокна и др. В то же время, при производстве теплоизоляционных материалов из базальтовых пород существуют некоторые сложности, связанные с работой плавильных тепловых агрегатов, использующих базальты разных месторождений. Различие по химическому составу может достигать 15 %, что, в свою очередь, требует изменения температурного режима плавильного агрегата. Кроме того, хотя базальт и является однокомпонентным сырьем, не требующим дополнительной предварительной подготовки, но все же в некоторых случаях возникает необходимость введения в состав исходной шихты корректирующих добавок в виде известняка или доломита (так называемая «подшихтовка»). Однако, этих добавок требуется гораздо меньше, чем при плавлении силикатных пород или шлаков.

Из сказанного выше следует вывод, что производство волокнистых теплоизоляционных материалов из базальтовых пород является сложной технологической задачей, каждый раз ставящей вопрос о выборе типа плавильного агрегата.

Постановка задачи

В настоящее время для плавления минерального сырья с целью получения волокнистых теплоизоляционных изделий используют различные типы плавильных агрегатов: шахтные, ваннные топливные печи, дуговые и индукционные электропечи. На наш взгляд, ни одна из перечисленных печей не может полностью удовлетворить требования современного промышленного производства базальтовых волокон, в связи с чем, перед теплотехниками стоит задача создания принципиально нового высокопроизводительного теплового агрегата для плавления базальта. Но пока следует признать, что агрегаты шахтного типа, хотя и предъявляют повышенные требования к фракционному со-

ставу исходных материалов и в них используют дорогостоящий кокс, тем не менее вагранки, вследствие их высокой производительности, достаточно широко используют многие западно-европейские фирмы, в частности, итальянская «GAMMA MECCANICA», поставляющая в Россию оборудование для производства волокнистых материалов и изделий из них. На одном из заводов Челябинской области итальянские специалисты установили и запустили коксо-газовую вагранку производительностью 7,5 т/ч, (рисунок 1). Основные проектные технико-экономические показатели плавильного агрегата составляли: расход кокса 240 кг/т, расход природного газа 70 м³/ч, количество продувочных фурм 12, количество газовых горелок 6, расход воздуха, подаваемого в слой, 6500 м³/ч (подогрев 300 °С), а на сжигание газа – 700 м³/ч (воздух не подогревают). Однако после пуска вагранки фактический расход кокса так и не удалось обеспечить ниже 280 кг/т, и при этом расход природного газа достигал 240...300 м³/ч. Производительность печи по расплаву не превышала 4,5 т/ч. Несмотря на все усилия специалистов итальянской фирмы, достичь расчетной производительности вагранки так и не удалось. Это обстоятельство заставило руководителей завода обратиться за помощью к российским специалистам. Перед исследовательской группой была поставлена задача выявить основные причины недостаточно эффективной тепловой работы агрегата и рекомендовать заводу мероприятия, которые позволили бы обеспечить требуемые технико-экономические показатели.

Результаты исследования тепловой работы вагранки

В процессе исследования авторами был использован метод непосредственных теплотехнических измерений основных параметров работающей вагранки. Температуру в поперечном сечении шахты на уровне загрузки шихты измеряли с помощью кабельной термопары, помещенной в стальную неохлаждаемую трубу диаметром 1/2". Отсутствие водяного охлаждения указанной конструкции позволило избежать существенных искажений измеряемых температур.

Трубу вместе с термопарой вводили в рабочее пространство вагранки через две специальные амбразуры, расположение которых показано на рисунке 1. Измерение температуры производили через каждые 100 мм по оси перемещения термопары в двух взаимоперпендикулярных направлениях. Показания термопары непрерывно записывали на ленте потенциометра.

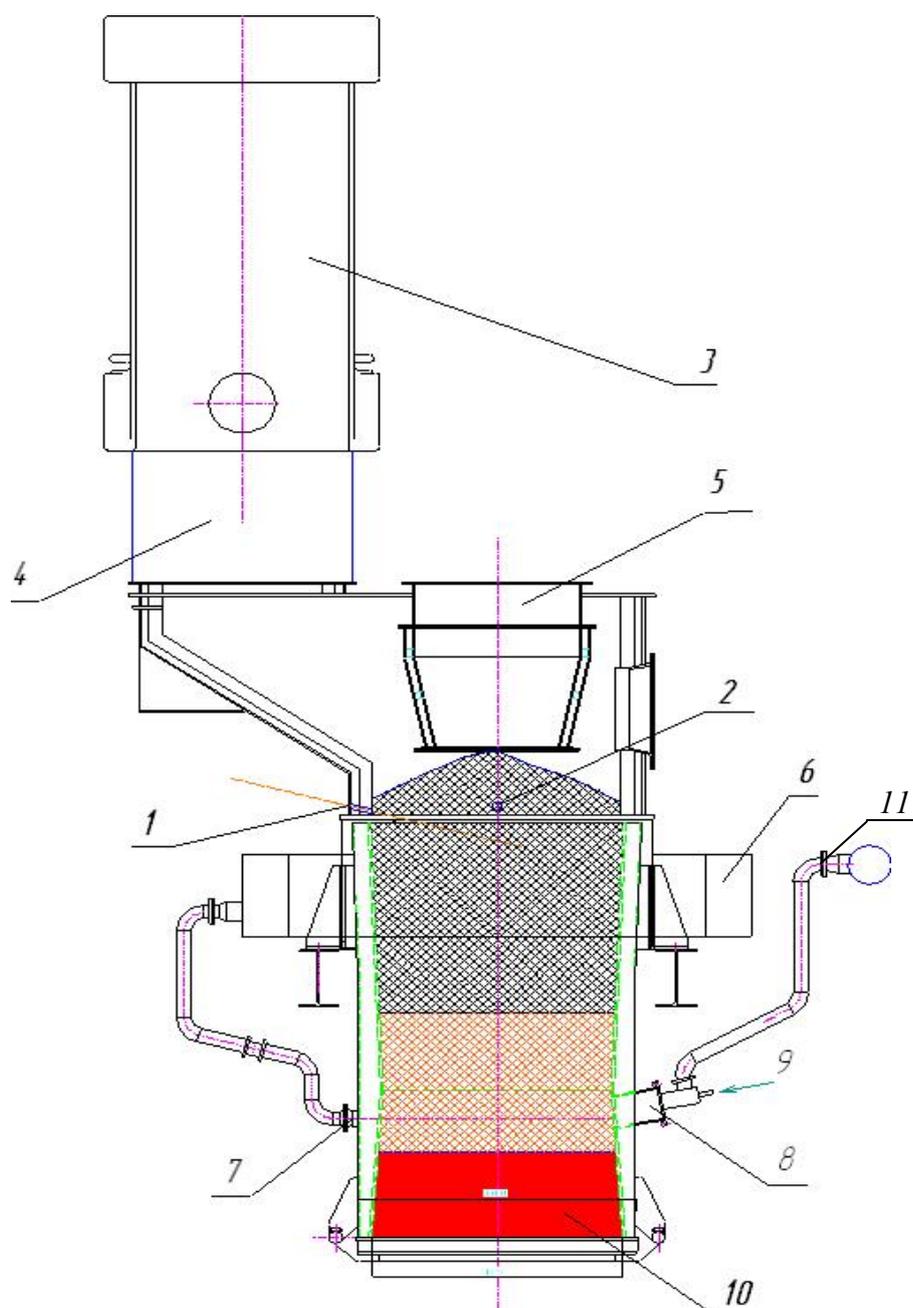


Рис. 1. Схема вагранки и расположение точек измерения:

- 1 – точка № 1 ввода измерительного зонда;*
- 2 – точка № 2 ввода измерительного зонда;*
- 3 – рекуператор; 4 – камера дожигания СО;*
- 5 – загрузочный аппарат; 6 – коллектор подогретого воздуха; 7 – воздушная фурма;*
- 8 – газовая горелка; 9 – подвод газа; 10 – расплав;*
- 11 – коллектор холодного воздуха*

Химический состав печных газов определяли в тех же точках поперечного сечения шахты, в которых измеряли температуру. Для отбора газовых проб из высокотемпературной зоны применяли газоотборную трубку с водяным охлаждением, чтобы исключить догорание в трубке несгоревших компонентов исследуемого газа. Анализ газов производили с помощью двух газоанализаторов: автоматического «Газохром», позволяющего определять содержание водорода и органических соединений, и ручного ГХП-3м, который позволяет определять концентрацию монооксида и диоксида углерода, а также содержание кислорода.

Используя описанную выше методику, авторы также провели химический анализ проб газа на входе в рекуператор.

Результаты измерений были обработаны и представлены в виде графиков (рисунки 2 и 3). Необходимо отметить, что температуры в процессе измерения изменялись во времени в зависимости от изменения высоты слоя при загрузке, поэтому на графиках приведены усредненные значения измеренных величин.

Как видно из приведенных графиков, температура в перпендикулярно расположенных сечениях изменяется практически одинаково. Максимальная температура 420...470 °С наблюдается в середине кольцевого сечения, расположенного между стенками вагранки и загрузочного аппарата. Именно через это сечение уходит основная масса газов из слоя. По краям указанного кольцевого сечения температуры примерно одинаковы и имеют сравнительно низкие значения – 200...250 °С.

В ходе измерений выяснилось, что поверхность слоя располагается примерно на 100...150 мм ниже края «юбки» загрузочного аппарата, что говорит о неполной загрузке вагранки и изменении высоты слоя при порционной подаче шихты.

Повышение температуры в слое, по сравнению с температурой газов над ним, которое наблюдается на рисунке 2, объясняется тем, что изменение температуры по высоте слоя, при небольшой его высоте, значительно. Термопара, вводимая под некоторым углом к горизонту, при ее перемещении к центру, углублялась в слой, попадая в горячие зоны, расположенные ниже исследуемого сечения. Если учесть изменение температуры в слое по высоте и ввести поправку на заглубление, то оказывается, что температуры в центральной части сечения остаются практически неизменными и сравнительно низкими – 250...300 °С.

При анализе результатов состава газа (см. рисунок 3) обнаружено значительное содержание СО, сначала возрастающее к центру и имеющее максимум на расстоянии 300 – 400 мм от стенки вагранки, а затем, остающееся практически неизменным внутри слоя. Изменение содержания СО₂ по сечению противоположно изменению содержания

CO, т.е., в тех точках, где концентрация CO имеет максимальное значение, концентрация CO₂ минимальна, и наоборот. В продуктах сгорания практически не обнаружено наличия кислорода и метана.

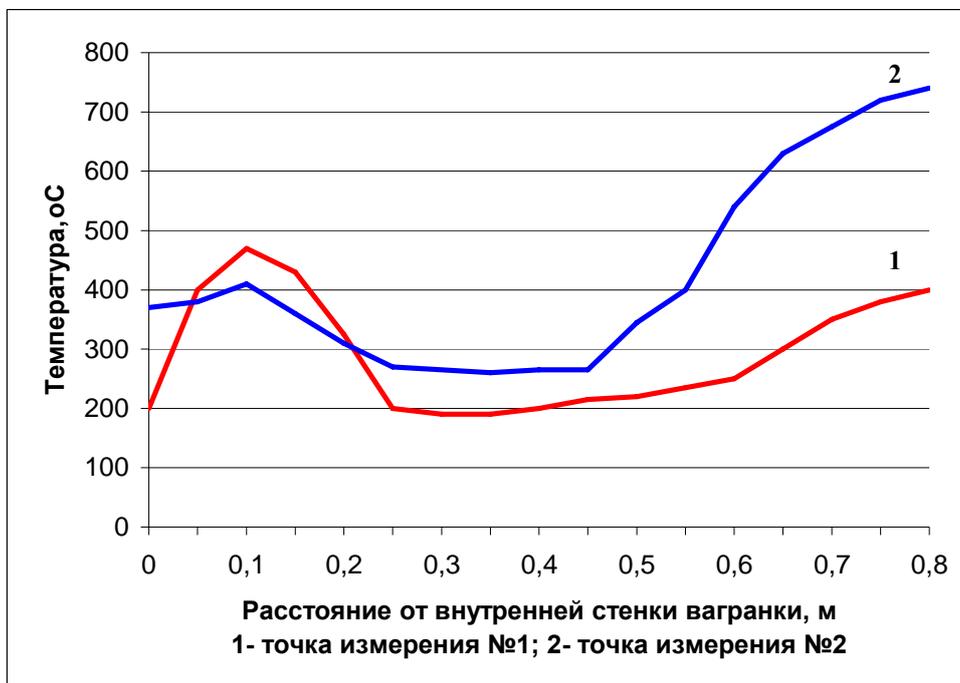


Рис. 2. Распределение температур по сечению вагранки

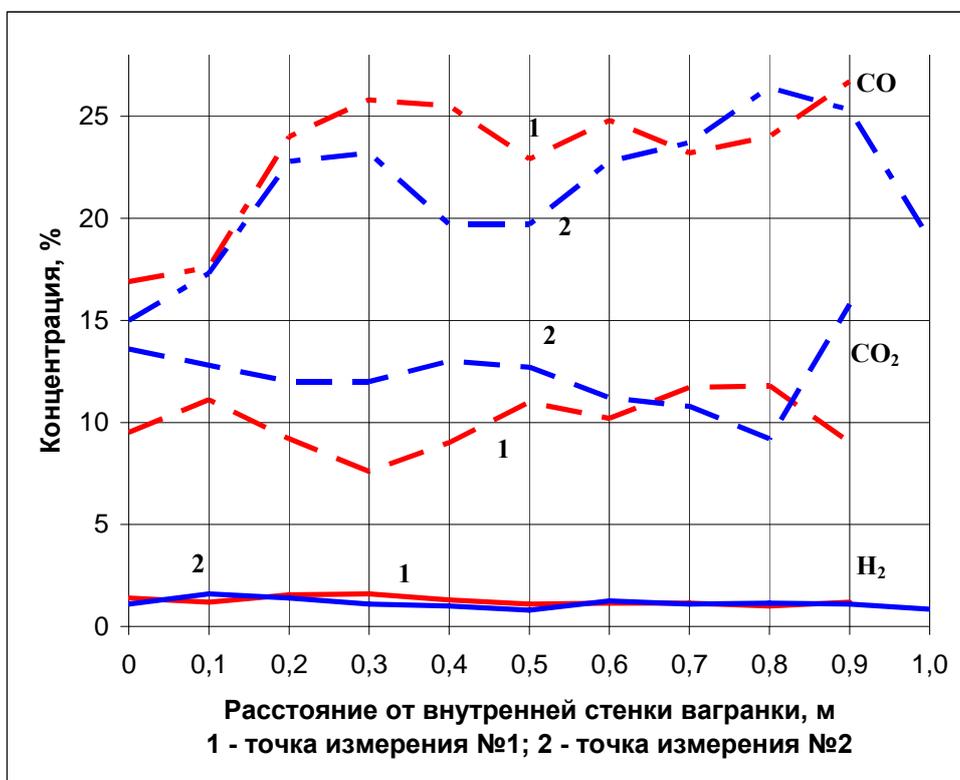


Рис. 3. Распределение концентраций газов по сечению вагранки

Используя данные, полученные в результате проведенных измерений, авторы рассчитали тепловой баланс слоя шихтовых материалов, находящихся в рабочем пространстве вагранки (таблица 1).

Таблица 1

Тепловой баланс слоя

Приход	кВт	%	Расход	кВт	%
Химическая теплота горения кокса	9524	73,8	Затраты теплоты на нагрев и плавление шихты	2592	20,1
Химическая теплота горения природного газа	645	5,0	Теплота эндотермических реакций	62	0,5
Физическая теплота подогрева воздуха	2722	21,2	Потери теплоты с продуктами горения	1690	13,1
			Химический недожог кокса и газа	6470	50,2
			Потери теплоты с охлаждающей водой	2077	16,1
Итого:	12891	100	Итого:	12891	100

Потери теплоты с продуктами горения, покидающими слой, рассчитали при температуре газов 487 °С. К сожалению, вследствие отсутствия расходомера охлаждающей воды потери на охлаждение вагранки измерить не удалось, и они были определены как остаточный член уравнения теплового баланса. Как правило, для подобных вагранок эти потери составляют 15...20 %. Обращает на себя внимание величина химического недожога, которую рассчитывали по содержанию в продуктах горения СО и Н₂. Следует подчеркнуть, что при слоевом сжигании твердого топлива очень важную роль играет высота слоя загружаемого кокса. Кислород подаваемого в слой дутья в пределах, так называемой, окислительной зоны, имеющей незначительную высоту, равную 3...5 диаметров кусков топлива, активно окисляет углерод до СО₂ и обеспечивает максимальную температуру газов, достигающую 1400 °С. Если выше этого горизонта имеется еще слой топлива, то горячие газы попадают в, так называемую, восстановительную зону, в которой проходят эндотермические реакции

$\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$ и $\text{H}_2\text{O} + \text{C} = \text{H}_2 + \text{CO}$. Естественно, объем газов будет постепенно увеличиваться, а температура по высоте слоя будет уменьшаться. При этом увеличение подачи дутья в слой лишь приведет к более интенсивному горению кокса, но на химический состав выходящих из слоя газов, содержащих до 40...45 % ($\text{CO} + \text{H}_2$), не повлияет. Очевидно, в рассматриваемом случае толщина загружаемого в вагранку слоя кокса слишком велика, что создает условия для восстановления диоксида углерода и водяного пара.

Анализ полученных результатов и разработка основных направлений реконструкции вагранки

Проведенные исследования и расчеты показывают, что газодинамический режим печи характеризуется периферийным ходом. Дутье поступает через фурмы на небольшую глубину слоя, а газы эвакуируются также через периферийное кольцо между стенками печи и «юбкой» загрузочного устройства. Таким образом, центр печи практически не продувается газами, на что указывает высокое содержание монооксида углерода в этой области в сочетании с высокими температурами (шихтовые материалы в центре движутся намного медленнее, чем по периферии). Периферийный ход особенно ярко проявляется в данной печи, поскольку она имеет большой диаметр и небольшую высоту шахты, что приводит к потере производительности печи и перерасходу кокса. Отношение высоты слоя шихты к диаметру вагранки $H/D = 1,5$.

Анализ газов, покидающих шахту печи, показал, что в них содержится до 25 % монооксида углерода и до 2 % водорода. Неиспользованный химический потенциал этих газов (не считая физической теплоты) эквивалентен 188 кг кокса/т расплава. В то же время количество теплоты, возвращаемой в процесс с нагретым в рекуператоре до 320 °С воздухом, эквивалентно всего лишь 19 кг кокса/т расплава. Невысокая температура подогрева воздуха является следствием серьезных конструктивных недостатков рекуператора, и, в первую очередь, это – неравномерность распределения воздуха в кольцевом зазоре, что значительно уменьшает эффективную теплообменную поверхность рекуператора.

Подача природного газа в слой на уровне воздушных фурм оказывается неэффективной, поскольку при недостатке кислорода и наличии углерода кокса газ не сгорает с выделением теплоты, а частично разлагается с поглощением теплоты, снижая, таким образом, температуру расплава.

С целью устранения или уменьшения влияния вышеуказанных недостатков конструкции и режима работы вагранки авторы предлагают следующие мероприятия.

1. Введение второго (дополнительного) яруса подачи воздушного дутья через фурмы, расположенные выше основного ряда фурм для частичного дожигания монооксида углерода, образующегося в зоне восстановления. Снижение содержания СО в отходящих газах хотя бы до 10 % эквивалентно экономии примерно 77 кг кокса/т расплава.

2. Для уменьшения радиальной неравномерности протекания газодинамических и теплообменных процессов (устранения периферийного хода) необходимо: оптимизировать количество и параметры фурменных приборов в нижнем (основном) и в верхнем ярусах ввода воздушного дутья, применить водоохлаждаемые фурмы с высовом в слой на глубину до 250...300 мм. Для интенсификации процессов в осевой зоне верха шахты установить центральное газоотводящее устройство.

3. Для сокращения расхода кокса и повышения температуры перегрева расплава повысить температуру воздушного дутья, подаваемого в основной ряд фурм, до 500...550 °С, для чего реконструировать рекуператор, реализовав в нем радиационно-конвективный принцип работы. Это позволит подавать в слой дополнительно 336 кВт теплоты, что существенно повысит тепловой КПД печи.

4. Повысить эффективность использования природного газа, применив способы внепечного сжигания его в специальной горелке и введением продуктов сгорания в воздух, подаваемый в верхний ярус воздушного дутья, повышая, тем самым, его температуру.

5. Дожигать монооксид углерода перед рекуператором и повысить, таким образом, температуру подогрева воздуха.

Выводы

1. Одной из основных причин неудовлетворительной тепловой и газодинамической работы вагранки является очевидное нарушение ее коэффициента стройности, т.е. отношения высоты к диаметру. В данной вагранке $H/D = 1,5$, в то время как хорошо работающие вагранки с расходом кокса 120...140 кг/т имеют коэффициент стройности 4...6.

2. Улучшение тепловой работы центральных объемов слоя может быть обеспечено заглублением продувочных фурм в слой на 250...300 мм.

3. Дожигание СО и более эффективный подогрев воздуха позволят сократить расход кокса приблизительно на 30 %.

Рукопись поступила 01.04.2008 г.

Каракаш Е.А. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ АККУМУЛИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ДОМЕННЫХ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЕЙ

Исследована аккумулирующая способность доменного воздухо-нагревателя. Рассмотрены различные варианты распределения температур по высоте регенеративной насадки. Определены ресурсо- и энергосберегающие режимы нагрева доменного воздухонагревателя.

Введение

Предпосылками для использования воздухонагревателей в качестве не только теплообменных регенеративных аппаратов, но и в качестве аккумуляторов тепловой энергии является относительно низкая величина коэффициента использования теплоты в насадке.

Постановка задачи

Коэффициент использования теплоты в насадке K_u [1] в научно-технической литературе определяется из выражения:

$$K_u = \frac{\Delta I_H}{I_H} = \frac{\Delta I_{nc}}{I_H} = \frac{\Delta I_{\text{дуть}}}{I_H}, \quad (1)$$

где I_H – общее количество теплоты, аккумулированной в насадке:

$$I_H = m_n C_n \bar{t}_n(H). \quad (2)$$

Средняя температура по высоте насадки:

$$\bar{t}_n(H) = \frac{\int_0^H t_{cp} dH}{H}, \quad (3)$$

где t_{cp} – среднемассовая температура кирпича насадки, °С; H – высота насадки, м.

$\bar{t}_n(H)$ – вычисляется по графику $\bar{t}_{cp} = f(H)$, с использованием кусочно-линейной аппроксимации действительной кривой;

$\Delta I_H, \Delta I_{nc}, \Delta I_{\text{дуть}}$ – соответственно изменение теплосодержания насадки, продуктов сгорания и дутья.

$$\Delta I_{nc} = B v_{nc} \Delta i_{nc} \tau_1, \quad (4)$$

$$\Delta I_{\text{дутья}} = V_{\text{дутья}} \Delta i_{\text{дутья}} \tau_2, \quad (5)$$

$$\Delta I_H = m_H C_H \Delta i_H \quad (6)$$

или

$$\Delta I_H = \sum_{i=1}^n m_i C_{Hi} \Delta i_{Hi},$$

где m_H – общая масса насадки, кг; $B, V_{\text{дутья}}$ – секундные расходы газа и дутья, м³/с; $C_H, m_i, \Delta i_{Hi}$ – теплоемкость (Дж/(кг К)), масса (кг), изменение теплосодержания i -го яруса насадки (Дж/кг); τ_1, τ_2 – длительности периодов «нагрева» и «дутья», с; Δi_{nc} – изменение энтальпии продуктов горения за время нагрева, Дж/м³; $\Delta i_{\text{дутья}}$ – изменение теплосодержания дутья за время охлаждения, Дж/м³; Δi_H – изменение теплосодержания насадки за период «дутья» или «нагрева», Дж/кг (принимали, что общее количество теплоты, остающейся в насадке в период «нагрева», равно количеству теплоты, передаваемой насадкой дутью).

Методика исследования

Характер кривой $\bar{t}_{cp}(H)$ определяется соотношением водяных (тепловых) эквивалентов $W_{\text{дым}}/W_{\text{дутья}}$ продуктов горения $W_{\text{дым}} = V_{\text{дым}} C_{\text{дым}} \tau_1$ и дутья $W_{\text{дутья}} = V_{\text{дутья}} C_{\text{дутья}} \tau_2$.

Чем выше указанное соотношение, тем более выпуклой будет кривая $\bar{t}_{cp}(H)$ и тем выше будет усредненная температура насадки по ее высоте и, значит, тем больше в насадке накопится теплоты при том же ограничении по температуре низа насадки (400 °С) и достижении этого ограничения.

Аккумулирующая способность кирпича насадки характеризуется величиной $\rho \cdot r_{\text{э}} \cdot C_H$.

При плотности динаса $\rho_d = 1850 \text{ кг/м}^3$, каолина $\rho_k = 2300 \text{ кг/м}^3$, шамота $\rho_{\text{ш}} = 2100 \text{ кг/м}^3$, средних температурах динаса 1030 °С, каолина 675 °С, шамота 325 °С, средние теплоемкости и аккумулирующая способность ярусов составят:

- динаса $C_d = 0,512 + 4,6 t_d \cdot 10^{-4} = 0,9858 \text{ кДж/кг К}$;
- каолина $C_k = 0,871 + 1,46 t_k \cdot 10^{-4} = 0,9696 \text{ кДж/кг К}$;
- шамота $C_{\text{ш}} = 0,544 + 3,52 t_{\text{ш}} \cdot 10^{-4} = 0,6584 \text{ кДж/кг К}$.

Аккумулирующая способность ярусов насадки:

- динасового $[r_{\text{э}} \cdot \rho \cdot C_H]_d = 0,0205 \cdot 1850 \cdot 0,9858 = 37,39 \text{ кДж/м}^2 \text{ К}$;
- каолинового $[r_{\text{э}} \cdot \rho \cdot C_H]_k = 0,0205 \cdot 2300 \cdot 0,9656 = 45,33 \text{ кДж/м}^2 \text{ К}$;

– шамотного $[r_{\text{э}} \cdot \rho \cdot C_n]_{\text{ш}} = 0,0205 \cdot 2100 \cdot 0,6584 = 28,34 \text{ кДж/м}^2 \text{ К}$.

Таким образом, наибольшей аккумулирующей способностью обладает коалиновый ярус насадки. В условиях температур горячего дутья (ГД) перед доменной печью $1000 - 1050 \text{ }^\circ\text{С}$, обусловленных технологией ведения доменной плавки и связанной, в основном, с низким качеством кокса и железорудного сырья [2], указанные температуры горячего дутья достигаются даже на 3-х аппаратах, а масса, соответствующая массе одного из четырех аппаратов блока ВН, может быть использована для аккумуляции теплоты.

На рис. 1 представлены распределения температур по высоте насадки при различных режимах отопления доменных воздухонагревателей (различных отношений водяных эквивалентов).

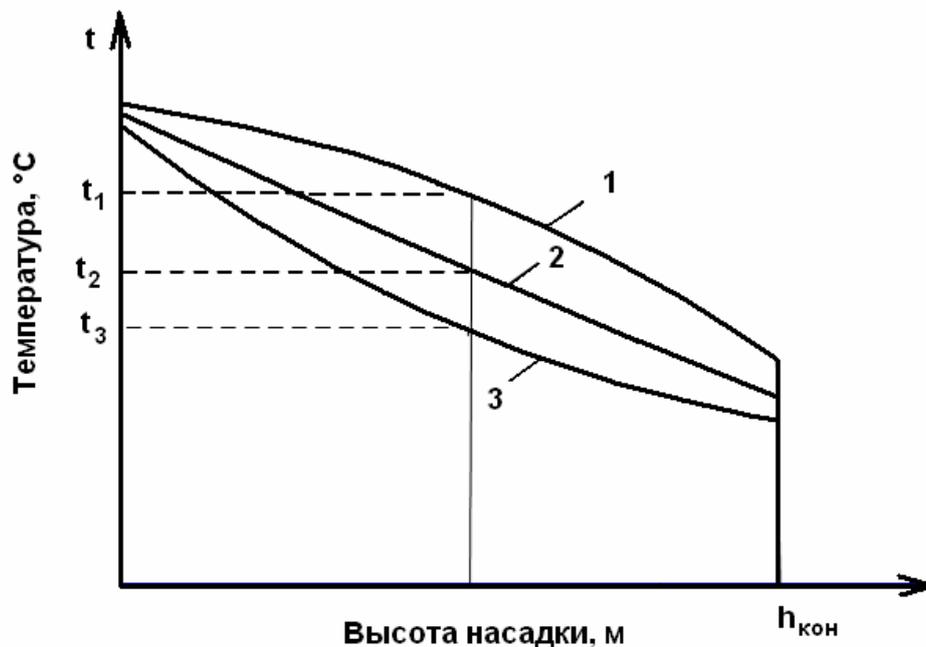


Рис. 1. Распределение температур по высоте насадки при различных режимах:

$$1) \frac{W_{\text{дым}}}{W_{\text{дут}}} > 1; \quad 2) \frac{W_{\text{дым}}}{W_{\text{дут}}} = 1; \quad 3) \frac{W_{\text{дым}}}{W_{\text{дут}}} < 1$$

И.Д. Семикин и Э.М. Гольдфарб в своих работах по доменным воздухонагревателям [1] для коэффициента теплопередачи в насадке указывали на необходимость учитывать аккумуляцию теплоты в насадке $\rho \cdot r_{\text{э}} \cdot C_n$.

В выражении (7) для коэффициента теплопередачи в насадке, ответственной за аккумуляцию теплоты, является величина $1/(\rho \cdot r_3 \cdot C_H)$:

$$\chi = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{3} \left(\frac{1}{r_3 \rho C} + \frac{4R}{3 \lambda \tau_{общ}} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}}. \quad (7)$$

Это подтверждает необходимость производить нагрев насадки с распределением температур по выпуклой кривой.

Избыточно аккумулированная в насадке воздухонагревателя теплота, приводящая к повышению температуры ГД, может быть использована доменной печью в следующих ситуациях:

1) при похолоданиях печи возможно увеличить температуру горячего дутья, например, до уровня 1150 °С и выше [3] на доменной печи 9 ОАО «Миттал Стил-Кривой Рог»;

2) непосредственно после выпуска чугуна (кратковременно), когда в горн приходят более холодные массы шихты.

Выводы

Работа воздухонагревателей с аккумуляцией теплоты сжигаемого доменного газа приводит к следующим результатам:

- к повышению энергоэффективности тепловой работы воздухонагревателя [4] (экономия энергии вместо сжигания избыточного газа на «свече», при этом температура продуктов сгорания, выбрасываемых в атмосферу, составляет 1100 – 1200 °С);

- к снижению теплового загрязнения окружающей среды, так как дымовые газы из блока воздухонагревателей будут входить в дымовую трубу с температурой 140 – 150 °С при наличии рекуператоров для подогрева компонентов горения или со средней температурой 250 – 275 °С при отсутствии таковых;

- к увеличению стойкости динасового яруса насадки в связи с увеличением температуры на границе динас-каолин из-за увеличения общего уровня температуры в насадке, в том числе, средней температуры насадки по высоте (соответствующая температура фазового превращения кварца динаса 573 °С).

Следует отметить, что на использование доменного воздухонагревателя в качестве теплового аккумулятора указывали также специалисты из Австрии Г. Бекман и П. Гилли [5].

Список литературы

1. Семикин И.Д., Гольдфарб Э.М. Регенерация тепла в доменных воздухонагревателях // Сталь. – 1954. – № 9. – С. 790 – 796.

2. Баум В.А., Будрин Д.В., Иващенко А.И. Металлургические печи. – М.: Metallurgizdat. – 1951. – 975 с.
3. Жеребин Б.Н.. Практика ведения доменной печи. – М.: Металлургия, 1980. – 248 с.
4. Нові підходи до оперативного управління дуттевим режимом доменної печі / Б.П. Довгалюк, В.Г. Крупій, Г.Л. Цимбал, В.Ю. Шевченко // Праці V Міжнародного конгресу доменників. – Дніпропетровськ: Пороги, 2000. – С. 391 – 393.
5. Бекман Г., Гилли П. Тепловое аккумулярование энергии. – М.: Мир, 1987. – 272 с.

Рукопись поступила 15.04.2008 г.

Лазич Ладислав (Lazić Ladislav) – д-р наук, проф., Загребский Университет, Хорватия

Бровкин В.Л. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ, Украина

Гупало В.И. – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., НМетАУ, Украина

Гупало Е.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ, Украина

КОСВЕННЫЙ РАДИАЦИОННЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРНЫХ ПЕЧАХ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПЛОСКОПЛАМЕННЫХ ГОРЕЛОК

Выполнен расчетный и экспериментальный анализ теплообмена в камерной печи при использовании плоскопламенных горелок при различной высоте печи. Показана адекватность математической модели результатам эксперимента. Показано влияние коэффициента теплоотдачи от дыма к металлу на эффективность косвенного радиационного теплообмена.

Состояние вопроса

Эффективность косвенного радиационного теплообмена в нагревательных и термических печах рассматривалась во многих работах, в том числе, в монографиях [1 – 3]. Такой вид теплообмена может быть реализован при разогреве свода печи путем направления факела горелок непосредственно на свод. Наиболее равномерного разогрева свода можно достичь плоскопламенными горелками. При косвенном радиационном теплообмене происходит частичная трансформация селективного излучения газа с интегральной степенью черноты 0,1 – 0,3 через конвективный тепловой поток от факела к своду в сплошное излучение кладки со степенью черноты 0,6 – 0,9. В результате создаются условия для интенсификации теплообмена, проявляющегося в формировании повышенного теплового потока на металл, что, в свою очередь, приводит к сокращению удельного расхода топлива.

В литературе известны исследования влияния различных параметров работы печи на эффективность теплообмена [3 – 6 и др.]. Недостатком этих исследований является отсутствие данных прямого сопоставления результатов расчета и эксперимента. Это связано с тем, что для некоторых значимых параметров, которые участвуют в теплообмене в печи с плоскопламенными горелками, практически нет об-

щепризнанных методик расчета. В первую очередь, это относится к коэффициентам теплоотдачи конвекцией к своду, к кладке стен и к металлу.

В литературе известны результаты опытных исследований косвенного радиационного теплообмена, направленные, главным образом, на выявление преимуществ этого способа отопления по сравнению с равномерно-распределенным способом, реализуемым при сжигании топлива в горелках, расположенных в боковых стенах печи [3, 7, 8]. В частности, в работе [7] сделан вывод о практическом совпадении энергетической эффективности различных способов отопления. Результаты работы [8] показывают, что эффективность сводового отопления на 6 – 9,5 % выше торцевого отопления.

В работе [9] выполнены экспериментальные исследования влияния высоты рабочего пространства в печи с плоскопламенными горелками. Получено, что снижение высоты с 1,5 метров до 1,15 метров увеличивает КПД печи в 1,36 – 1,37 раза, тогда как последующее снижение высоты мало влияет на КПД. Авторы [9] объясняют это увеличением прямой конвекции на металл и уменьшением потерь теплоты через кладку печи. Причем, если высота рабочего пространства меньше 1,1 метра, то коэффициенты теплоотдачи на поверхности металла и кладки слабо зависят от высоты. К сожалению, опытные данные [9] не были подкреплены прямым сравнением с расчетными данными.

Цель исследований

Цель данной работы – повышение эффективности сводового отопления камерной печи.

Постановка задачи

Ранее нами были выполнены теоретические исследования, касающиеся оценки эффективности сводового отопления, основанные на разработанной нами математической модели косвенного радиационного теплообмена [5, 6, 10 и др.].

Основные допущения, принятые при составлении математической модели, следующие [10]:

а) камерная печь представляется в виде параллелепипеда. Она состоит из параллельных плоских зоны металла и зоны кладки свода ограниченных размеров. Эти зоны соединяются вертикальными зонами боковых стен. К зоне кладки свода прилегает тонкая зона факела. Остальной объем занимает зона дыма;

б) расчет теплообмена между газовой фазой и твердыми поверхностями проводится по температуре дыма, уходящего из рабочего пространства;

в) расчетная схема работы печи соответствует режиму идеально-го перемешивания;

г) модель излучения газа принята селективно-серой;

д) излучением от факела пренебрегаем;

е) удельная теплоемкость продуктов горения не зависит от температуры;

ж) стационарная теплопередача через футеровку;

з) диссоциацией продуктов горения пренебрегаем;

и) полное сжигание топлива.

Описание математической модели

Математическая модель теплообмена в печи реальной конфигурации подробно описана в работе [10] и включает в себя систему уравнений тепловых балансов отдельных зон, записанную через результирующие лучистые потоки зон. Для удобства балансовое уравнение для зоны дыма заменено балансовым уравнением для всей печи:

– уравнение теплового баланса для всей печи

$$M + Q_{\text{air+fuel}} = Q_m + Q_{\text{pot.sten}} + Q_{\text{pot.svod}} + Q_g + Q_{\text{neuch}}, \quad (1)$$

– уравнение теплового баланса для объемной зоны факела, создаваемого горелками у поверхности свода,

$$M + Q_{\text{air+fuel}} = Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}} + Q_f; \quad (2)$$

– уравнение теплового баланса для металла

$$Q_m = Q_{\text{rez,m}}^{\Delta\lambda_g} + Q_{\text{rez,m}}^{\Delta\lambda_v} + Q_{\text{g-m}}^{\text{conv}}; \quad (3)$$

– уравнение теплового баланса для поверхностной зоны свода

$$Q_{\text{pot.svod}} = Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_g} + Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_v} + Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}}; \quad (4)$$

– уравнение теплового баланса для поверхностей стен

$$Q_{\text{pot.sten}} = Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_g} + Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_v} + Q_{\text{g-sten}}^{\text{conv}}; \quad (5)$$

где M – тепловая мощность печи, Вт; $Q_{\text{air+fuel}}$ – физическая теплота подогретых воздуха и топлива; Q_g – физическая теплота дыма, уходящего из печи; Q_{neuch} – неучтенные потери теплоты, обычно принимаемые в долях от тепловой мощности печи – $Q_{\text{neuch}} = K_{\text{pot}} \cdot M$; Q_f – физическая теплота дыма, уходящего из зоны факела; Q_m – тепловой поток, усво-

енный металлом в результате теплопередачи; $Q_{\text{pot.svod}}$ и $Q_{\text{pot.sten}}$ – потери теплоты через кладку свода и стены, соответственно; $Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}}$ – конвективный тепловой поток от факела к кладке свода; $Q_{\text{g-m}}^{\text{conv}}$ – конвективный тепловой поток от дыма к поверхности металла; $Q_{\text{g-sten}}^{\text{conv}}$ – конвективный тепловой поток от дыма к стенам; $Q_{\text{rez,m}}^{\Delta\lambda_g}$, $Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_g}$ и $Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_g}$ – результирующие лучистые тепловые потоки на металл, свод и стены в пределах лучепоглощающих ($\Delta\lambda_g$) спектральных полос излучения дыма; $Q_{\text{rez,m}}^{\Delta\lambda_v}$, $Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_v}$ и $Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_v}$ – результирующие лучистые тепловые потоки на металл, свод и стены вне полос излучения дыма.

В отличие от работы [10], в тепловой баланс печи (1) добавлено слагаемое, характеризующее неучтенные потери теплоты – Q_{neuch} .

Результирующие лучистые тепловые потоки в системе (1) – (5) учитывают взаимное переизлучение между зонами металла, свода и стен при наличии поглощающего и излучающего газа.

Уравнения (1) и (2) можно записать через понятие о коэффициенте использования теплоты и с использованием удельной мощности горелок – $M_{\text{ud}} = M/F_{\text{svod}}$ – в виде:

$$(1 - K_{\text{pot}}) \cdot M_{\text{ud}} \cdot \eta_{\text{kit}} = \frac{Q_{\text{m}} + Q_{\text{pot.sten}} + Q_{\text{pot.svod}}}{F_{\text{svod}}}; \quad (6)$$

$$M_{\text{ud}} \cdot \eta_{\text{kit,f}} = \frac{Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}}}{F_{\text{svod}}}, \quad (7)$$

где $\eta_{\text{kit}} = \frac{M + Q_{\text{air+fuel}} - Q_{\text{g}}}{M} = \frac{t_{\text{cal}} - t_{\text{g}}}{t_{\text{cal}}^0}$ – коэффициент использования химической теплоты топлива в печи;

$\eta_{\text{kit,f}} = \frac{M + Q_{\text{air+fuel}} - Q_{\text{f}}}{M} = \frac{t_{\text{cal}} - t_{\text{f}}}{t_{\text{cal}}^0}$ –

коэффициент использования химической теплоты топлива в зоне факела; $t_{\text{cal}} = (Q_{\text{n}}^{\text{p}} + L_{\text{air}} \cdot C_{\text{air}} \cdot t_{\text{air}} + C_{\text{fuel}} \cdot t_{\text{fuel}}) / (V_{\text{g}} \cdot C_{\text{g}})$ – калориметрическая температура полного горения топлива; $t_{\text{cal}}^0 = Q_{\text{n}}^{\text{p}} / (V_{\text{g}} \cdot C_{\text{g}})$ – нормальная калориметрическая температура при действительном коэффициенте расхода воздуха; F_{svod} – площадь свода.

Удобство в использовании в уравнениях (6) – (7) величины M_{ud} связано с тем, что на действующих печах M_{ud} обычно изменяется в узких пределах от 150 до 250 кВт/м² [6].

В системе из 5-и уравнений (3) – (7) неизвестными могут быть приняты любые 5 величин. Чаще всего это температуры свода (t_{svod}), стен (t_{sten}), факела (t_f), дыма (t_g) и тепловой поток на металл (Q_m).

С использованием этой математической модели и ее упрощенного аналога (модель плоского слоя) были проведены теоретические исследования влияния на экономичность работы печи степени развития футеровки [10], тепловой мощности [5], температуры металла [5], коэффициента теплоотдачи от факела к своду [5, 10] и некоторых других параметров.

Описание экспериментальной установки и методики эксперимента

Расчетные исследования косвенного радиационного теплообмена были сопоставлены с опытными данными, полученными на специально сооруженном огневом стенде в печном цехе кафедры теплотехники и экологии металлургических печей НМетАУ (см. рис. 1).

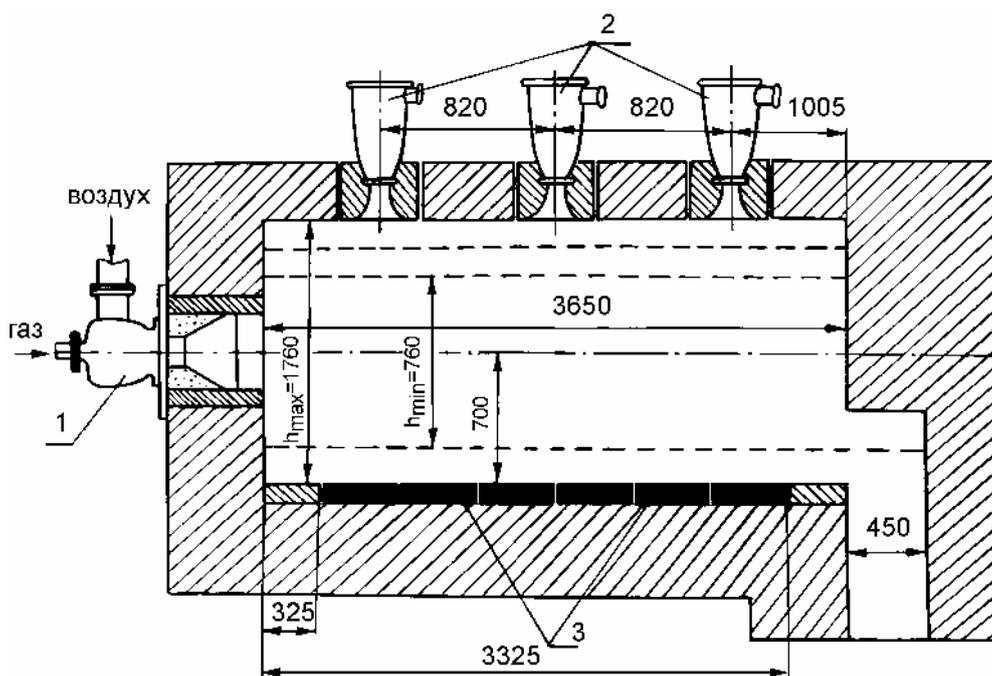


Рис. 1. Схема огневого стенда:
1 – горелка ГПП-6;
2 – горелки ГПП-5 (в центре) и ГПП-4 (2 штуки);
3 – калориметры

Огневой стенд представляет собой камеру с размерами пода 3650 x 1750 мм. Свод стенда (1) выполнен подвесным. На подине стенда установлены шесть секций водоохлаждаемых калориметров (3), размерами 1600 x 490 мм каждая. На торцевой стене стенда, противоположной дымопаду, установлена горелка ГНП-6 (1). Размеры дымопада 450 x 590 мм. Плоскопламенные горелки ГПП-4 устанавливались на каждой секции свода, а горелочный камень горелки ГПП-5 устанавливался на стыке двух секций свода, в центре рабочей камеры (2).

Стенд оборудован стандартной измерительной и регулирующей аппаратурой. Измерялись общий расход газа и воздуха, давление в рабочей камере, давление газа и воздуха в подводящих трубопроводах перед измерительными диафрагмами, температура внутренней поверхности кладки стен и свода и температура в дымопаде, состав продуктов сгорания на выходе из рабочей камеры (CO_2 , CO и O_2).

В качестве топлива использовался природный газ с теплотой сгорания 36,99 МДж/м³ (по данным «Днепрогаза»).

Исследовались три способа отопления рабочей камеры огневого стенда:

1) торцевой горелкой ГНП-6, с завихрителем воздушного потока, реализующей режим нагрева, близкий к режиму равномерно распределенного теплообмена [2];

2) одной плоскопламенной горелкой ГПП-5 и

3) двумя плоскопламенными горелками ГПП-4, реализующими режим нагрева, близкий к режиму косвенного направленного теплообмена [2].

Исследования выполнены для двух температурных режимов тепловоспринимающей поверхности:

- низкотемпературного – температура поверхности калориметра не превышала 100 °С (поверхность калориметров открыта);

- высокотемпературного – температура поверхности более 1000 °С (тепловоспринимающая поверхность калориметров полностью покрыта шамотным кирпичом толщиной 40 мм).

При выполнении исследований общая тепловая мощность рабочей камеры поддерживалась постоянной и составляла 822 кВт (расход газа 80 м³/ч). Такая мощность была выбрана из условий обеспечения номинальной производительности горелки ГНП-6, одной горелки ГПП-5 и двух горелок ГПП-4. Соотношение «газ-воздух» поддерживалось близким к стехиометрическому и составляло один к десяти (расход воздуха 800 м³/ч) при теоретическом расходе воздуха для полного сжигания топлива 9,78 м³/м³.

Все исследования выполнены при постоянном разряжении в рабочей камере 2 Па.

При выполнении исследований на одном из типов горелок другие горелки демонтировались, оставшиеся отверстия в горелочных камнях плоскопламенных горелок закрывались керамическими заглушками, а амбразура торцевой горелки ГНП-6 закрывалась кирпичной кладкой, при этом демонтаж горелки не производился.

Исследования выполнены для следующих высот рабочего пространства: 1760 мм; 1360 мм; 1160 мм и 760 мм.

Высоту свода изменяли за счет опускания свода в пределах 1760 – 1160 мм, а также путем поднятия пода с калориметрами на 400 мм выше уровня стационарного пода стенда для обеспечения высоты рабочей камеры 760 мм и проверки различной степени приближения торцевой горелки к своду и теплоприемнику. На рис. 1 пунктирными линиями показаны различные положения свода и пода камеры.

Показатели печи определялись при достижении огнеупорной кладкой рабочей камеры стационарного состояния, когда температуры кладки стен, свода и уходящего дыма не изменялись в течение 1,5 – 2 ч.

После достижения стендом стационарного состояния производился замер расхода воды на каждую секцию калориметров (G_i), а также измерялись температуры входящей ($t_{вxi}$) и уходящей (t_{yxi}) воды из каждой «i»-ой секции калориметров.

Плотность теплового потока на «i»-ю секцию калориметра определялась из теплового баланса калориметра в виде:

$$q_i = \frac{G_i \cdot c \cdot \Delta t_i}{f_i}, \text{ Вт/м}^2, \quad (8)$$

где f_i – площадь тепловоспринимающей поверхности секции калориметра; $\Delta t_i = t_{yxi} - t_{вxi}$; c – теплоемкость воды.

Основные результаты эксперимента

Результаты экспериментов по определению тепловых потоков на подину печи приведены для открытых калориметров в табл. 1 и для футерованных калориметров – в табл. 2. Нумерация калориметров в табл. 1 и 2 приведена по ходу движения газов горелки ГНП-6.

Таблица 1

Относительное отклонение удельного теплового потока от среднего значения – ε_q , %. Калориметры открыты

Тип горелок	\bar{q} , кВт/м ²	Номер калориметра					
		1	2	3	4	5	6
h = 1760 мм							
ГНП-6	77,5	0,47	1,94	0,16	-1,30	-1,36	0,11
ГПП-5	74,2	-10,33	-4,61	-0,55	3,00	4,22	8,27
ГПП-4 (2 шт.)	75,4	-1,74	-4,17	-3,07	-0,37	1,63	7,72
h = 1360 мм							
ГНП-6	81,9	1,58	2,17	0,33	-0,78	-2,63	-0,67
ГПП-5	78,5	-7,41	-2,60	1,27	1,97	2,44	4,34
ГПП-4 (2 шт.)	79,8	-0,18	-1,05	-1,85	-1,39	0,68	3,80
h = 1160 мм							
ГНП-6	83,8	3,06	1,32	-0,49	-1,44	-1,73	-0,72
ГПП-5	79,7	-11,1	-1,49	2,94	4,41	2,02	3,25
ГПП-4 (2 шт.)	83,0	-0,95	0,33	-2,34	-1,07	1,19	2,83
h = 760 мм							
ГНП-6	86,1	25,53	7,63	-4,50	-10,77	-10,84	-7,05
ГПП-5	82,5	-15,4	-4,05	5,69	8,28	5,25	0,27
ГПП-4 (2 шт.)	84,9	-0,47	0,54	-2,53	-1,44	1,93	1,98

Основные выводы по опытным данным.

1. Энергетическая эффективность сводового и торцевого отопления рабочей камеры данного огневого стенда при удельной тепловой мощности горелок $M_{уд} = 129$ кВт/м² практически одинаковы. Так, величина средних тепловых потоков при отоплении горелкой ГНП-6 стабильно больше, чем при сводовом отоплении двумя горелками ГПП-4. Эта разница составляет в среднем 1 – 1,5 % и доходит до 3,8 %.

2. Более высокая эффективность торцевого отопления стенда объясняется низким расположением горелки ГНП-6 относительно подины (расстояние от оси горелки до подины 300 – 700 мм) и наличием турбулизирующего завихрителя воздушного потока, приводящего к увеличению угла раскрытия факела. Режим теплообмена находится на грани равномерно-распределенного и прямого направленного.

3. При низких температурах на подине уменьшение высоты свода рабочей камеры во всех исследуемых способах отопления приводит к увеличению теплоусвоения на 10 – 12 %, однако характеризуется увеличением неравномерности нагрева, кроме горелок ГПП-4, для которых снижение высоты камеры улучшает равномерность нагрева.

При высоких температурах на подине уменьшение высоты рабочей камеры с 1760 мм до 1160 мм увеличивает теплоусвоение от 10 % (торцевая горелка) до 15 – 20 % (плоскопламенные горелки). Дальнейшее понижение свода практически не увеличивает теплоусвоения.

4. Максимальный эффект от применения плоскопламенного отопления по равномерности и величине тепловых потоков при неизменной тепловой мощности печи было достигнуто в случае использования двух горелок ГПП-4 взамен одной горелки ГПП-5. Причем, все горелки работали в номинальных режимах.

Таблица 2

Относительное отклонение удельного теплового потока от среднего значения – ε_q , %. Калориметры футерованы

Тип горелок	\bar{q} , кВт/м ²	Номер калориметра					
		1	2	3	4	5	6
h = 1760 мм							
ГПП-6	27,0	1,95	-0,24	-1,80	-3,84	-1,95	5,88
ГПП-5	25,4	-1,76	-4,32	-3,25	-1,80	2,22	8,91
ГПП-4 (2 шт.)	26,0	2,20	-2,19	-0,66	-3,18	-0,81	4,65
h = 1360 мм							
ГПП-6	27,4	8,14	-2,20	-2,53	-6,92	-0,56	4,08
ГПП-5	29,6	-2,57	-1,69	-0,44	-1,72	2,13	4,29
ГПП-4 (2 шт.)	27,2	3,03	-4,77	-4,47	-4,47	3,69	7,00
h = 1160 мм							
ГПП-6	30,1	6,61	-0,17	-0,80	-2,58	-3,82	0,76
ГПП-5	30,6	-3,79	-4,41	2,34	6,02	-0,77	0,61
ГПП-4 (2 шт.)	29,7	3,73	0,20	-5,53	-2,70	-0,28	4,58
h = 760 мм							
ГПП-6	30,7	11,11	0,78	-3,16	-3,55	-4,23	-0,95
ГПП-5	30,8	-4,21	-3,82	3,46	5,41	-2,43	1,60
ГПП-4 (2 шт.)	29,7	3,02	1,20	-4,08	-5,43	-2,37	7,66

Сравнение результатов расчета и эксперимента

Для сравнения результатов моделирования с экспериментом коэффициенты теплоотдачи возле твердых поверхностей определялись в соответствии с рекомендациями [3], обобщающими результаты гидродинамических исследований веерных струй многих авторов и результаты определения коэффициентов теплоотдачи на основе критерияльных уравнений в виде зависимости числа Нуссельта от чисел Рейнольдса и Прандтля. В результате, с применением метода наименьших квадратов, нами получена зависимость среднеинтегрального

коэффициента теплоотдачи от факела к своду от удельной тепловой мощности горелок M_{ud}

$$\alpha_{f-svod} = \alpha(M_{ud}^{HOM}) \cdot \frac{M_{ud}}{M_{ud}^{HOM}} \text{ [Вт/(м}^2 \cdot \text{К)]}, \quad (9)$$

где $\alpha(M_{ud}^{HOM}) = 3,55 \cdot (M_{ud}^{HOM})^{0,26}$ – номинальный коэффициент теплоотдачи, зависящий от M_{ud}^{HOM} ; M_{ud}^{HOM} [Вт/м²] – номинальная удельная тепловая мощность горелок в расчете на 1 м² площади свода.

При $M_{ud} = M_{ud}^{HOM}$ величина α_{f-svod} имеет максимальное значение.

Формула (9) получена при сжигании природного газа в плоскопламенных горелках типа ГПП и отсутствии подогрева топлива и воздуха. В формуле учитывается эффект от турбулизации потока за счет реакций горения топлива на поверхности свода. Если обозначить коэффициент теплоотдачи, без учета реакций горения, через α_{g-svod} , то относительный коэффициент теплоотдачи – $\chi = \frac{\alpha_{f-svod}}{\alpha_{g-svod}}$ – при темпе-

ратуре свода более 700 °С (температура воспламенения), рекомендуется принимать в пределах 2,2 – 2,3 [3]. В формуле (9) принято $\chi = 2,25$.

Пример расчета реального коэффициента теплоотдачи с использованием (9). Пусть на печи установлены горелки ГПП-4, расположенные, допустим, на расстоянии $s = 1,2$ м друг от друга и имеющие номинальный расход топлива $V_{HOM} = 40$ м³/ч. Теплота сгорания топлива $Q_H^p = 37$ МДж/м³. Реальный расход составляет, допустим, $V = 20$ м³/ч. Требуется найти α_{f-svod} .

Решение. Сначала определяем номинальную и реальную удельные тепловые мощности, которые равны, соответственно:

$$M_{ud}^{HOM} = \frac{V_{HOM} \cdot Q_H^p}{s^2} = \frac{(40/3600) \cdot 37 \cdot 10^6}{1,2^2} = 285500 \text{ Вт/м}^2,$$

$$M_{ud} = \frac{V \cdot Q_H^p}{s^2} = \frac{(20/3600) \cdot 37 \cdot 10^6}{1,2^2} = 142750 \text{ Вт/м}^2.$$

Соответственно, номинальный коэффициент теплоотдачи будет равен:

$$\alpha(M_{ud}^{HOM}) = 3,55 \cdot (M_{ud}^{HOM})^{0,26} = 3,55 \cdot (285500)^{0,26} = 93,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

а реальный коэффициент теплоотдачи от факела к своду:

$$\alpha_{f-svod} = \alpha(M_{ud}^{HOM}) \cdot \frac{M_{ud}}{M_{ud}^{HOM}} = 93,0 \cdot \frac{142750}{285500} = 46,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, преимущества плоскопламенных горелок, связанные с высоким коэффициентом теплоотдачи от факела к своду, очень сильно зависят от того, насколько близко к номинальному режиму работают горелки. Во-первых, это накладывает большую ответственность на проектные расчеты печей, которые должны быть выполнены с высокой точностью и обеспечивать минимальный коэффициент запаса прочности по расходу топлива. Во-вторых, из формулы (9) следует, что плоскопламенные горелки мало подходят для отопления камерных термических печей, в которых по ходу процесса термообработки удельная мощность горелок сильно изменяется и в период выдержки может падать в 5 – 10 раз от номинальной. В-третьих, плоскопламенные горелки, по-видимому, могут быть рекомендованы для нагревательных камерных печей, работающих при постоянной тепловой мощности, и для проходных нагревательных и термических печей, работающих с более-менее постоянным расходом топлива.

При определении коэффициента теплоотдачи от дыма к металлу исходили из того, что под каждой плоскопламенной горелкой возле свода печи образуется крупный газовый вихрь, в пределах которого коэффициент теплоотдачи на металл (α_{g-m}) примерно одинаков. По оценке [3] на уровне металла в качестве нулевого приближения можно принять $\alpha_{g-m} = 23,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, хотя надо иметь в виду, что эта величина зависит от мощности горелок. По нашим экспериментальным данным (см. табл. 2) и по данным [9] при номинальной мощности горелок высота такого вихря около $h_{rot} = 1,1 \text{ м}$. С увеличением высоты рабочего пространства более h_{rot} коэффициент теплоотдачи резко падает. В этих условиях нами предлагается формула для определения α_{g-m} в зависимости от высоты рабочего пространства печи – h :

$$\alpha_{g-m} = \begin{cases} 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, & \text{если } h \leq h_{rot} \\ 23,2 \cdot \left(\frac{h_{rot}}{h}\right)^{1,6} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, & \text{если } h > h_{rot} \end{cases}. \quad (10)$$

Формула (10) получена из условия сохранения импульса газовых струй, а также из известной пропорции $Nu \sim Re^{0,8}$ при движении газа вдоль плоской поверхности.

Например, при высоте рабочего пространства печи 1,76 м коэффициент теплоотдачи к металлу, лежащему на подине печи, равен:

$$\alpha_{g-m} = 23,2 \cdot \left(\frac{h_{rot}}{h}\right)^{1,6} = 23,2 \cdot \left(\frac{1,1}{1,76}\right)^{1,6} = 10,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи от дыма к боковым стенам печи α_{g-sten} нами принимался, как среднеарифметическое усреднение коэффициента теплоотдачи от дыма к металлу и от дыма к своду (без учета влияния реакций горения), в виде:

$$\alpha_{g-sten} = \frac{\alpha_{g-m} + \alpha_{g-svod}}{2}. \quad (11)$$

Сравнение результатов расчетов по математической модели (3 – 7), используя соотношения (9 – 11), с результатами эксперимента проводились при следующих исходных данных:

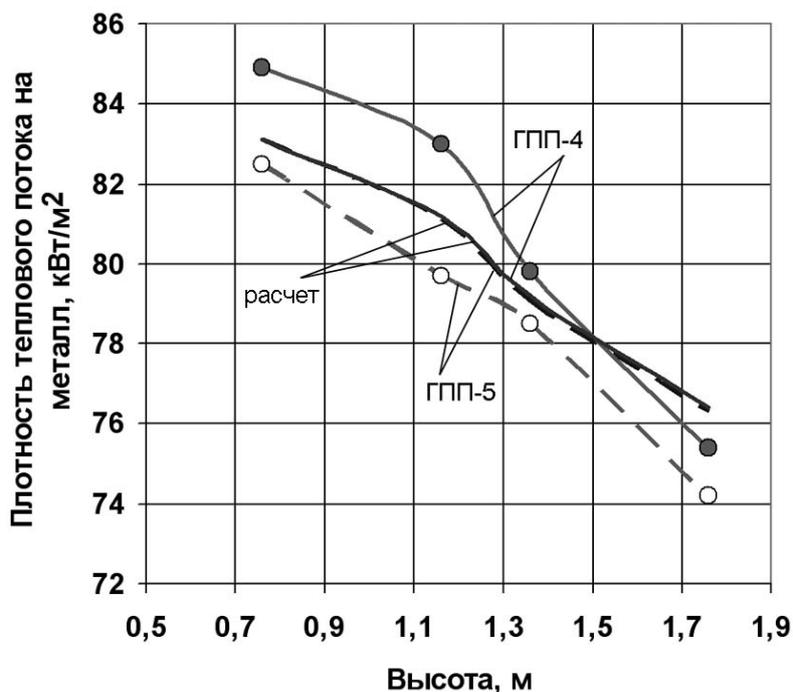
- длина и ширина рабочего пространства печи 3,65 x 1,75 м;
- кладка стен из двух слоев: шамот 0,348 м (коэффициент теплопроводности 1,28 Вт/(м·К)) и шамот-легковес 0,116 м (коэффициент теплопроводности 0,74 Вт/(м·К));
- кладка свода из шамота 0,3 м (коэффициент теплопроводности 1,28 Вт/(м·К));
- калориметрическая температура $t_{cal} = t_{cal}^0 = 2000$ °С;
- степень черноты свода и стен 0,8, а металла 0,6;
- температура окружающей среды $t_{okr} = 20$ °С;
- коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности кладки в окружающую среду $\alpha_{okr} = 20$ Вт/(м²·К);
- удельная мощность горелок $M_{ud} = 128,69$ кДж/м²;
- доля неучтенных потерь от общей тепловой мощности – $K_{pot} = 5$ %;
- температура поверхности металла $t_{me} = 90$ °С.

Теплофизические свойства, степени черноты поверхностей и величина K_{pot} взяты в соответствии с рекомендациями, приведенными в справочной литературе.

Результаты сравнения экспериментальных и расчетных данных по плотности теплового потока в зависимости от высоты рабочего пространства при сводовом отоплении печи плоскопламенными горелками ГПП-5 и ГПП-4 приведены на рис. 2.

На рисунке 2 представлены средние по площади подины потоки, определенные, как среднеарифметические от тепловых потоков по всем шести калориметрам. Расхождение между расчетом и экспериментом доходит до 2,8 % и в среднем составляет 2,0 %. Такое расхождение можно признать допустимым, т.к. оно меньше разброса в тепловых потоках по отдельным калориметрам в опытных данных. Из рисунка видно, что экспериментальные данные отличаются заметно

(до 4,0 %), тогда как расхождение в расчетных данных для горелок ГПП-4 и ГПП-5 не существенно. Расхождение в экспериментах по ГПП-5 и по ГПП-4 связано с особенностями аэродинамики дымовых газов в рабочем пространстве огневого стенда и наличием застойных зон, которое в принятой нами математической модели не может быть учтено.



● и ○ – экспериментальные точки

Рис. 2. Зависимость плотности теплового потока на металл от высоты рабочего пространства при сводовом отоплении печи плоскопламенными горелками ГПП-5 и ГПП-4 (температура поверхности металла 90 °С)

Расчетный анализ факторов, влияющих на эффективность косвенного радиационного теплообмена при различной высоте печи позволяет сделать некоторые выводы: значительное влияние на величину тепловых потоков оказывают: а) переотражение лучистых потоков от стен печи. Чем выше печь, тем меньше лучистой энергии от свода достигает подины в соответствии с эффектом диафрагмирования; б) коэффициент конвективной теплоотдачи возле поверхности металла, который с увеличением высоты рабочего пространства падает.

На рис. 3 показано влияние высоты рабочего пространства печи на эффективность сводового отопления при различном коэффициенте теплоотдачи на поверхности металла.

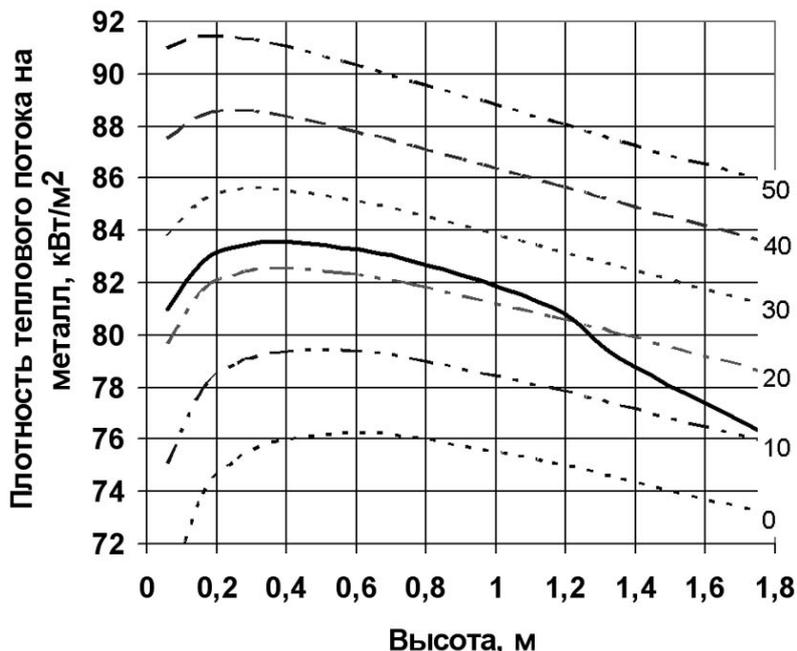


Рис. 3. Зависимость плотности теплового потока на металл от высоты рабочего пространства печи при различном коэффициенте теплоотдачи от дыма к металлу (температура поверхности металла 90 °С).

Цифры у кривых – коэффициент теплоотдачи в $Вт/(м^2 \cdot К)$; сплошная кривая – расчетные данные по условиям эксперимента

Там же, на рис. 3, сплошной линией приведена расчетная кривая зависимости теплового потока от высоты печи, адаптированная по экспериментальным данным огневого стенда. Видно, что при высоте печи 0,2 - 0,8 м достигаются максимальные тепловые потоки. Сохранить высокие значения тепловых потоков возможно, увеличив коэффициент теплоотдачи от дыма к металлу, например, путем размещения дополнительных боковых горелок с перераспределением тепловой мощности к ним от сводовых горелок.

С использованием рис. 3 можно оценить примерное значение коэффициента теплоотдачи в районе каждого калориметра в процессе проведения эксперимента. Если наложить поле тепловых потоков из табл. 1 на рис. 3, то можно увидеть, что значения тепловых потоков

1-го калориметра лежат ниже кривой $\alpha_{g-m} = 0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Это говорит о том, что температура дыма в районе 1-го калориметра гораздо ниже средней температуры рабочего пространства печи и в этом районе находится застойная зона.

Выводы

1. Рассмотрены вопросы расчета и анализа теплообмена в камерной печи при использовании плоскопламенных горелок.

2. Результаты моделирования тепловых потоков лучисто-конвективного теплообмена сравнены с результатами эксперимента, полученными на огневом стенде при различной высоте печи. Доказана адекватность математической модели результатам эксперимента.

3. Из эксперимента определено, что при низких температурах на подине уменьшение высоты свода рабочей камеры при сводовом отоплении приводит к увеличению теплоусвоения на 10 – 12 %, а при высоких температурах – на 15 – 20 %. Для обеспечения равномерности нагрева металла с уменьшением высоты печи до 0,76 – 1,16 м необходимо увеличивать количество плоскопламенных горелок.

4. Показано влияние коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к металлу на эффективность косвенного радиационного теплообмена при различной высоте печи. При значительной высоте печи (более 1,1 м) резко снижается коэффициент теплоотдачи у металла, что в совокупности с эффектом диафрагмирования и увеличением тепловых потерь в окружающую среду, приводит к сокращению тепловых потоков на металл на 9 %.

Список литературы

1. Еринов А.Е., Сорока Б.С. Рациональные методы сжигания газового топлива в нагревательных печах. – К.: Техніка, 1970. – 252 с.

2. Глинков М.А., Глинков Г.М. Общая теория печей. – М.: Металлургия, 1990. – 232 с.

3. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. – К.: Наукова думка, 1993. – 416 с.

4. Кашенко С.М., Невский А.С. Математическая модель теплообмена в печи со сводовыми плоскопламенными горелками // Промышленная теплотехника. – 1984. – Т. 6. – № 1. – С. 101 – 105.

5. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Анализ эффективности сводового отопления камерных пламенных печей – Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов НМетАУ. – Том 8. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 56 – 66.

6. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. К расчету теплообмена при сводовом отоплении пламенных печей // *Металлургическая и горно-рудная промышленность*. – 2003. – № 6. – С. 98 – 104.

7. Сравнительное исследование торцевой и сводовой системы отопления печей / Белов И.В., Быков В.В., Михеев Т.А., Печерский А.В. // В кн.: *Проблемы тепловой работы металлургических печей. Тезисы докладов*, Днепропетровск, 1976. – С. 114.

8. Сопоставительные исследования отопления нагревательных печей с помощью плоскопламенных и традиционных горелочных устройств / Сорока Б.С., Еринов А.Е., Торчинский А.И., Цветков С.В. // *Кузнечно-штамповочное производство*. – 1980. – № 11. – С. 26 – 28.

9. Сорока Б.С., Еринов А.Е., Никольский В.Е. Оптимизация рабочего пространства печей косвенного радиационного нагрева металла // *Кузнечно-штамповочное производство*. – 1984. – № 12. – С. 34 – 37.

10. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Влияние конструктивных особенностей печи на эффективность сводового отопления. – *Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. В двух книгах. – Книга первая*. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 393 – 408.

Рукопись поступила 01.03.2008 г.

Лаптев А.М. – д-р техн. наук, проф., ДГМА

Захарчук С.С. – аспирант, ДГМА

Вейнов А.М. – д-р техн. наук, ОАО «НКМЗ»

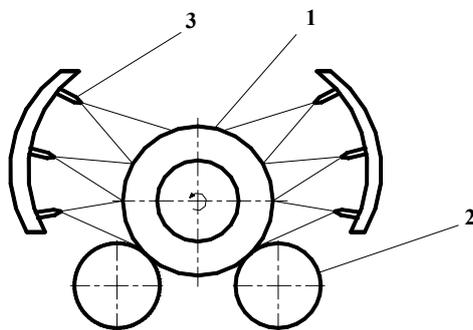
КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СПРЕЕРНОЙ ЗАКАЛКИ ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ

Предложена методика конечноэлементного моделирования поля температуры при спреерной закалке крупных прокатных валков. Применение методики проиллюстрировано результатами расчета распределения температуры и анализа структур при закалке валка из стали 70ХЗГНМФ на спреерной установке Новокраматорского машиностроительного завода.

Введение

Технико-экономические показатели прокатных станов во многом зависят от стойкости валков. В свою очередь, стойкость прокатных валков зависит от качества литья,ковки и технологии термической обработки. Ключевой операцией термической обработки валков является высокоскоростная закалка, которая позволяет получить высокую твердость поверхностного слоя при сохранении мягкой сердцевины изделий.

К наиболее эффективным технологиям высокоскоростной закалки валков относится спреерная закалка [1, 2]. Ее суть состоит в подаче на поверхность нагретого валка охладителя посредством специальных душирующих форсунок (рис. 1). В качестве охладителя могут применяться вода, воздух или водовоздушная смесь.



*Рис. 1. Принципиальная схема спреерной установки:
1 – валок; 2 – вращающиеся опоры; 3 – форсунок*

К преимуществам спреерной закалки относятся: возможность достижения высоких скоростей охлаждения, контроль его интенсивности, включая разную интенсивность охлаждения бочки и шеек валков, отсутствие закалочных баков, увеличение твердости поверхности и глубины закаленного слоя, высокая производительность и отсутствие загрязнения окружающей среды.

В процессе спреерной закалки возникают высокие градиенты температур по сечению и длине валка, влияющие на распределение структур и твердости в изделии. Учитывая жесткие требования к эксплуатационным характеристикам прокатных валков, включающие, в первую очередь, высокую износостойкость и твердость контактной поверхности, необходимо правильно определять кинетику изменения температуры в изделии во время охлаждения. Целью работы является разработка метода для определения градиентов температур в теле прокатного валка при его закалке на спреерной установке и прогнозирование получаемых структур.

Методика моделирования

Известно, что экспериментальные методы определения температур в теле валка затруднены из-за сложности и дороговизны проведения экспериментов [3 – 5]. Поэтому для определения поля температур в теле прокатного валка было применено математическое моделирование. При математическом моделировании необходимо решить уравнение теплопроводности, которое для тел с осевой симметрией, к которым относятся и прокатные валки, удобно записать в цилиндрической системе координат:

$$\gamma \cdot C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (1)$$

где γ – плотность материала валка, C_p – его удельная теплоемкость, λ – коэффициент теплопроводности.

В качестве одного из граничных условий необходимо учесть интенсивность потери тепла вследствие излучения по закону Стефана-Больцмана:

$$\dot{q}_r = \sigma_s \varepsilon (T_s^4 - T_a^4), \quad (2)$$

где \dot{q}_r – удельный тепловой поток излучения, σ_s – постоянная Стефана-Больцмана, ε – коэффициент излучающей способности, T_s – температура поверхности валка, T_a – температура окружающей среды.

Второе граничное условие определяет интенсивность потери тепла при спреерном охлаждении поверхности валка. Этот процесс мож-

но описать, используя закон конвективного теплообмена в форме:

$$\dot{q}_{conv} = h(T_s - T_w), \quad (3)$$

где \dot{q}_{conv} – удельный тепловой поток конвекции, h – коэффициент конвективного теплопереноса, T_w – температура охлаждающей среды. Для решения системы уравнений (1)-(3) был использован метод конечных элементов, реализованный в программе ANSYS.

Пример моделирования

В качестве примера моделирования рассмотрим закалку опорного прокатного вала из стали 70ХЗГНМФ с массой 21 тонна на спреерной установке Новокраматорского машиностроительного завода (НКМЗ). Валок имеет бочку длиной 1416 мм и диаметром 1266 мм. Общая длина вала составляет 4270 мм. Зависимости теплофизических характеристик C_p и λ от температуры, а также диаграмма изотермического распада аустенита для стали 70ХЗГНМФ были предоставлены заводской лабораторией НКМЗ. Коэффициент излучающей способности стали был принят равным 0,8 [6]. Коэффициент конвективного теплопереноса определялся методом инверсионного моделирования, который включает в себя замер температуры на поверхности вала с помощью пирометра и последующий подбор коэффициента h в (3) так, чтобы температуры, полученные при замере и в результате моделирования, были близки друг к другу. Из-за плотного облака пара, образующегося в процессе охлаждения на спреерной установке, замеры температуры пирометром были возможны лишь в процессе остывания вала после спреерной закалки (отогрев). Вместе с тем, характер изменения температуры поверхности вала при отогреве полностью определяется условиями предшествующей термообработки и поэтому может служить основой для определения коэффициента конвективного теплопереноса при закалке.

Технология спреерной закалки рассматриваемого вала включает 3 этапа, каждый из которых характеризуется разными условиями охлаждения бочки и шеек вала. На первом этапе охлаждение водовоздушной смесью проводят с максимальной интенсивностью на всех поверхностях вала. Второй этап характеризуется отключением подачи охладителя на шейки меньшего диаметра, так как они отличаются наименьшим теплосодержанием. Также в несколько раз снижают давление водовоздушной смеси с целью уменьшения уровня закалочных напряжений, которые могут привести к разрушению вала. На третьем этапе прекращают принудительное охлаждение поверхностей шеек большего диаметра. Оставшееся время охлаждается только бочка вала.

В процессе последующего за закалкой отогрева валка на воздухе пирометром Wahl DHS-28X производили измерения температуры в нескольких характерных точках на поверхности изделия с интервалом времени в 3 минуты. Затем с помощью программы ANSYS проводили инверсионное моделирование температурного поля при закалке и охлаждении, подбирая коэффициент конвективного теплопереноса h на различных этапах закалки. Как показано на рис. 2, в результате было получено хорошее совпадение значений температуры, определенных при замере пирометром после закалки и полученных при инверсионном моделировании. Это означает, что значения коэффициентов конвективного теплопереноса были определены с достаточной точностью.

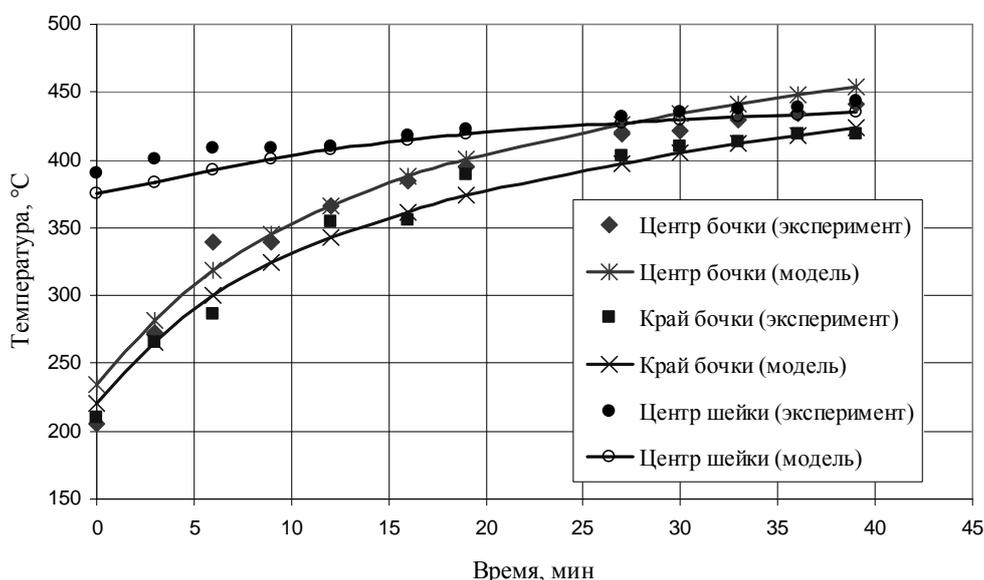
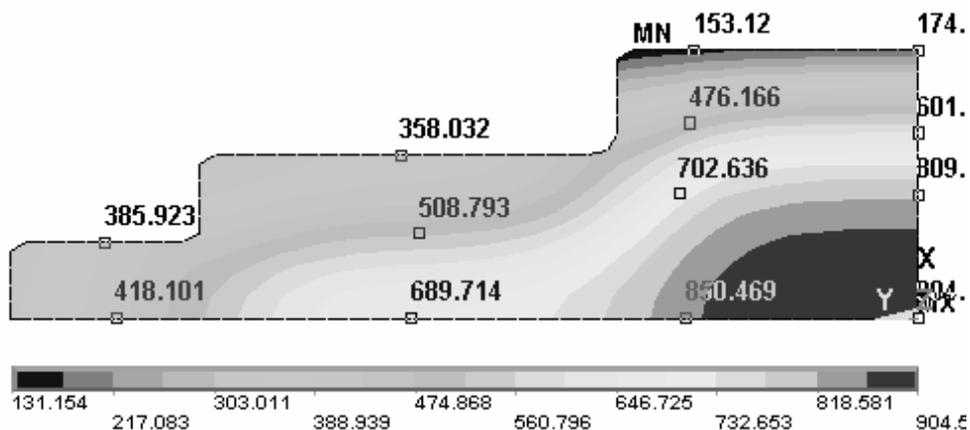
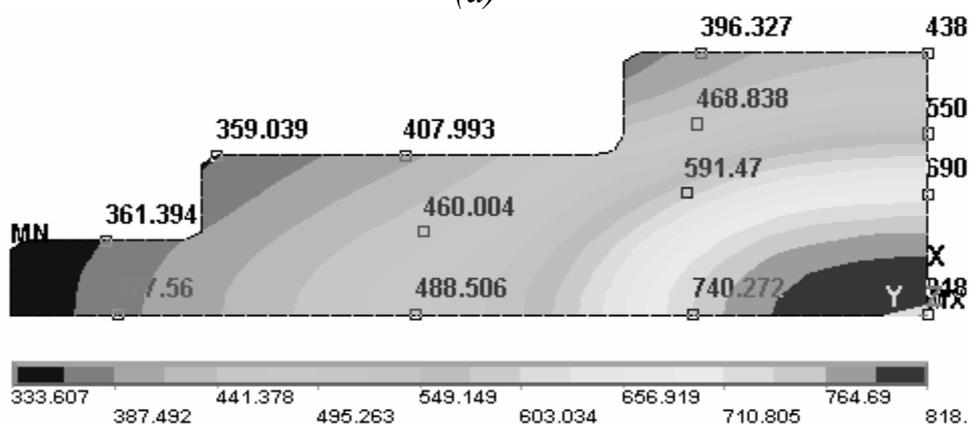


Рис. 2. Сравнение температуры в характерных точках поверхности валка, полученных экспериментально и при инверсионном моделировании отогрева

Найденные величины h при спреерной закалке изменяются в пределах от 400 до 1200 Вт/м²°C на бочке валка и доходят до 2500 Вт/м²°C на шейке в зависимости от интенсивности охлаждения. С использованием этих значений было рассчитано распределение температуры по сечению валка, как на этапе закалки, так и на этапе последующего охлаждения. На рис. 3а показаны расчетные контуры температуры в момент окончания спреерной закалки, а на рис. 3б – после отогрева на воздухе в течение 39 минут для ¼ сечения валка.



(a)



(б)

Рис. 3. Контуры температур для валка из стали 70X3ГНМФ:
 а) конец закалки; б) отогрев на воздухе в течение 39 минут

Как следует из рис. 3, при закалке в теле валка возникают чрезвычайно высокие градиенты температур. Так, перепад температуры между центральной частью и поверхностью валка может достигать более 700 °С. При отогреве температура постепенно выравнивается по сечению и после 39 мин разница не превышает 450 °С.

Использование результатов моделирования для прогнозирования структур

Наложив кривые изменения температуры в разных точках по сечению бочки валка на изотермическую диаграмму распада аустенита, можно сделать заключение о распределении структур в теле валка (рис. 4). Анализ кривых на рис. 4 показывает, что бейнитное превращение проходит на глубине до 60 мм от поверхности бочки, что соот-

ветствует производственной практике НКМЗ. Излом в точке К связан с изменением интенсивности водовоздушного охлаждения. Излом в точке L отвечает полному отключению принудительного охлаждения и началу отогрева валка на воздухе.

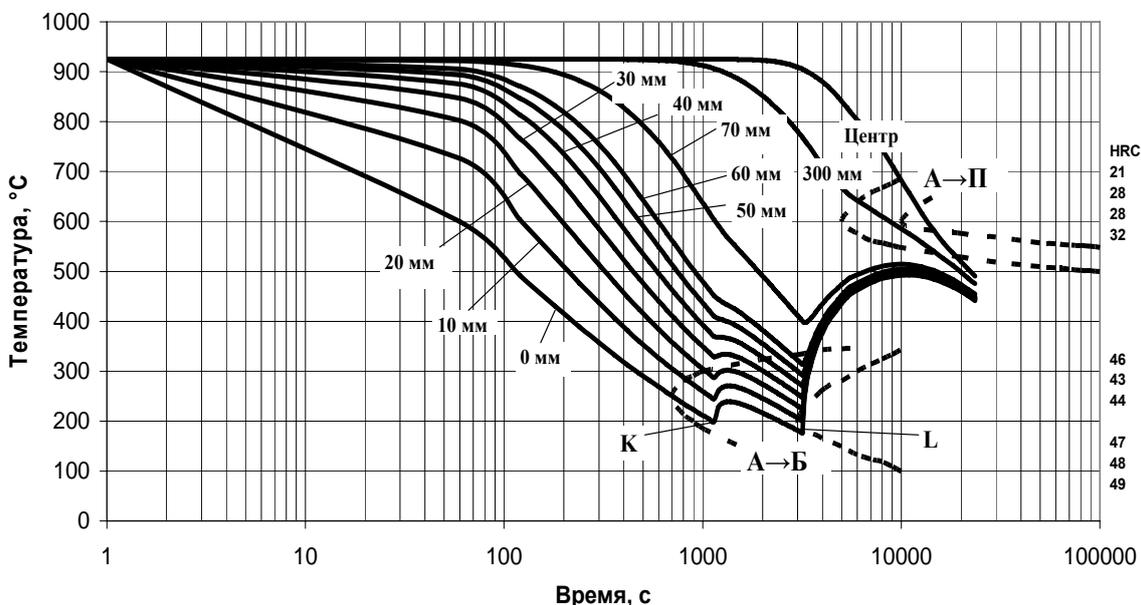


Рис. 4. Кривые изменения температуры для точек, находящихся на разном расстоянии от поверхности бочки валка (цифры у кривых), наложенные на изотермическую диаграмму распада аустенита для стали 70X3ГНМФ

Выводы

Разработана и опробована методика для определения кинетики изменения температуры и прогнозирования структуры при спреерной закалке прокатного валка. Методика может быть использована для оптимизации параметров спреерной закалки прокатных валков, а также при исследовании родственных технологий, таких, как спреерная закалка штампов и охлаждение валков при горячей прокатке.

Список литературы

1. Вороненко Б.И. Составы и термическая обработка современных валковых сталей // *Металловедение и термическая обработка металлов.* – 1995. – № 11. - С. 17 – 23.
2. Плескач Б.В., Вейнов А.М. Рациональное проектирование валков прокатных станов // *Прогрессивные технологии и системы маши-*

ностроения. Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2006. - Вып. 31. - С. 237 – 245.

3. Покровский А.М., Лешковцев В.Г., Вейнов А.М., Грушко Ю.А., Плескач Б.В. Математическое моделирование температурно-структурного и напряженного состояния при закалке композитных прокатных валков // Сталь. – 2006. - № 2. – С. 60 – 63.

4. Минков А.Н. Выбор условий охлаждения массивных цилиндрических тел переменного сечения в водовоздушных установках // Вісник ДДМА. Збірник наукових праць. – Краматорск: ДГМА, 2006. - №1(3). – С. 147 – 152.

5. Минков А.Н., Борисов И.А., Шейко В.С., Камалов В.З., Алексеенко В.Т. Выбор условий охлаждения при закалке крупных поковок в охлаждающих установках // Металловедение и термическая обработка металлов. - 1985. - №6. - С. 50 – 52.

6. Тайц Н.Ю. Технология нагрева стали. - М.: Metallurgizdat, 1962. – 568 с.

Рукопись поступила 25.05.2008 г.

ТЕПЛОВАЯ ОБРАБОТКА ИЗВЕСТНЯКА В АДИАБАТНЫХ УСЛОВИЯХ

На основе ранее полученных решений задачи диссоциации известняка с использованием квазистационарного приближения разработана методика определения динамики перемещения фронта химического превращения при выдержке в адиабатных условиях. Проведен анализ влияния начальной температуры поверхности куска материала и степени его обжига на время тепловой обработки в адиабатных условиях. Определено влияние выдержки материала после зоны обжига в адиабатных условиях на качество получаемой извести.

Введение

Известь, используемая в металлургических процессах, должна иметь максимальное содержание оксидов кальция и магния, которое определяется степенью обжига исходного сырья.

Известь должна иметь пористую мелкозернистую структуру, что обуславливает её высокую химическую активность (реакционную способность), а, следовательно, улучшает вяжущие и шлакообразующие свойства. Реакционная способность извести в значительной степени определяется температурой и длительностью процесса обжига.

Результаты исследований [1 – 3] показали, что с повышением температуры обжига усадка, а, следовательно, и объемная плотность всех пород увеличивается. Увеличение температуры обжига до 1423...1473 К вызывает резкое ускорение процесса спекания, сопровождающегося значительным увеличением размера кристаллов и объемной плотности, а также уменьшения пористости и удельной поверхности извести.

При температурах 1473...1673 К протекает процесс рекристаллизации и при 1873...1973 К кристаллы срастаются в плотное поликристаллическое тело. При этих температурах известь «намертво» обожжена, её химическая активность минимальна.

Время гашения (реакционная способность) извести однозначно связано с температурой обжига (точки ▲ [2]). На рис. 1 представлена зависимость времени гашения извести от температуры обжига.

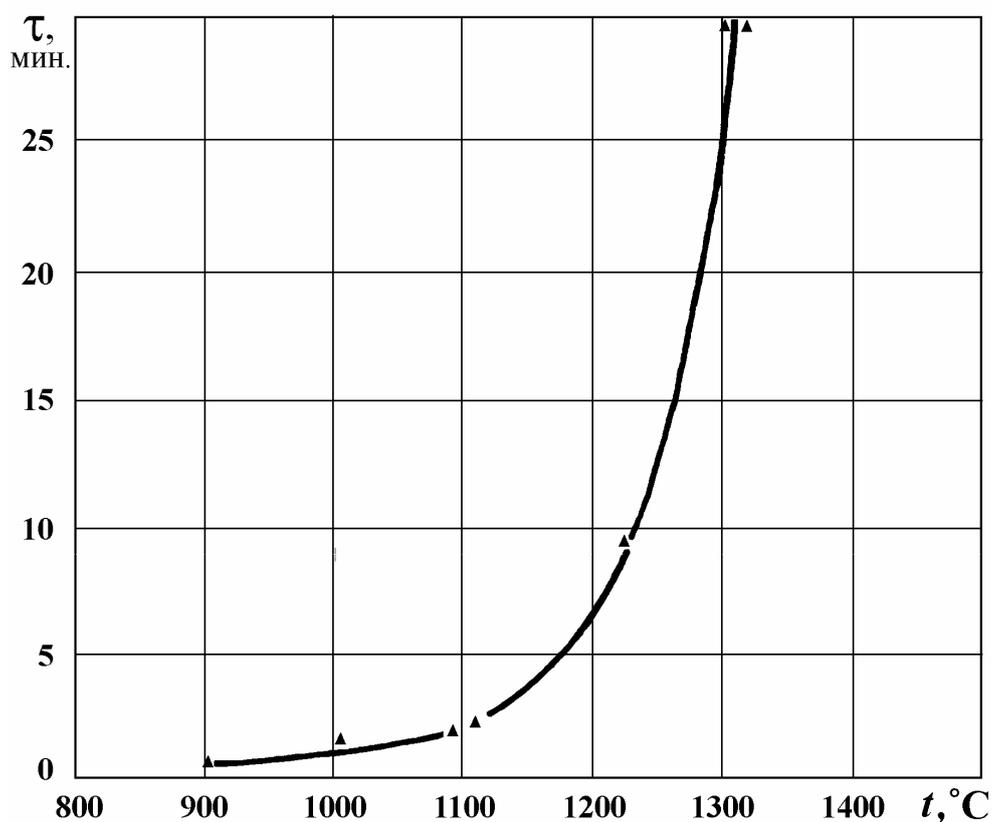


Рис. 1. Зависимость времени гашения извести от температуры её обжига

Полифракционный материал, выходящий из зоны обжига, состоит из кусков различной степени диссоциации. Мелкие куски обожжены на 100 % и практически нагреты до температуры процесса.

Куски крупных фракций материала содержат неразложившееся ядро известняка, температура которого равна температуре разложения. Ядро окружено пористым оксидным слоем, а на поверхности куска температура превышает температуру диссоциации и определяется интенсивностью процессов внешнего и внутреннего теплообмена.

Дальнейший подвод теплоты к материалу приводит к повышению содержания $\text{CaO} + \text{MgO}$ в извести, однако её реакционная способность снижается вследствие пережога мелких фракций.

В частично разложившихся кусках перегретый выше температуры обжига оксидный наружный слой имеет избыточную теплоту, которая в определенных условиях может быть использована на диссоциацию известняка в ядре куска. Для этого обжигаемое сырье необходимо выдержать в условиях отсутствия теплоотвода от него, т.е. в адиабатных условиях [4].

Эффективность выдержки материала в адиабатных условиях, а, следовательно, и конечная степень его обжига, зависит от начальной температуры поверхности куска и положения фронта диссоциации.

Точное решение задачи о диссоциации недожога в условиях адиабатной выдержки отсутствует, а необходимые для практических расчетов зависимости получены из опытных данных [1].

Постановка и решение задачи тепловой обработки известняка в адиабатных условиях

Теоретическое определение закономерностей динамики химического превращения кускового материала возможно с применением метода квазистационарного приближения. Это дает возможность использовать установившийся профиль температур в слое материала, претерпевшем химическое превращение.

В работе [5] установлено, что время достижения стационарного температурного состояния полого шара существенно меньше времени диссоциации материала. Это подтверждает правомерность допущения о квазистационарности температурного поля.

Решение задачи химического превращения материала, приведенное в [5] позволяет определить температурное поле наружного оксидного слоя куска материала. В безразмерном виде текущая температура перегретого выше температуры диссоциации слоя определяется выражением:

$$T = \frac{X - S}{1 - S} + \frac{2}{(1 - S)X} \sum_{r=1}^{\infty} \left\{ \frac{2[1 - \cos \lambda_r(1 - S)]}{(1 - S)\lambda_r^3} - \frac{1}{\lambda_r} e^{-\lambda_r^2 Fo} \right\} \sin \lambda_r(1 - S). \quad (1)$$

Поскольку энтальпия реакции диссоциации значительно превышает внутреннюю энергию, то дальнейший подвод теплоты в неразложившееся ядро является незначительным, вследствие чего температура в ядре практически не изменяется. При химическом превращении материала тепловой поток расходуется на процесс декарбонизации и вызывает изменение положения фронта реакции:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial X} \right|_{X=S} = -Q_p \frac{dS}{dFo}, \quad (2)$$

где q_p – удельная теплота диссоциации, кДж/кг; ρ_m – плотность исходного материала, кг/м³; c – теплоемкость материала, претерпевшего химическое превращение, кДж/(кг·К); ρ – плотность материала, претерпевшего химическое превращение, кг/м³; t_n – температура поверхности, °С; t_p – температура диссоциации, °С.

$$Q_p = \frac{q_p \rho_m}{c \rho (t_n - t_p)}.$$

Динамику химического превращения карбонатного материала можно представить следующим образом: при фиксированном положении фронта реакции (радиуса внутренней поверхности полого шара) и заданном временном интервале определяется поток на внутренней поверхности шара, и из уравнения (2) определяется ΔS , т.е. изменение положения фронта реакции. При отсчете времени от нуля можно записать:

$$-\int_{S_n}^{S_k} dS = \frac{1}{Q_p} \int_0^{Fo} \left. \frac{\partial T}{\partial X} \right|_{X=S} dFo.$$

Следовательно, непрерывное изменение во времени положения фронта топохимической реакции заменяется дискретным.

Плотность теплового потока на внутренней поверхности оксидного слоя (полого шара) в безразмерном виде:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial X} \right|_{X=S} = \frac{1}{1-S} - \frac{2}{(1-S)S^2} \cdot \sum_{v=1}^{\infty} \left\{ \frac{2[1 - \cos \lambda_v(1-S)]}{(1-S)\lambda_v^3} - \frac{1}{\lambda_v} e^{-\lambda_v Fo} \right\} \cdot [\lambda_v S \cos \lambda_v(1-S) + \sin \lambda_v(1-S)].$$

Изменение положения фронта диссоциации определяется следующим выражением:

$$\Delta S = S_n - S_k = \frac{1}{Q_p} \left\{ \frac{1}{1-S} Fo - \frac{2}{(1-S)S^2} \cdot \sum_{r=1}^{\infty} \left[\frac{2[1 - \cos \lambda_r(1-S)]}{(1-S)\lambda_r^3} + \frac{1}{\lambda_r} e^{-\lambda_r^2 Fo} \right] \cdot [\lambda_r S \cos \lambda_r(1-S) + \sin \lambda_r(1-S)] \right\}.$$

Был разработан алгоритм расчета времени диссоциации известняка в адиабатных условиях, базирующийся на полученных выше зависимостях.

Результаты расчетов динамики химического превращения материала при различных начальных степенях диссоциации и температурах поверхности приведены на рис. 2.

Завершение процесса обжига в адиабатных условиях наступает при снижении конечной температуры слоя извести до температуры диссоциации (900 °С) или достижении степени обжига $\sigma = 1$.

Анализ полученных данных показывает, что использование теплоты перегрева слоя извести приводит к повышению степени диссоциации для различных условий на 1...7 %.

Согласно [4], адиабатическая выдержка материала, перед его охлаждением во вращающихся печах, обеспечивает снижение удельного расхода теплоты на обжиг на 3...5 % и уменьшение массовой доли CO_2 в извести до 5 %.

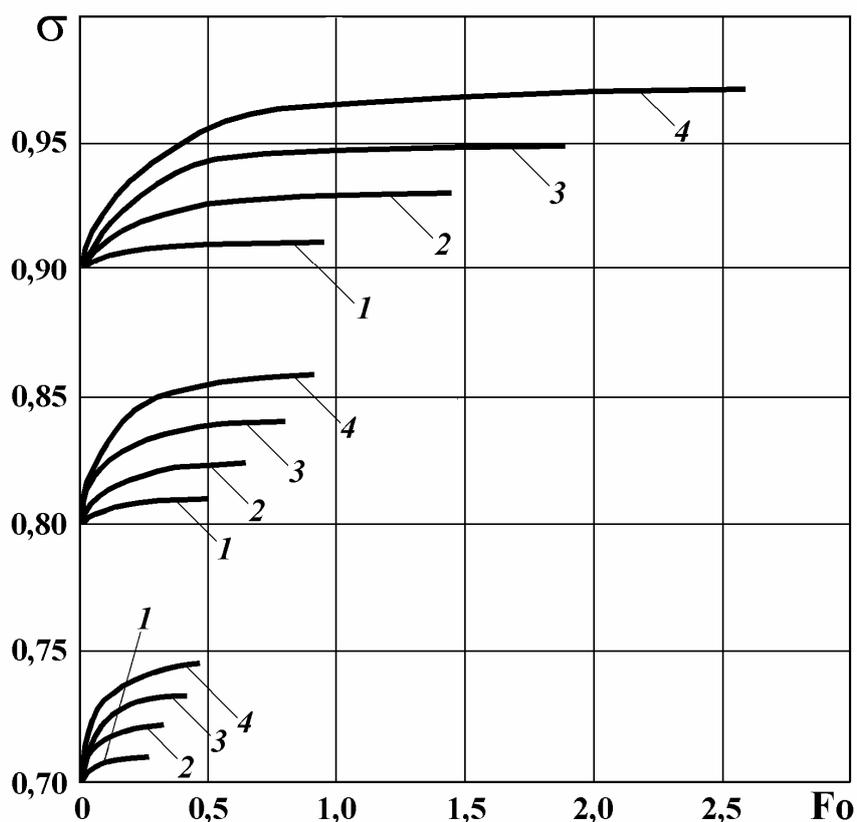


Рис. 2. Динамика химического превращения материала в адиабатных условиях
 1 – $t_n = 950\text{ }^\circ\text{C}$; 2 – $t_n = 1050\text{ }^\circ\text{C}$;
 3 – $t_n = 1150\text{ }^\circ\text{C}$; 4 – $t_n = 1250\text{ }^\circ\text{C}$.

Режим тепловой обработки известняка в адиабатных условиях необходимо реализовать после его обжига в противоточном и противоточно-прямоточном режимах при значительном перегреве поверхности кусков. Этот режим возможно реализовать при производстве извести как во вращающихся, так и в шахтных печах.

Выводы

Разработана методика расчета динамики химического превращения материала, которая заключается в расчете дискретного положения фронта реакции и определяемого значением теплового потока на его поверхности.

Определено влияние начальной температуры поверхности куска материала и степени его обжига на время перемещения фронта химического превращения.

Расчетно-аналитические исследования динамики диссоциации известняка в адиабатных условиях показали, что использование теплоты перегрева слоя извести приводит к повышению степени диссоциации для различных условий на 1...7 %.

Список литературы

1. Табунщиков Н.П. Производство извести. – М.: Химия, 1974. – 240 с.
2. Третьяков Е.В., Дидковский В.К. Шлаковый режим кислородно-конвертерной плавки. – М.: Металлургия, 1972. – 144 с.
3. Ростовцев С.Т. Теория металлургических процессов. – М.: Металлургиздат, 1956. с.
4. Нехлебаев Ю.П. Экономия топлива при производстве извести. – М.: Металлургия, 1987. – 136 с.
5. Мануйленко А.А. Динамика процесса диссоциации известняка // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 235 – 245.

Рукопись поступила 15.04.2008 г.

УДК 532

Павленко А.М. – д-р техн. наук, проф., ДГТУ

Кошлак А.В. – аспирант, ДГТУ

ОСОБЕННОСТИ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССАМИ ФОРМИРОВАНИЯ СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ ПОРИСТИХ ТЕЛ

В работе предложена математическая модель динамики паровой фазы (парового пузырька), возникающей и развивающейся в объеме гелеобразной сырьевой массы при нагреве в процессе производства пористого материала, которая дает возможность детально изучить данные процессы.

Введение

Согласно разработанным технологиям получения нового пористого материала [1 – 3] процесс порообразования реализуется путем испарения воды при нагреве гелеобразной смеси в термокамере. Продолжительность нагрева и плотность теплового потока определяют интенсивность испарения и количество выделившегося пара. Кроме того, от этих двух параметров зависит и время образования зародышей парообразования. Сложность наблюдаемых явлений, а также их понимание, вызывают наибольший интерес, так как путем изучения кинетики фазовых переходов можно создать теоретическую базу для разработки новых высокоинтенсивных технологий в различных областях промышленности, в частности, технологию производства мелкопористых теплоизоляционных материалов. И поскольку средний размер пор, пористость, в основном и определяют теплопроводность и прочность материала, можно предположить, что, варьируя термическими режимами обработки сырьевого материала и рецептурным составом смеси, можно прогнозировать изменение теплофизических свойств полученной теплоизоляции.

Теоретическое описание и обоснование процессов тепломассобмена в многокомпонентных гелях позволит более детально изучить сам процесс, а также предложить оптимальные режимы получения материала с заданными теплофизическими свойствами.

Методика проведения исследований

Результаты исследований процессов вспучивания материалов, аналогичных нашим, представлены в работе [4]. Нагрев сырьевого геля сопровождается газовыделением внутри объема. При пропаривании (нагреве) материал становится пластичным, при этом выделяющийся газ увеличивает размеры образующихся пор.

Основным процессом, влияющим на вспучивание, является формирование на паровом пузырьке вязкой поверхностной пленки, в результате чего при нагреве создается избыточное давление пара внутри пузырька.

В данной работе найдены термические режимы вспучивания и рецептура сырьевой смеси, при которых возможно, с допустимым приближением, прогнозировать образование пор с определенными размерами и исключить каналобразование. Таким образом, процесс вспучивания должен осуществляться в определенном температурном диапазоне. Началом этого диапазона является температура, при которой сырьевой материал переходит в пиропластичное состояние. Конечной (рабочей) температурой является температура (550 °С), при которой оболочка становится газонепроницаемой и теряет пластичность.

Рассмотрим растущий паровой пузырек, окруженный гелеобразной средой. В начальный момент времени внутри него формируется давление p_0 ($p_0 > p_a$) при температуре T_0 (например, $T_0 = T_s(p_0)$). Рост парового объема и испарение воды будут происходить вследствие интенсивного теплоподвода извне. Движение границы раздела гель-пар обусловлено разностью давлений внутри парового объема p_n и давления на поверхности p_c . При этом вся система будет нагреваться газом с температурой T_g .

Большинство методик расчета радиального движения жидкости на границе со сферической полостью для аналитических исследований и математического моделирования используют уравнение Релея [5], которое для нашего случая имеет вид:

$$\frac{d^2R}{d\tau^2} = \frac{p(T) - p_c - 1,5\rho_2(T)\left(\frac{dR}{d\tau}\right)^2}{\rho_2(T)R} \quad (1)$$

Эту зависимость можно получить, решая уравнение движения жидкости совместно с уравнением неразрывности. Уравнение (1) выражает закон сохранения механической энергии в жидкости при релаксации системы в термодинамически равновесное состояние.

Уравнение движения границы парового пузырька представим в следующем виде:

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{p(T) - p_2 - 1.5\rho_2(T)\left(\frac{dR}{d\tau}\right)^2}{\rho_2(T)R} \quad (2)$$

Давление в жидкости на границе с пузырьком p уравновешивается давлением среды, которая находится внутри пузырька. Если средой будет являться парогазовая смесь, т.е. кроме водяного пара есть еще какой-либо газ, то общее давление смеси определяется законом Дальтона (в нашем случае водород):

$$p_{\Sigma} = p_n + p_h, \quad (3)$$

где p_n , p_h – парциальные давления пара и газа, соответственно.

Давление p всегда меньше p_{Σ} на величину капиллярного давления, а также касательных напряжений, которые возникают непосредственно на сферической межфазной поверхности вследствие движения прилегающих слоев жидкости:

$$p_{\Sigma} = p + \frac{2\sigma(T)}{R} + \frac{4\mu(T) \cdot w}{R} \quad (4)$$

С учетом капиллярных сил и касательных напряжений, уравнение для скорости радиального движения границы раздела гель-пар:

$$\frac{dw}{d\tau} = \frac{p(T) - p_2 - 1.5\rho_2(T)w^2}{\rho_2(T)R}, \quad (5)$$

где
$$p = p_n - \frac{2\sigma_2(T) - 4\mu_2(T)w}{R}$$

Для определения температуры пара внутри пузырька воспользуемся первым законом термодинамики

$$\frac{dU}{d\tau} = 4\pi R^2 q - p_n \frac{dV_n}{d\tau}, \quad (6)$$

где U – внутренняя энергия пара, а $4\pi R^2 q$ – количество теплоты, проходящее в единицу времени через поверхность пузырька, V – объем парогазовой смеси.

Тогда:

$$\frac{0,25d[(m_n \cdot c_n + m_h \cdot c_h) \cdot T_n]}{\pi R^2 d\tau} = q - p \cdot \frac{d(R)}{3d\tau}, \quad (7)$$

где c_n и c_h – удельные теплоемкости пара и газа.

После дифференцирования, с учетом $dm/d\tau = 0$, получим:

$$\frac{dT_n}{d\tau} = \frac{\pi R^2}{c_n m_n} \left[4q - c_n T_n I 4 - p_n \frac{dR}{3d\tau} \right] \quad (8)$$

Уравнение теплового баланса для межфазной границы раздела гель-пар

$$Q_2 = Q_{nn} + Q_{mac}, \quad (9)$$

где Q_2 – количество теплоты, которая поступает от геля; $Q_{nn} = \alpha_n \cdot \Delta T \cdot F$ – количество теплоты, идущее на нагрев пара; $Q_{mac} = I \cdot L \cdot F$ – количество теплоты, которую несет в себе массовый поток; ΔT – перепад температур между паром и поверхностью раздела гель-пар.

Количество теплоты, которое передается паровому пузырьку от жидкости в единицу времени, определим из балансового уравнения:

$$q = (q_2 + q_4 + q_5) - (q_1 + q_3). \quad (10)$$

Здесь q_1 – количество теплоты, уносимое в единицу времени молекулами пара при столкновении; q_2 – количество теплоты, уносимое в единицу времени молекулами пара при их перемещении с поверхности; q_3 – количество теплоты, переданное в единицу времени молекулами газа при соударении с поверхностью жидкости; q_4 – количество теплоты, уносимое в единицу времени молекулами газа при их упругом отражении от поверхности; q_5 – количество теплоты, уносимое в единицу времени молекулами пара при их испарении с поверхности.

Представленные количества теплоты равны:

$$\begin{aligned} q_1 &= 0,25 \rho_n \cdot u_n(T_n) \cdot c_n \cdot T_n; \\ q_2 &= 0,25 \alpha_2 \cdot \rho_n(T_n) \cdot c_n \cdot T_n \cdot W(T_n); \\ q_3 &= 0,25 \rho_2 \cdot u_2(T_2) \cdot c_2 \cdot T_2; \\ q_4 &= 0,25 \rho_2 \cdot u_2(T) \cdot c_2 \cdot T; \\ q_5 &= 0,25 \alpha_2 \cdot \rho_2(T) \cdot u_2(T) \cdot c_2 \cdot T_2, \end{aligned} \quad (11)$$

где α_m – коэффициент испарения, характеризующий долю сконденсированных молекул пара, а $1 - \alpha_m$ – доля молекул пара, претерпевающих упругое отражение; $W(T) = \sqrt{\frac{8BT}{\pi M_n}}$ – среднеарифметическая скорость теплового движения молекул пара при температуре T ; M_n – относительная молекулярная масса пара.

Интенсивность массопереноса при фазовом переходе можно оп-

ределить как разность между количеством жидкости, испаряющейся в единицу времени с поверхности, и количеством пара, который конденсируется на ней:

$$I = 0.25\alpha [\rho_n(T_z) \cdot W_z(T_z) - \rho_n \cdot W_n(T_n)] \quad (12)$$

С учетом (9) и (10) уравнение (8) запишется в виде:

$$q = 0.25\rho_n \cdot c_n \cdot W_n(T_n) \cdot (T_z - T_n) + I \cdot c_n \cdot T_z \quad (13)$$

Коэффициент испарения α для пароводяных сред имеет небольшое значение ($\alpha \ll 1$) и является сложно определяемым. Но произвольный выбор $\alpha \leq 1$ приводит к установлению определенного значения перепада температур $T_z - T_n$, которое может и не соответствовать реальному значению, но в совокупности с выбранным α правильно опишет скорость массопереноса, что следует из уравнения Герца-Кнудсена [6].

Неизвестную температуру T_n можно определить из соотношения:

$$\frac{2\lambda}{R}(T_z - T_n) = q + I \cdot L(T_n) \quad (14)$$

Кроме того, неизвестные величины в уравнении (14): масса пара m_n , его удельная теплоемкость c_n , давление p_n и объем V_n , тепловой поток Q вычислим из соотношений:

– масса пара

$$\frac{dm_n}{d\tau} = I \cdot S \quad ; \quad (15)$$

– объем парового слоя в определенный момент времени

$$V_n = \frac{4}{3} \pi R^3 \quad ;$$

– тепловой поток Q состоит из потока теплоты, которая поступает со стороны геля $Q = qS$.

Примем, что давление пара, давление в объеме, и температура пара не зависят от радиусов в указанных объемах. Для определения этих параметров можно использовать уравнение состояния Редлиха-Квонга в модификации Вильсона [6].

В исследуемом процессе доминирующую роль играет внешняя задача теплопроводности, поэтому будем рассматривать теплоперенос в гели, а температуру пара можно принимать равной по всему сечению парового объема.

Плотность паровой фазы в паровом объеме ρ_n также является

однородной, т.е. $\frac{d\rho_n}{dR_n} = 0$, и можно записать:

$$\frac{d\rho_n}{d\tau} = \frac{1}{V_n} \left(\frac{dm_n}{d\tau} - \rho_n \frac{dV_n}{d\tau} \right) \quad (16)$$

Подставляя найденные значения ρ_n из (17) и T_n из (9) в (16), можно определить давление пара в любой момент времени.

Результаты исследований

Таким образом, в основе математической модели заложена система дифференциальных уравнений с начальными условиями, которые соответствуют физическим процессам разработанной технологии, а также уравнения, аппроксимирующие температурные зависимости теплофизических параметров, полученные в работе экспериментально:

– изменение вязкости сырьевой смеси в зависимости от температуры

$$\eta = K_1 + Ln \left(\frac{K_2}{T^n} \right),$$

где K_1, K_2 – регрессионные коэффициенты, T – температура, n – показатель степени (определяются экспериментально);

– изменение плотности сырьевой смеси в зависимости от температуры

$$\rho = K_3 + Ln \left(\frac{K_4}{T^{n_1}} \right),$$

где K_3, K_4 – регрессионные коэффициенты, n_1 – показатель степени (определяются экспериментально);

– изменение поверхностного натяжения на границе раздела газ-гель в зависимости от температуры

$$\sigma = K_5 + Ln \left(\frac{K_6}{T^{n_2}} \right),$$

где K_5, K_6 – регрессионные коэффициенты, n_2 – показатель степени (определяются экспериментально).

Будем считать, что начальная температура геля T_{20} и давление p_{20} известны. Тогда для условий термодинамического равновесия определим начальные условия для температуры, плотности и давления пара и газа внутри пузырька. Начальный радиус в приведенных выше условиях равновесного пузырька будет зависеть также и от парциального давления газа: $p_g = 3m_g BT / 4\pi R_0^3 M$.

В общем случае R_0 определяется из условия

$$p_g + p_{нас}(T_0) = p_0 + 2\sigma/R_0$$

При анализе процесса роста паровых зародышей начальное содержание газа практически не оказывает влияния на последующее поведение растущего пузырька.

Запишем основные уравнения модели вспучивания сырьевой гелеобразной смеси.

Ускорение границы парогазового пузырька:

$$\frac{dw(T)}{d\tau} = \frac{p(T) - p_z - 1.5\rho_z(T)w^2 - \frac{2\sigma(T)}{R} - \frac{4\mu_z(T)w}{R}}{\rho_z(T)R}$$

Радиус пузырька:

$$\frac{dR}{d\tau} = w + \frac{I}{\rho_z(T)}$$

Температура парогазовой среды:

$$\frac{dT_n}{d\tau} = \frac{3}{(\rho_n \cdot c_n + \rho_g \cdot c_g)} \cdot \left(q - I \cdot c_z \cdot T_z - p_z \cdot \frac{dR}{d\tau} \right)$$

Плотность парогазовой среды:

$$\frac{d\rho}{d\tau} = \Delta_1 \left(-\frac{3\rho_g}{R} \frac{dR}{d\tau} \right) + \Delta_2 \left(-\frac{3}{R} \left(j - \rho_v \cdot \frac{dR}{d\tau} \right) \right)$$

Количество теплоты, передающееся от геля к пару

$$Q = 4\pi q_z \cdot R^2(\tau),$$

где q_z – удельный тепловой поток к пару.

Для решения уравнения теплопроводности введем параметр $\delta(\tau)$, называемый глубиной проникания, который характеризует переменную по времени толщину прилегающего к паровому объему слоя геля, где градиент температуры отличен от нуля.

Принимая на границе раздела условие $T_z(\tau) = T_n(\tau)$, получим

$$q_z = \lambda_z (T_z - T_n) \left(\frac{2}{\delta} + \frac{1}{R} \right),$$

которое позволяет определить удельный тепловой поток от геля к пару с учетом выражения

$$\delta = 2R \left[\left(1 + \frac{3H_z}{4\pi R^3 \rho_z c_z (T_z - T_n)} \right)^{0.5} - 1 \right].$$

Неизвестную функцию $H_z(\tau)$ определим, решая следующее уравнение:

$$\frac{dH_z}{d\tau} = 4\pi R^2 \lambda_z (T_z - T_n) \left(\frac{2}{\delta_0} + \frac{1}{R} \right),$$

где δ_0 – значение глубины проникания на предыдущем временном промежутке при $\Delta\tau \rightarrow 0$.

Уравнение решено методом конечных разностей откуда определены неизвестные значения $\delta(\tau)$ и q_z .

Кинетика роста парового пузырька (вспучивания) характеризуется уравнением Релея-Плессета.

Анализ полученных результатов

Результаты решения уравнений математической модели представлены на рис. 1, 2. В физической постановке было принято, что вскипание воды происходит без релаксационных временных периодов.

Теоретическое исследование динамики порообразования выполнено с учетом следующих закономерностей:

- скорость роста паровых пузырьков (пор) определяется количеством подводимой тепловой энергии и вязкостью среды;
- вязкость среды увеличивается в процессе нагрева частиц;
- внешнее давление постоянно и не превышает давления пара в пузырьках;
- давление пара в пузырьках в определенный (заданный) момент времени уравнивается касательными напряжениями, формируя, таким образом, поры с необходимыми размерами;
- касательные напряжения увеличиваются при повышении температуры частицы.

В расчетах полагалось, что частицы находятся в тепломассообменном аппарате с температурой теплоносителя $t_0 = 500$ °С. При подводе тепловой энергии происходит испарение воды и рост паровой фазы.

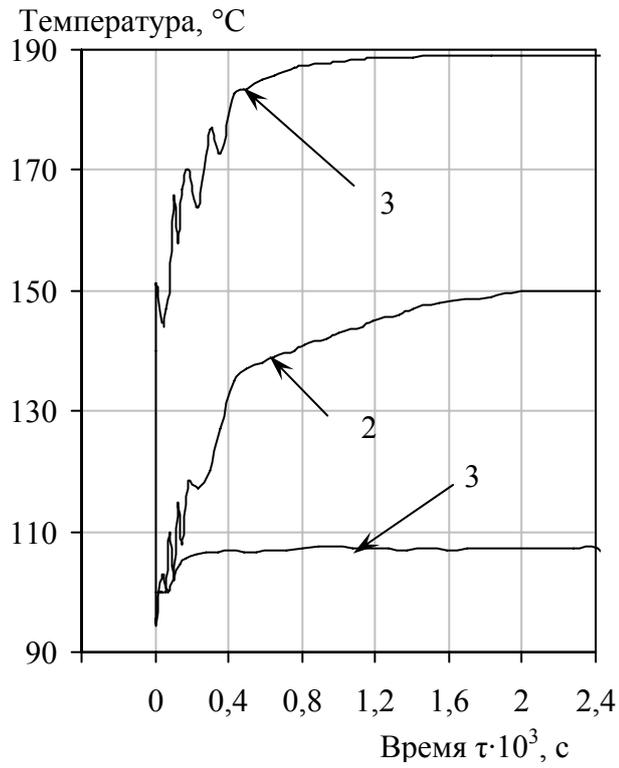


Рис. 1. Изменение температуры на поверхности при температуре теплоносителя T_0 :
1 – 500 °C ; 2 – 300 °C; 3 – 150 °C

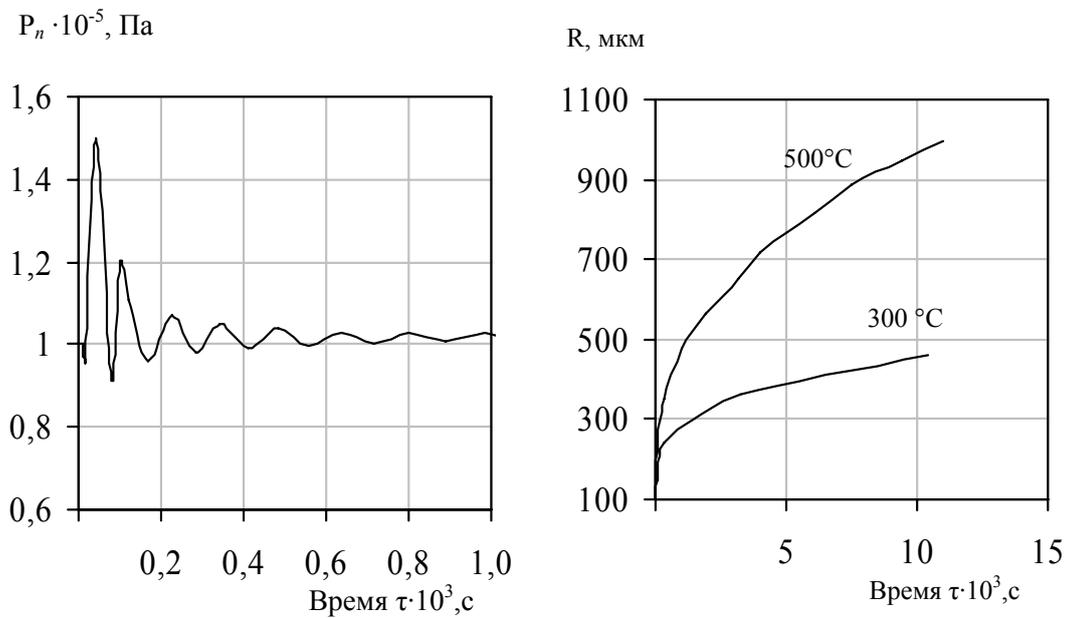


Рис. 2. Давление пара в поре и динамика роста поры

Выводы

Из приведенных расчетных графиков следует, что температура пара T_n имеет осцилляционный характер в начале процесса роста паровой области, что объясняется двумя причинами. Во-первых, укрупнением (слиянием) паровых пузырьков, которое сопровождается изменением его термодинамических характеристик. Во-вторых, температура T_n постоянно увеличивается, начиная с момента практически уравновешенного давления пара в связи с тем, что тепловой поток, поступающий от геля, будет превышать на всем протяжении времени эффект расширения парового объема, а также обратный поток теплоты от пара и теплоту массового потока и совместного влияния δ и R . Осцилляция температуры при менее интенсивном теплоподводе (графики 2 и 3 на рис. 1) отсутствует. Очевидно, что это связано с динамическими, силовыми эффектами, возникающими при высокоскоростном росте и слиянии паровых пузырьков. С технологической точки зрения эти режимы равнозначны. Характерной особенностью этих процессов является то, что термообработка с экстенсивным тепловым воздействием позволяет добиться равномерной структуры пористого материала и большей его прочности.

Таким образом, зависимости, отражающие характер изменения размеров поры, дают возможность оценить продолжительность вспучивания сырьевой заготовки и, следовательно, – прогнозировать теплопроводность материала.

Список литературы

1. Кошлак А.В., Павленко А.М. Сировинна суміш для пористого матеріалу / Патент України № 25862. – Бюл. № 13, 2007.
2. Кошлак А.В., Павленко А.М. Спосіб одержання пористого теплоізоляційного матеріалу / Патент України № 25527. – Бюл. № 12, 2007.
3. Кошлак Г.В., Павленко А.М. Сировинна суміш для пористого матеріалу / Патент України № 27656. – Бюл. № 18, 2007.
4. Перегретые жидкости и фазовые переходы / Под ред. Синицына Е.Н. – Свердловск, 1979. – 93 с.
5. Долинский А.А., Иваницкий Г.К. Теоретическое обоснование принципа ДИВЭ. 1. Модель динамики одиночного парового пузырька // Пром. теплотехника. – 1995. – Т. 17. – № 5. – С. 3 – 29.
6. Долинский А.А., Иваницкий Г.К. Применение интегрального метода для расчета температурного поля в окрестности осциллирующего парового пузырька // Пром. теплотехника. – 2001. – Т. 23. – № 6. – С. 5 – 9.

Рукопись поступила 03.03.2008 г.

Пинчук В.А. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Губинский М.В. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

Потапов Б.Б. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОДОУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА И ПРОДУКТОВ ЕГО ПЕРЕРАБОТКИ В ЭНЕРГЕТИКЕ И МЕТАЛЛУРГИИ

Проведен анализ характеристик водоугольного топлива и особенностей его термической переработки, определены перспективные направления его использования в энергетике и металлургии. Приведена принципиальная схема циклонного газификатора для переработки водоугольного топлива, а также технологическая схема установки для исследования процесса газификации водоугольного топлива.

Введение

Учитывая необходимость увеличения доли угля в топливно-энергетическом балансе Украины и экологические проблемы, возникающие при его использовании, создание технологий переработки и использования угля, которые позволят максимально использовать его преимущества, а также минимизировать сложность его применения, является перспективным направлением развития энергетики [1].

Одним из направлений для угольной энергетики может стать переход от прямого сжигания угля в различных топочных устройствах на приготовление из углей различных марок, в том числе и из отходов углеобогащения, водоугольного топлива. Водоугольное топливо имеет свойства, позволяющие заменить им твердое, жидкое или газообразное топлива в различных топливопотребляющих агрегатах без существенной их реконструкции, а при необходимости возможно совместное использование водоугольного топлива и других видов топлива – мазута, угля, газа. В процессе приготовления водоугольного топлива из угля удаляются нежелательные минеральные компоненты и вводятся специальные химические присадки для придания ему заданных потребителем свойств, например, для увеличения степени связывания серы (в случае сжигания высокосернистых углей), повышения температуры плавления золы (в случае угрозы шлакования котла при работе на этом топливе) [2 – 4].

Постановка задачи и результаты исследований

Для получения водоугольного топлива можно использовать уголь с очень низкой калорийностью и высокой зольностью ($> 50\%$). В процессе производства водоугольного топлива его органическая масса при необходимости может быть существенно модифицирована в направлении повышения теплоты сгорания угольного вещества путем удаления из него кислородсодержащих соединений, существенного снижения зольности [5].

Технология производства водоугольного топлива позволяет получать топливо с заданными потребительскими свойствами. Теплота сгорания водоугольного топлива из каменных углей достигает 21 МДж/кг, из бурых – 16 МДж/кг при содержании твердой фазы 50 – 70 %. Важно, что технология производства водоугольного топлива любого заданного состава и свойств не предполагает применения химических и термических методов обработки угля и воды, что предопределяет относительно невысокую стоимость конечного продукта, делающего его конкурентоспособным не только по сравнению с жидким и газообразным топливами, но и с углем, сжигаемым традиционным способом.

При непосредственном использовании водоугольного топлива в котлах и печах не требуется его специальная подготовка перед сжиганием; происходит снижение потерь теплоты с уходящими газами за счет более низких температур газов в топке и меньшего избытка подаваемого воздуха, а также почти полное исключение потерь теплоты от химической неполноты сгорания; наблюдается повышение устойчивости и стабильности горения топлива в энергоустановках различного типа (камерные топки, топки с кипящим слоем и др.).

Использование водоугольного топлива предпочтительней и с экологической точки зрения. Сопоставление количества вредных веществ, образующихся при сжигании различных видов топлива, приведены в таблице 1 [4].

Таблица 1
Количество вредных веществ в продуктах сгорания различных видов топлива

Вредное вещество	Количество вредных веществ в продуктах сгорания, г/м ³			
	угля	мазута	газа	БУТ
Пыль, сажа	100 – 300	2 – 5	0,5	1 – 5
SO ₂	400 – 800	400 – 700	–	100 – 200
NO ₂	250 – 600	150 – 750	50 – 200	30 – 100

Таким образом, использование угля в виде водоугольного топлива для технологических и энергетических целей позволяет существенным образом улучшить теплотехнические и экологические показатели процесса термической переработки.

Одним из возможных направлений использования водоугольного топлива является газификация. К преимуществам применения водоугольного топлива для газификации относится следующее: возможность использования низкосортных углей и углеотходов при изготовлении водоугольного топлива и повышения энергетического потенциала угля; взрыво- и пожаробезопасность на всех технологических стадиях приготовления и транспортировки; снижение вредных выбросов и запыленности атмосферы при использовании; простота подачи водоугольного топлива насосами высокого давления; снижение потребности кислорода в процессе газификации.

С целью определения основных параметров процесса газификации проведены исследования газификации водоугольного топлива (уголь 70 %, вода 29 %, реагент-пластификатор 1 %) при различных видах окислителя. Результаты исследований представлены в таблице 2.

Таблица 2

Основные показатели процесса газификации водоугольного топлива

Показатели	окислитель – воздух		окислитель – кислород
	без подогрева	с подогревом	
Температура в реакторе, °С	1050-1100		
Состав газа, % об.			
CO+H ₂	32 – 34	42 – 43	82 – 83,6
CO ₂ +H ₂ O	14 – 15	9 – 10,5	15 – 15,5
N ₂	50 – 51	46,5	0,4
Теплота сгорания газа, МДж/м ³	4 – 4,2	5 – 5,1	9,9
Выход газа, м ³ /кг ВУТ	3,4	3,12	1,7
Расход ВУТ, кг			
на 1 м ³ газа	0,29	0,32	0,59
на 1 ГДж газа	7,17	6,36	5,91
Расход окислителя, м ³			
на 1 кг ВУТ	2,19	1,83	0,352
на 1 м ³ газа	0,64	0,59	0,206
на 1 ГДж газа	15,7	11,6	2,08

Для исследования режимов газификации водоугольного топлива предлагается технологическая схема установки для термической переработки топлива. Схема установки представлена на рис. 1.

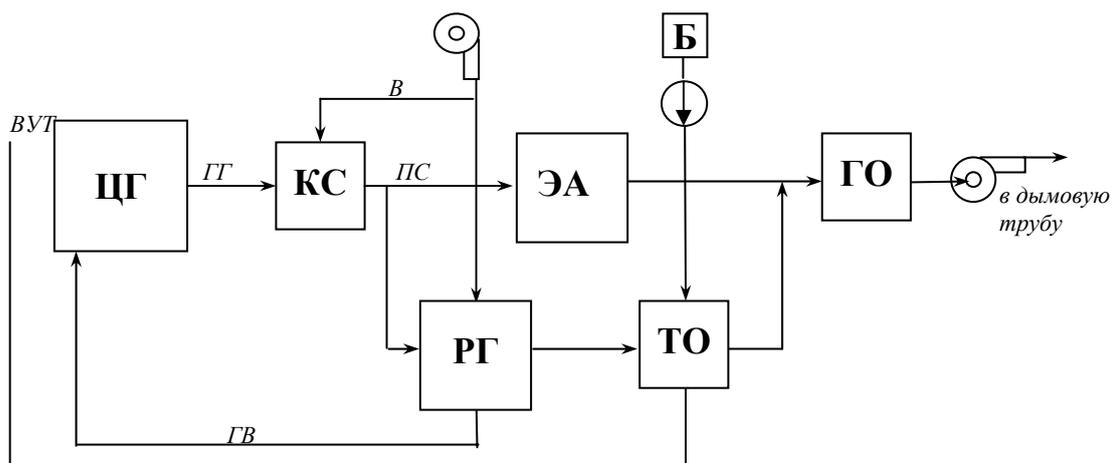


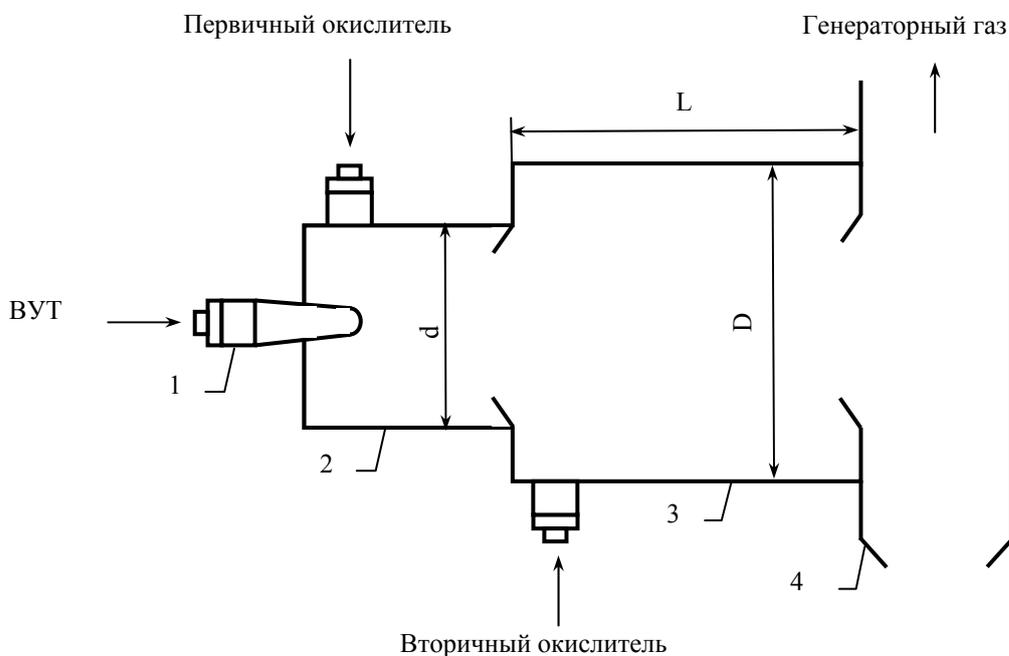
Рис. 1. Технологическая схема установки термической переработки водоугольного топлива:

ЦГ – циклонный газификатор; КС – камера сгорания; РГ – регенератор; ТО – теплообменник; ГО – газоочистка; ЭА – энерготехнологический агрегат; Б – бак с водоугольным топливом; ВУТ – водоугольное топливо; ГГ – генераторный газ; ГВ – горячий воздух; В – воздух; ПС – продукты сгорания

Водоугольное топливо, находящееся в баке, насосом высокого давления подается в теплообменник, где за счет теплоты продуктов сгорания нагревается до 150 – 200 °С и поступает в циклонный газификатор. Туда же поступает воздух после регенератора с температурой 400 – 1000 °С. В газификаторе осуществляется циклонный процесс термической обработки водоугольного топлива в закрученном потоке окислителя. Полученный в результате генераторный газ поступает в камеру сгорания. Часть продуктов сгорания генераторного газа поступает в энерготехнологический агрегат (котел, газовая турбина или др.), другая часть отдает свое физическое тепло последовательно в регенераторе для нагрева воздуха, а затем в теплообменнике – для подогрева водоугольного топлива. Затем продукты сгорания поступают в систему газоочистки, после которой направляются к дымососу, а после – в дымовую трубу. В схеме возможно использование воздуха, обогащенного кислородом.

Предложенная схема позволяет проводить исследования в достаточно широком диапазоне изменения любых параметров. Как показали исследования, КПД предложенной технологической схемы по переработке водоугольного топлива составляет 68 – 70 %.

Основным элементом предложенной схемы является циклонный газификатор, в котором происходит поточная автотермическая газификация. Принципиальная схема газификатора представлена на рис. 2.



*Рис. 2. Принципиальная схема циклонного газификатора для переработки водоугольного топлива:
1-горелочное устройство; 2- форкамера; 3- камера газификации; 4- предварительная золоочистка*

Циклонный газификатор состоит из форкамеры 2, в которой происходит выход и горение летучих водоугольного топлива, и непосредственно камеры газификации 3. Ввод водоугольного топлива осуществляется через ротационную форсунку 1, которая обеспечивает достаточно высокую степень распыливания топлива при относительно небольшом давлении, а окислитель, в количестве, необходимом для выхода и горения летучих топлива, вводится тангенциально. Тангенциальный подвод энергоносителей обеспечивает интенсивную крутку потока в рабочем объеме [6]. В форкамере водоугольный поток встречается с потоком окислителя и происходит выход и горение летучих топлива. Продукты сгорания летучих и коксовый остаток через пережим поступают в камеру газификации. Вторичный воздух для газификации подается тангенциально по ходу движения потока продуктов предварительной переработки топлива из форкамеры. В результате

термохимических процессов в объеме камеры происходит газификация топлива. Циклонный газификатор не привязан к конкретному виду водоугольного топлива, что позволяет менять режимы его работы, исследовать термическую переработку топлива с разным составом и температурой при разном виде окислителя.

Требования комплексной переработки являются важным компонентом эффективности технологии производства и использования водоугольного топлива. При термической переработке водоугольного топлива необходимо рациональное использование его минеральной части путем выделения редких элементов и для производства дорожно-строительных материалов.

Конечная структура технологической схемы комплексной переработки водоугольного топлива зависит от дальнейшего применения генераторного газа. Кроме того, технология должна обеспечить полноту использования побочных продуктов и предотвращать загрязнение окружающей среды; должна быть максимально замкнутой и простой, иметь минимальные капитальные и текущие затраты и высокую надежность. Одной из перспективных технологий, которая отвечает приведенным требованиям, является организация парогазовых циклов с внутрицикловой газификацией водоугольного топлива и утилизацией побочных и вторичных энергетических ресурсов.

Выводы

1. Анализ свойств и характеристик водоугольного топлива и продуктов его переработки показал перспективность его использования в энергетике и металлургии. Использование угля в виде водоугольного топлива для технологических и энергетических целей позволяет существенным образом улучшить теплотехнические и экологические показатели процесса термической переработки.

2. Водоугольное топливо наиболее эффективно для газификации, поскольку пропорции угля и воды в составе топлива создают оптимальные условия для получения генераторного газа. Как показали исследования, при воздушной газификации водоугольного топлива получается газ с содержанием $32 - 42\% \text{ CO} + \text{H}_2$, в зависимости от параметров окислителя, и теплотой сгорания $4 - 5 \text{ МДж/м}^3$, а при кислородной газификации содержание $\text{CO} + \text{H}_2$ достигает $75 - 85\%$, а теплота сгорания – $9 - 10 \text{ МДж/м}^3$.

3. Реализацию процесса газификации водоугольного топлива предлагается осуществлять в циклонном газификаторе, в котором происходит поточная автотермическая газификация. Циклонный газификатор состоит из форкамеры, в которой происходит выход и го-

рение летучих водоугольного топлива, и непосредственно камеры газификации.

4. Для исследования режимов газификации водоугольного топлива предлагается технологическая схема установки для термической переработки топлива. КПД предложенной технологической схемы по переработке водоугольного топлива составляет 68 – 70 %. Основным элементом является циклонный газификатор, конструкция которого позволяет изменять некоторые геометрические размеры, а также регулировать количество подаваемого воздуха. Предложенная схема позволяет проводить исследования в достаточно широком диапазоне изменения любых параметров.

Список литературы

1. Потапов Б.Б., Пинчук В.А. Проблемы и перспективы использования в металлургии углей и продуктов их переработки // Интегровані технології та енергозбереження. – 2006. – № 2. – С. 122 – 125.

2. Делягин Г.Н, Каган Я.М, Кондратьев А.С. Жидкое топливо на основе угольных суспензий: возможности и перспективы использования // Российский химический журнал. – 1994. – № 3. – С. 22 – 27.

3. Делягин Г.Н, Петраков А.П., Головин Г.С, Горлов Е.Г. Водные дисперсионные системы на основе бурых углей как энергетическое и технологическое топливо // Российский химический журнал. – 1997. – № 6. – С. 72 – 77.

4. Саламатин А.Г. О состоянии и перспективах использования водоугольного топлива в России // Уголь. – 2000. – № 3. – С. 10 – 15.

5. Хреникова Т.М. Механомеханическая активация углей. – М.: Недра, 1993. – 176 с.

6. Циклонные топки / Под ред. Кнорре Г.Ф, Наджарова М.А. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1958. – 216 с.

Рукопись поступила 10.06.2008 г.

Пинчук В.А. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Потапов Б.Б. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

Шарабура Т.А. – студентка, НМетАУ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЦЕННОСТИ РАЗЛИЧНЫХ МАРОК УГЛЕЙ

Для оценки энергетической ценности углей Украины и выбора рационального направления их применения определена энтальпия образования углей различных марок и месторождений Украины. Установлено влияние влажности и зольности угля на энтальпию его образования. Рассчитаны адиабатические температуры процессов сжигания, воздушной и кислородной газификации.

Введение

В условиях дефицита топливно-энергетических ресурсов и истощения мировых природных запасов нефти и газа ведущая роль в экономике Украины принадлежит углю как одному из главных энергоносителей в ближайшем и отдаленном будущем. Сегодня предприятия черной металлургии традиционно сориентированы на использование дефицитных, дорогостоящих топлив (кокса, природного газа, мазута). Использование в различных технологиях и энергетике углей и продуктов его переработки позволит решить проблему рационализации топливно-энергетического баланса отраслей промышленности [1].

Различия в вещественном составе и степени метаморфизма обусловили большую дифференциацию технологических свойств углей. Для установления направления промышленного использования угли подразделяются на марки и технологические группы [2, 3]. В настоящее время одним из распространенных параметров для оценки угля является его теплота сгорания. Для получения дополнительной информации об энергетической ценности угля и эффективности его термохимических превращений предлагается использовать такую характеристику как энтальпия образования, позволяющая оценить в отличие от теплоты сгорания весь исходный термодинамический потенциал угля, а не только теплоту, выделяющуюся при его горении [4].

Постановка задачи и результаты исследований

Для оценки энергетического потенциала углей Украины и выбора рационального направления их применения проведено исследование энтальпии образования углей различных месторождений. Исследуемые марки углей охватывают широкий диапазон изменения содержания горючих компонентов, внешнего и внутреннего балласта.

В результате исследований определена энтальпия образования различных марок углей Украины от бурых до антрацитов. Результаты расчета энтальпии образования на примере газового угля различных шахт Донецкого бассейна представлены на рис. 1. Аналогичные зависимости получены и для остальных марок угля.

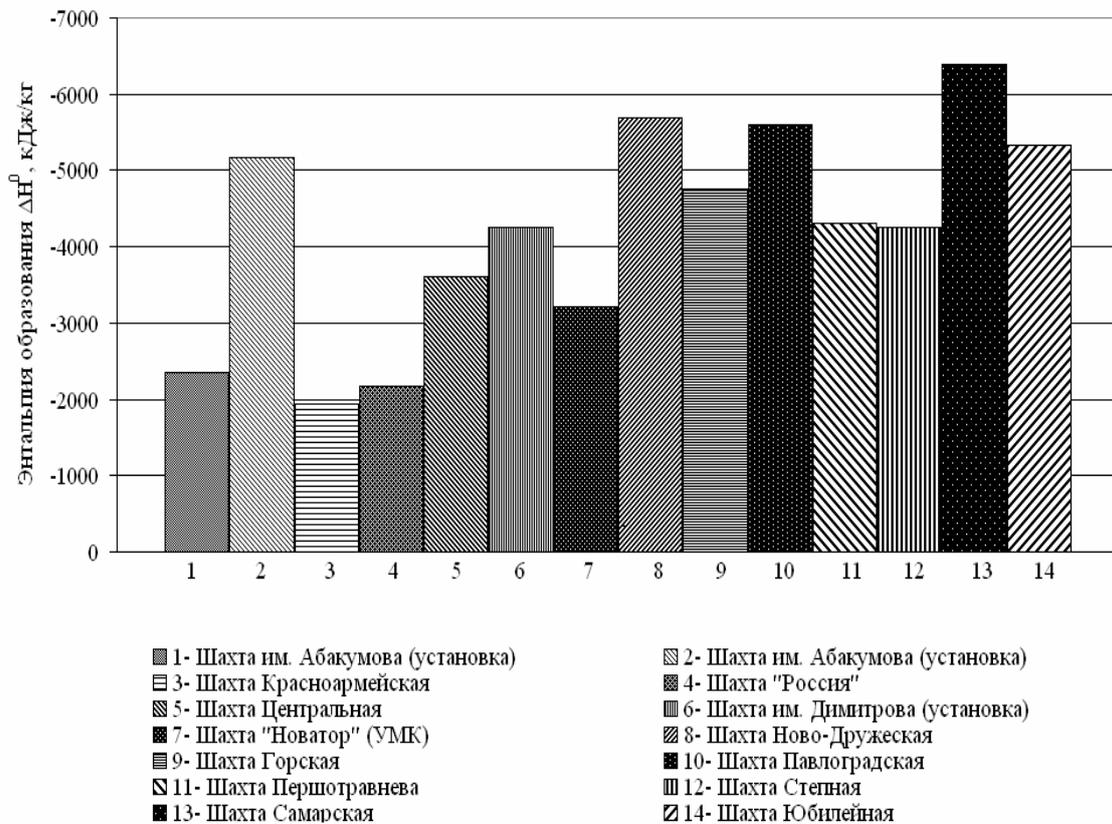


Рис. 1. Энтальпии образования газового угля Донецкого бассейна различных шахт

Как показали исследования, энтальпия образования угля изменяется в широких пределах от (-1904) до (-9705) кДж/кг. Из полученных данных видно, что отличия в составе углей различных марок и шахт отражается и на их исходном энергетическом потенциале. По результатам полученных данных было проведено усреднение энтальпий образования для каждой марки угля, результаты которого представлены на рис. 2.

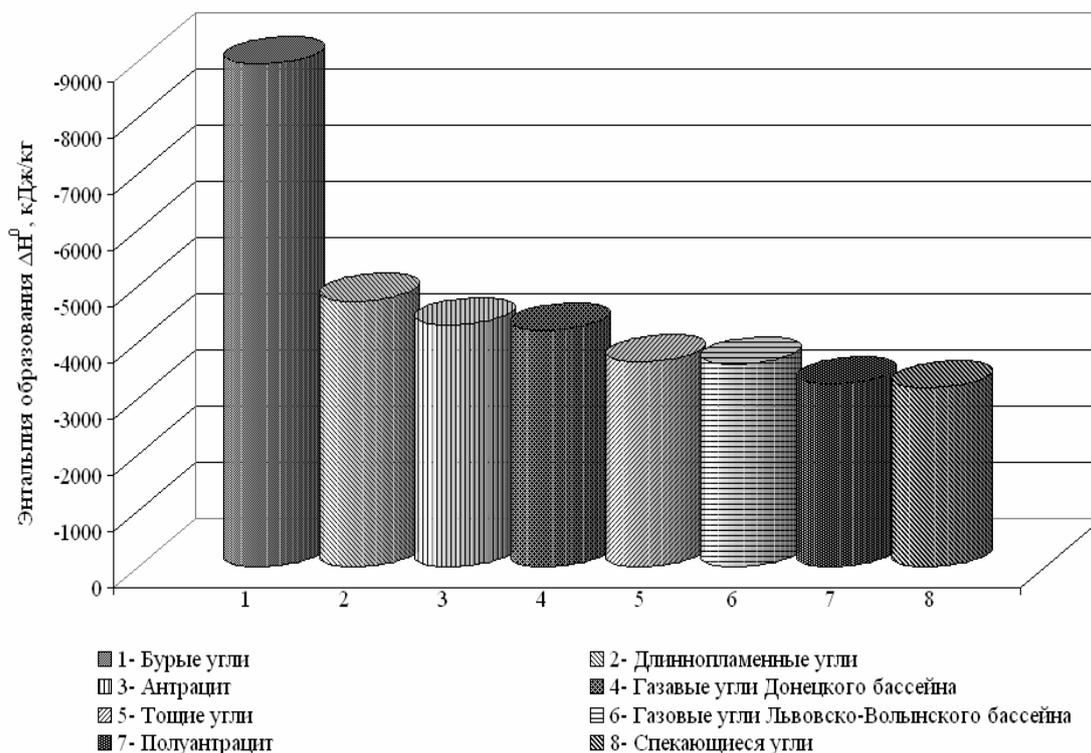


Рис. 2. Среднее значение энтальпии образования различных марок углей Украины

Из полученных данных видно, что наименьшее значение энтальпии образования наблюдается у бурого угля, которое составляет (-8955) кДж/кг, а наибольшее у спекающегося угля, которое составляет (-3179) кДж/кг.

По полученным значениям энтальпии образования можно оценить пригодность конкретной марки угля для определенной технологии использования. Так, бурые угли, обладающие наименьшей энтальпией образования, а соответственно и наименьшим энергетическим потенциалом наиболее пригодны для химической переработки. Длиннопламенные угли и антрациты в соответствии с нормами качества углей наиболее пригодны для различных способов сжигания (слоевого, пылевидного), что подтверждается относительно низкой энтальпией образования и не высоким энергетическим потенциалом. Газовые угли обладают достаточно большим выходом летучих и, благодаря этому, наиболее пригодны для газификации, что подтверждается величиной их энергетического потенциала. Наибольшей энтальпией образования и соответственно наибольшим энергетическим по-

тенциалом обладают спекающиеся угли, которые пригодны для производства кокса.

Одним из существенных факторов влияющих на энтальпию образования угля является его влажность. Уголь при его термической переработке может использоваться как в исходном состоянии, так и в подсушенном, что отражается на составе топлива, а, следовательно, на энтальпии образования. Для оценки влияния влажности угля на его энтальпию образования были проведены исследования влияния количества общей влаги, содержащейся в топливе на энтальпию образования. Результаты исследований представлены в виде графической зависимости энтальпии образования от влажности угля на рис. 3.

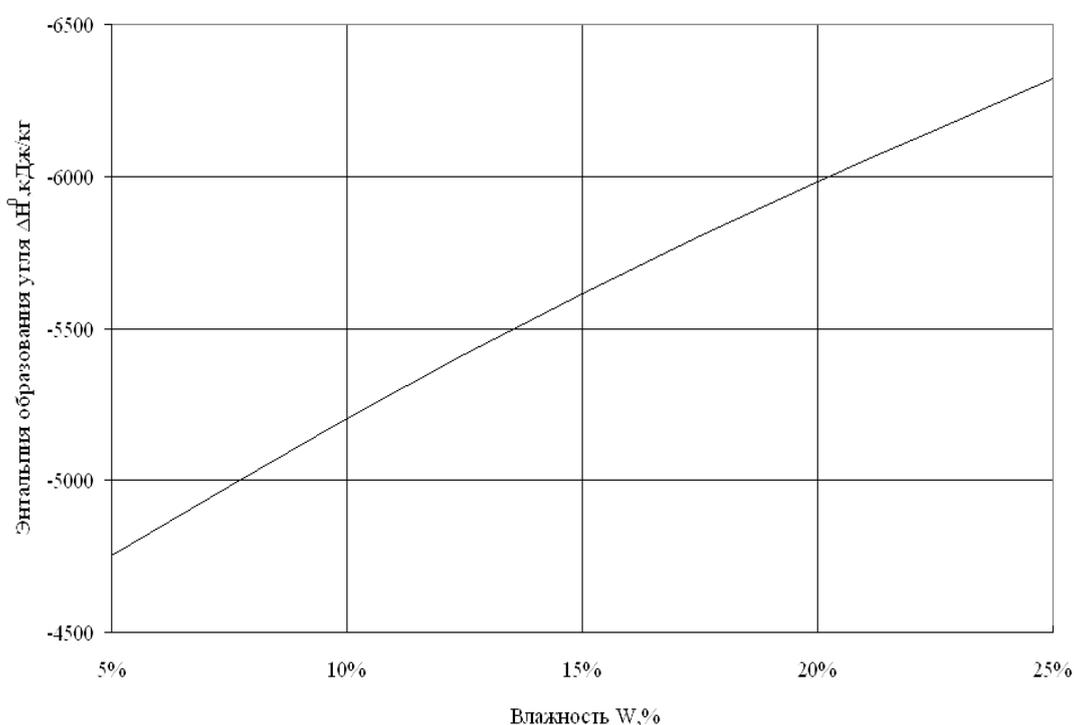


Рис. 3. Влияние влажности угля на энтальпию его образования

Как видно из полученных данных увеличение влажности приводит к уменьшению энтальпии образования. При этом при увеличении влажности на 5 % энтальпия образования уменьшается в среднем на 7,4 %, что соответствует 390 кДж/кг.

Важным фактором, влияющим на энтальпию образования угля, является его зольность. При термической переработки углей происходит нагрев минеральной массы до высоких температур, в результате чего вещества минеральной массы претерпевают превращения, включая процессы разложения и образования новых веществ при различных взаимодействиях.

В результате исследований получены зависимости изменения энтальпии образования угля от изменения содержания золы в угле в пределах от 5 до 45 %. Полученная графическая зависимость представлена на рис. 4, из которой видно, что при увеличении зольности на каждые 5 % энтальпия образования в среднем уменьшается на 8 – 12 %, что соответствует 400 – 480 кДж/кг.

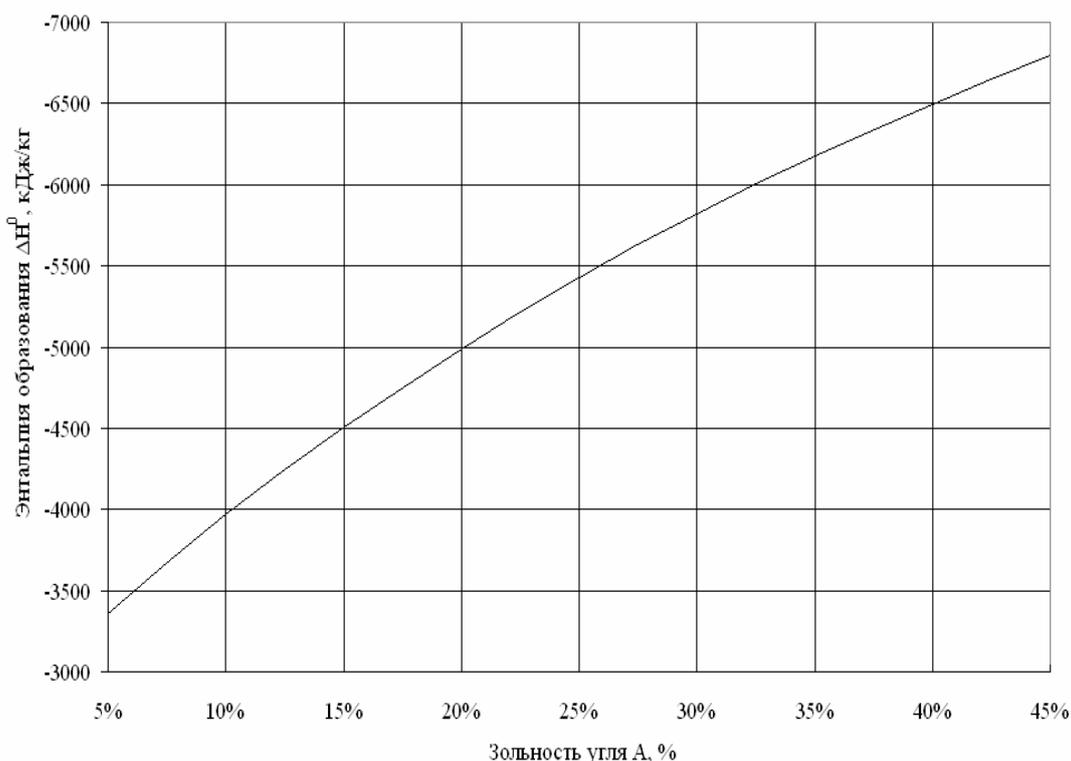


Рис. 4. Влияние зольности угля на энтальпию его образования

При термодинамических расчетах важно учитывать не только общее содержание минеральных примесей в угле, но и их химический состав. Проведен анализ влияния основных компонентов золы углей на суммарную энтальпию образования золы угля, который показал, что наименьшая энтальпия образования наблюдается у Al_2O_3 , которая составляет -16434 кДж/кг, у SiO_2 , которая составляет (-15156) кДж/кг, у MgO , которая составляет (-14923) кДж/кг. Поскольку в золе большей части углей Украины в наибольшем количестве содержится SiO_2 , то этот компонент и оказывает наибольшее влияние на суммарную энтальпию образования зольной части угля. Значение энтальпии образования зольной части различных марок углей представлено на рис. 5.

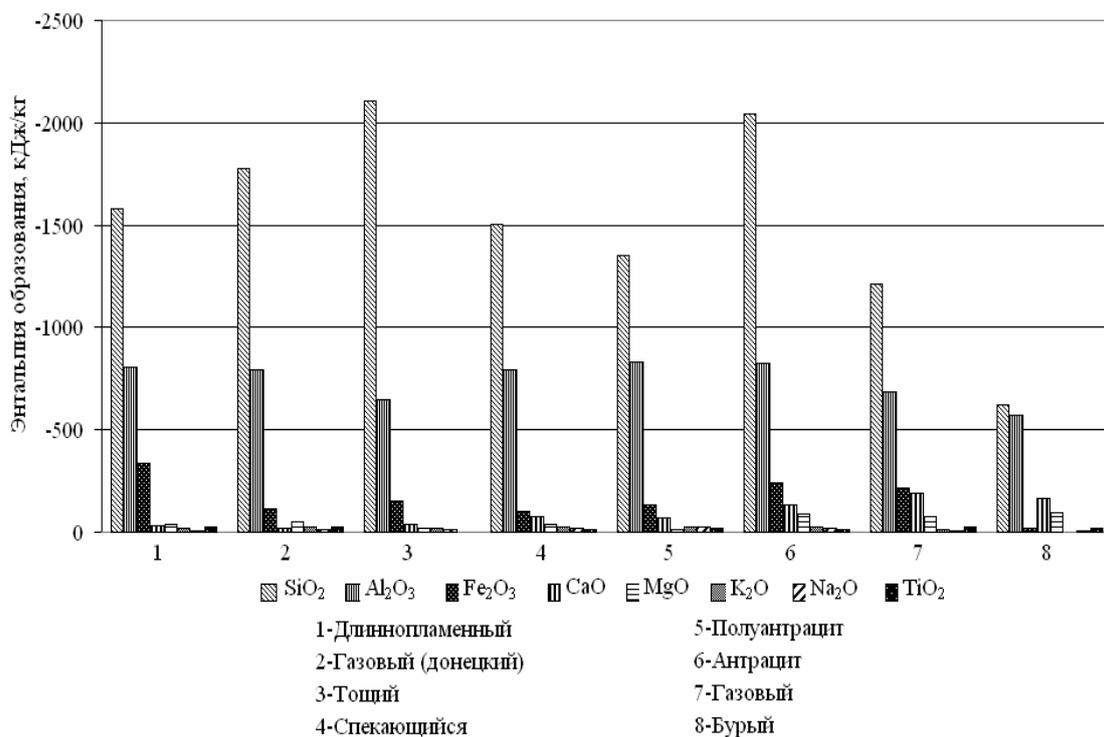


Рис. 5. Энтальпия образования зольной части различных марок угля

Энтальпия образования углей при расчетах их термической переработки необходима, в частности для определения адиабатической температуры процесса, а, следовательно, для свойств и состава продуктов переработки. Результаты расчета адиабатической температуры процессов сжигания и газификации угля представлены на рис. 6.

По полученным значениям энтальпии образования угля можно оценить температурный уровень протекания процесса термической переработки угля, а также определить необходимую марку угля и тип окислителя для удовлетворения требований по температуре процесса. Поскольку установлено количественное соотношение влияния зольности и влажности на значение энтальпии образования угля, становится возможным оценить изменение адиабатической температуры процесса при изменении этих характеристик угля без дополнительных пересчетов.

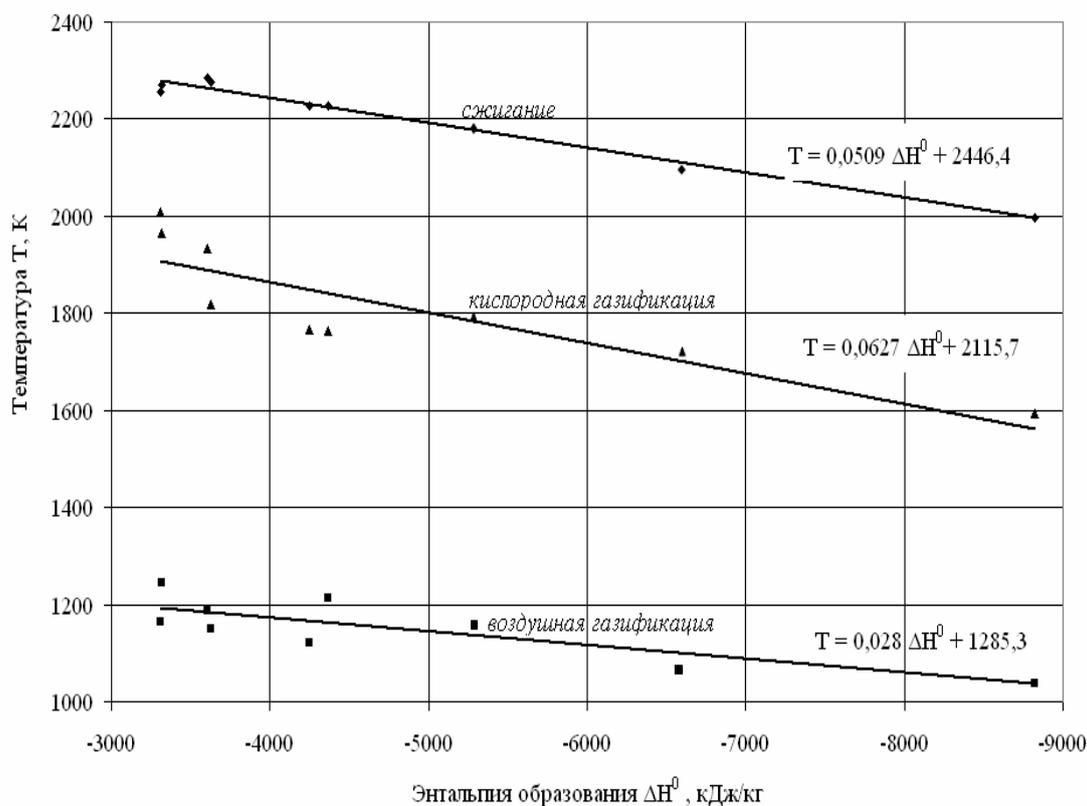


Рис. 6. Зависимость адиабатической температуры термической переработки от энтальпии образования угля

Используя полученные значения энтальпии образования угля, можно определить возможный тип газификации (низкотемпературная или высокотемпературная), а, следовательно, способ ведения процесса (в плотном, кипящем слое или в потоке), а также установить возможность осуществления автотермического процесса. Исследованиями установлены зависимости теплоты сгорания и выхода генераторного газа от энтальпии образования угля, что позволяет провести предварительную энергетическую и экономическую оценку газификации различных марок углей.

Выводы

1. Современное положение топливно-энергетического баланса Украины указывает на необходимость использования различных марок углей в соответствии с наиболее рациональным способом их переработки в различных отраслях промышленности. Поскольку наблюдается существенное различие в технологических свойствах углей, то для установления рационального направления промышленного использования углей в той или иной отрасли необходимо проводить оценку их энергетического потенциала.

2. Для оценки энергетической ценности угля и эффективности его термохимических превращений предлагается использовать энтальпию его образования, которая позволит оценить температурный уровень и способ протекания процесса, а также необходимую марку угля и тип окислителя. Расчетными исследованиями определена энтальпия образования углей различных марок и месторождений. Установлено, что эта характеристика угля изменяется в широких пределах от (-1904) до (-9705) кДж/кг.

3. Оценены влияния влажности и зольности угля на энтальпию его образования. Как показали исследования, при увеличении общей влажности на 5 % энтальпия образования уменьшается в среднем на 7,4 %, что соответствует 390 кДж/кг. При увеличении зольности на каждые 5 % энтальпия образования в среднем уменьшается на 8 – 12 %, что соответствует 400 – 480 кДж/кг. Определены значения энтальпии образования основных компонентов зольной части угля и оценено влияние каждого компонента на общее значение энтальпии образования зольной части.

4. Рассчитаны адиабатические температуры процессов сжигания, воздушной и кислородной газификации различных марок углей Украины. Полученные данные позволяют провести предварительную энергетическую и экономическую оценку газификации различных марок углей.

Список литературы

1. Потапов Б.Б., Пинчук В.А. Проблемы и перспективы использования в металлургии углей и продуктов их переработки // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2006. – № 2. – С. 122 – 125.

2. Энергетическое топливо СССР (Ископаемые угли, горючие сланцы, торф, мазут и горючий природный газ) / Справочник. В.С. Вдовченко, М.И. Мартынова, Н. В. Новицкий и др. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 184 с.

3. Еремин И.В., Броневец Т.М. Марочный состав углей и их рациональное использование. – М.: Недра, 1994. – 255 с.

4. Потапов Б.Б., Пинчук В.А. Оценка термодинамического потенциала углей Украины // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.». – 2006. – С. 278 – 284.

Рукопись поступила 25.05.2008 г.

УДК 669.2

Потапов Б.Б. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

Пинчук В.А. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Шелудько И.Б. – ст. преп., НМетАУ

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОМБИНИРОВАНИЯ ПРИ ПЕРЕРАБОТКЕ ЖЕЛЕЗОСОДЕРЖАЩИХ ШЛАМОВ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОГО ПРОИЗВОДСТВА

Представлен энерготехнологический комплекс по переработке шламов металлургического производства. Основу установки составляет реактор, в котором производится офлюсованный железистый расплав. Утилизация химического и теплового потенциала газов из реактора осуществляется в паротурбинном и газотурбинном циклах.

Состояние вопроса и постановка задачи

Одним из направлений увеличения производства металла может быть использование техногенных отходов в виде шлаков, шламов и пыли газоочисток, образующихся в значительных количествах на металлургических предприятиях Украины [1, 2]. Здесь накапливается до 80 % железосодержащих отходов. При этом если сухую колошниковую пыль доменных печей и отсева агломерата используют практически полностью, то степень утилизации железосодержащих шламов – чуть более 50 %. Между тем, этот материал содержит 45 – 70 % оксидов железа, что свидетельствует о его высокой металлургической ценности.

При решении задачи утилизации шламов и пыли необходимо учитывать, экологические аспекты проблемы связанные с тем, что при их открытом складировании, накопители шламов занимают значительные площади. Кроме того, обладая высокой дисперсностью, пыль, содержащаяся в шламах, под воздействием климатических факторов распространяется на значительные расстояния и приводит к загрязнению прилегающих территорий. Сложность переработки железосодержащих шламов связана с тем, что они мелкодисперсные и содержат такие вредные примеси как фосфор, сера, щелочи.

Разработка принципиальных решений комплекса

В Национальной металлургической академии Украины разработан энерготехнологический комплекс для переработки «влажных» ме-

таллургических шламов. Основными элементами комплекса являются плавильная циклонная камера и теплоиспользующие устройства энергетического и регенеративного назначения. Применение в процессе циклонов объясняется возможностью создания компактного реактора весьма высокой производительности. Высокая производительность и эффективность циклонной обработки мелкозернистых технологических материалов подтверждается опытом промышленного освоения и эксплуатации ряда крупных промышленных установок в цветной и химической промышленности.

Шихта, состоящая из железорудных концентратов и флюсов, попадает в плавильный циклон, в закрученном факеле которого происходит её нагрев и расплавление с последующей сепарацией на гарнисажной стенке аппарата. Наличие в шихте определенного количества углерода обеспечивает восстановительную атмосферу на стенке циклона и позволяет получить восстановленный до закиси офлюсованный железистый расплав. Этот расплав в дальнейшем поступает в конвертер для окончательного восстановления, которое осуществляется в ванне жидкого чугуна.

При реализации технологии переработки металлургических шламов в циклонном плавильном реакторе из аппарата выходят продукты сгорания топлива (ПС) с температурой около 1600 °С. Рациональное использование этого теплового потенциала позволит существенно уменьшить затраты на процесс и, как следствие, снизить себестоимость производимого продукта.

Особенностью предложенной технологии является использование в качестве исходного сырья железосодержащих «мокрых» шламов из отстойников оборотной воды. Поэтому обязательной операцией перед высокотемпературной переработкой в реакторе является их сушка горячими газами из циклонной печи. Для сушки сыпучих материалов высокой влажности целесообразно применение аппаратов барабанного типа.

Технологическими и конструктивными особенностями процесса сушки материала в барабанных сушилках рекомендуется температура газов на входе в камеру не превышающая 1000 °С. Температура сушильного агента на выходе из аппарата должна обеспечить его транспортировку по дымовому тракту без конденсации влаги.

Разность теплового потенциала продуктов сгорания из циклона и на входе в сушильный агрегат целесообразно использовать для выработки электрической энергии в турбогенераторе.

Структурно-функциональная схема энерготехнологического комплекса переработки «мокрых» шламов изображена на рис. 1

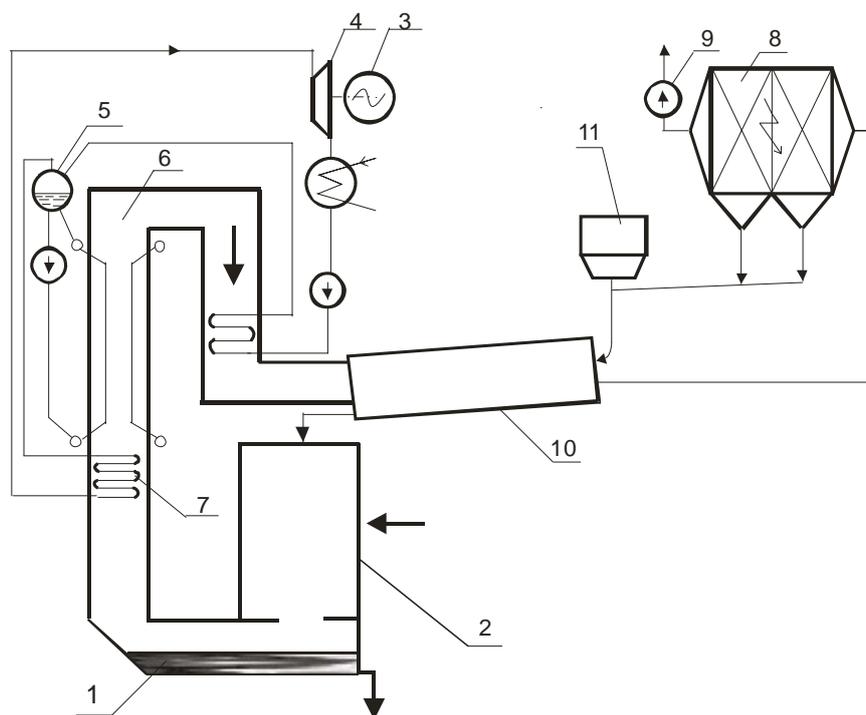


Рис. 1. Структурно-функциональная схема комплекса по переработке мокрых металлургических шламов: 1 – копильник расплава продукта; 2 – циклонный плавильный агрегат; 3 – электрогенератор; 4 – паровая турбина; 5 – барабан-сепаратор; 6 – охладитель продуктов сгорания; 7 – пароперегреватель; 8 – электрофильтр; 9 – дымосос; 10 – барабанная сушилка; 11 – бункер мокрого шлама

В качестве утилизатора теплоты дыма из реактора рекомендуется применить одноходовой котел радиационного типа. В таких котлах газы охлаждаются до температуры 1000 – 1200 °С. Опыт проектирования и изготовления таких котлов накоплен при разработке и внедрении систем утилизации теплоты отходящих газов из конверторов.

С целью определения технико-экономических показателей комплекса выполнены расчеты конструктивных и режимных характеристик его элементов для установки производительностью по шихте (влага -3 %) 5 т/час и применительно к смеси доменного и конвертерного шламов следующего химсостава, %.

$Fe_{общ}$	FeO	Fe_2O_3	CaO	SiO_2	P	C	S	п.п.п.	влага
45,2	4,8	59,2	10,5	7,6	0,29	10,4	0,23	14,8	23,0

В качестве исходных данных приняты параметры, приведенные в табл. 1

Таблица 1

Исходные данные для расчета энерготехнологического комплекса

Расход энергоносителей для циклонной печи	
– природный газ, м ³ /ч	1000
– дутьевой воздух, м ³ /ч	4660
– кислород, м ³ /ч	1100
Удельный расход энергоносителей на переработку в циклоне 1 тонны шламов 3 % влажности, м ³ /т·ч	
– природный газ	180
– дутьевой воздух	1240
– кислород	180

При определении конструктивных параметров барабанной сушилки и выборе рационального режима её работы использована методика расчета барабанных сушилок по ОСТ 26-01-450-85 [3]. Расчеты показали следующее:

- допустимая температура сушильного агента находится в пределах 900 – 700 °С. Температура сушильного агента менее 700 °С недопустима в связи с возможной конденсацией водяных паров;
- для обеспечения заданной производительности необходима барабанная сушилка внутренним диаметром 1,6 м и длиной 10 – 12 м, что находится в пределах стандартных типоразмеров ОСТ 26-01-437-85.
- наличие в исходном сырье значительного количества мелкодисперсной пыли требует применения высокоэффективного пылеулавливающего аппарата [4].

Применительно к рассмотренному энерготехнологическому агрегату рекомендуется к установке электрофильтр ЭГАВ1-10-4-6-3. Ниже приведены основные технические характеристики электрофильтра. Комплектную поставку оборудования и отдельных узлов осуществляет холдинговая группа «Кондор-Эко-СФ НИИОГАЗ». Расчеты показали, что при температуре сушильного агента на входе в сушильный барабан 700, 800, 900 °С скорость газа в активном сечении электрофильтра находится в допустимых пределах. Таким скоростям соответствует степень очистки газа (степень улавливания пыли) не менее 99,7 %. При этом выбранный электрофильтр обеспечивает концентрацию пыли в выбросах на уровне требований, предъявляемых к установкам для улавливания нетоксичной пыли (концентрация пыли в выбросах по условиям соблюдения прозрачности атмосферы не должна превышать 100 мг/м³).

Выполнены оценка количества энергии, вырабатываемой турбогенератором, и выбор генерирующей мощности. Для номинального режима работы комплекса производительностью 5 т/час энергия высокотемпературных газов из реактора составляет 4 МВт. Требуемая регламентом конечная влажность шлама перед подачей в реактор обеспечивается затратами теплоты в 1,6 МВт. В этом случае располагаемый потенциал для выработки электроэнергии составит 2,4 МВт.

При расчетах реализации избыточного теплового потенциала продуктов сгорания для выработки электрической энергии приняты следующие номинальные характеристики пара:

- абсолютное давление, МПа 1,37;
- температура, °С 194;
- абсолютное давление пара за турбиной, МПа 0,12.

В соответствии с выбранными характеристиками рабочего тела для варианта с перегревом пара, энтальпии до и после расширения в турбине равны $i_{\text{шт}} = 2789 \text{ кДж/кг}$ $i_{\text{вп}} = 2370 \text{ кДж/кг}$. Тогда избыточный перепад равен $\Delta i_{\text{изб}} = 2789 - 2370 = 419 \text{ кДж/кг}$.

Количество энергии, вырабатываемой турбогенератором

$$\mathcal{E} = \frac{419 \cdot 0,8 \cdot 0,98 \cdot 0,98}{3600} = 0,09 \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч}}{\text{кг пара}}$$

Количество пара вырабатываемого утилизатором теплоты

$$G = \frac{2400 \cdot 0,9}{2789 - 461} = 0,93 \frac{\text{кг пара}}{\text{сек}} = 3340 \frac{\text{кг пара}}{\text{час}}$$

Электрическая мощность турбогенераторного блока составит

$$M = 3340 \cdot 0,09 = 300 \text{ кВт} = 0,3 \text{ МВт.}$$

В результате расчетов определено, что к установке в энерготехнологическом комплексе рекомендуется энергоблок ТП-320 выпускаемый и поставляемый заказчиком АО «Калужский турбинный завод». Энергоблок выполнен в модульном исполнении. Результаты расчетов могут служить основанием для разработки технико-экономического обоснования предложенного варианта утилизации железосодержащих отходов металлургического производства.

Выводы

Переработка шламов металлургического производства является одним из направлений увеличения выпуска металла. Кроме того, решается проблема их складирования и загрязнения огромных территорий и атмосферы.

Разработан энерготехнологический комплекс, в котором технологический процесс протекает в высокотемпературной вихревой камере

с получением закиси офлюсованного железистого расплава, используемого в дальнейшем как сырьё в сталеплавильном агрегате.

В комплексе реализована глубокая утилизация теплового потенциала высокотемпературных газов из реактора для сушки «мокрого» шлама, выработки пара высоких параметров и производства электрической энергии. Показана энергетическая эффективность разработки.

Список литературы

1. Потапов Б.Б., Федоренчик В.М., Линник Т.В., Костелов А.О. Исследование восстановительной плавки доменных шламов в циклонном плавильном агрегате // Тр. междунар. науч.-техн. конф. «Теория и технология аглодоменного производства». – Днепропетровск. – С. 98 – 99.

2. Потапов Б.Б., Костелов О.Л. Исследование процесса и разработка агрегата для утилизации шламов доменного производства // Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. – Днепропетровск: НМетАУ, 1999. – С. 43 – 48.

3. ОСТ 26-01-450-85 / Метод теплового расчета барабанных сушилок.

4. Теверовский Б.З., Шелудько И.Б., Бегерус О.В. К методике расчета и выбора сухих пластинчатых электрофильтров // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1997. – № 2. – С. 78 – 80.

Рукопись поступила 30.05.2008 г.

УДК 621.783.224.2: 681.536.5

Радченко Ю.Н. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Сапов В.Ф. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Шибакинский В.И. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Иванов В.И. – ст. препод., ЗГИА

УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА В РЕКУПЕРАТИВНЫХ КОЛОДЦАХ С ОТОПЛЕНИЕМ ИЗ ЦЕНТРА ПОДА

Разработана новая система автоматического регулирования (АСР) тепловым режимом рекуперативного нагревательного колодца на основе датчика кислорода в дымовых газах.

Рекуперативные нагревательные колодцы широко распространены в обжимных цехах металлургических предприятий и используются для нагрева слитков перед прокаткой на блюмингах или слябингах. Несмотря на длительную историю развития и совершенствования, колодцы этого типа имеют принципиально неустранимые недостатки, что обусловлено особенностью их конструкции.

Одним из недостатков колодцев с отоплением из центра пода является неконтролируемый переток воздуха в керамических рекуператорах на дымовую сторону. Утечки воздуха, подаваемого в керамические рекуператоры, в начале кампании колодца составляют 30 %, а через год эксплуатации – 50 – 60 %. Вследствие этого происходит постепенное снижение максимальной тепловой мощности по ходу кампании, что способствует повышению удельного расхода топлива на нагрев.

Положение усугубляется еще и тем, что качество сжигания топлива регулируется типовой локальной системой соотношения «газ-воздух», в которой ведущей величиной является расход топлива, а расход воздуха определяется в вычислительном устройстве [1]. В нашем случае расчетное открытие исполнительного механизма на воздушном трубопроводе не означает подачу необходимого количества воздуха. Это связано с тем, что в системе регулирования используются данные о расходе воздуха, подаваемого на вход в рекуператор. В то время, как количество воздуха, фактически поступающее к горелке, является неизвестным из-за утечек в рекуператоре.

© Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Иванов В.И., 2008

Таким образом, в первом периоде нагрева слитков (подъём температуры до контрольного значения при максимальной тепловой мощности) рациональное сжигание газа не может быть обеспечено, хотя этот период составляет более половины общего времени нагрева слитков.

В производственных условиях качество сжигания газа настраивается обслуживающим персоналом по некоторым признакам (внешний вид пламени, скорость роста температуры в печи) и зависит, таким образом, от квалификации нагревателя металла. Обычно эта процедура осуществляется путём изменения расхода газа в ручном режиме так, чтобы обеспечить максимальный рост температуры в колодце при имеющейся подаче воздуха. Данную операцию выполняют индивидуально для каждого нагревательного колодца или даже посада слитков. Следует заметить, что одинаковая скорость подъёма температуры в рабочем пространстве может быть обеспечена при подаче расхода воздуха как меньше, так и больше практически необходимого количества. Ошибки в настройке соотношения «газ-воздух» повышают удельный расхода топлива на нагрев металла и увеличивают потери металла с окалиной.

На ряде тепловых агрегатов для повышения качества сжигания топлива осуществляется коррекция соотношения «топливо-воздух» по содержанию кислорода в продуктах сгорания. В этом случае расход воздуха, поступающего в горелочное устройство, определяется как текущим расходом топлива, так и требуемым процентным содержанием кислорода в отходящих продуктах сгорания [2]. Однако такие системы могут обеспечить необходимое качество горения только в случае, когда количество воздуха, поступающего в горелку, достаточно для полного сгорания топлива. Кроме того, применение подобных систем сдерживается их значительной инерционностью (до 1 минуты) и отсутствием высокотемпературных датчиков.

На основе датчика кислорода в продуктах сгорания нами разработана система управления колодцем, обеспечивающая необходимое качество сжигания топлива в течение всего процесса нагрева слитков. На рисунке 1 приведена упрощённая схема такой системы.

В период подъёма температуры в колодце до контрольного значения, когда быстрое действие системы не имеет принципиального значения, регулирование качества сжигания топлива осуществляется по содержанию кислорода в продуктах сгорания, отбираемых из наднасадочного пространства рекуператора.

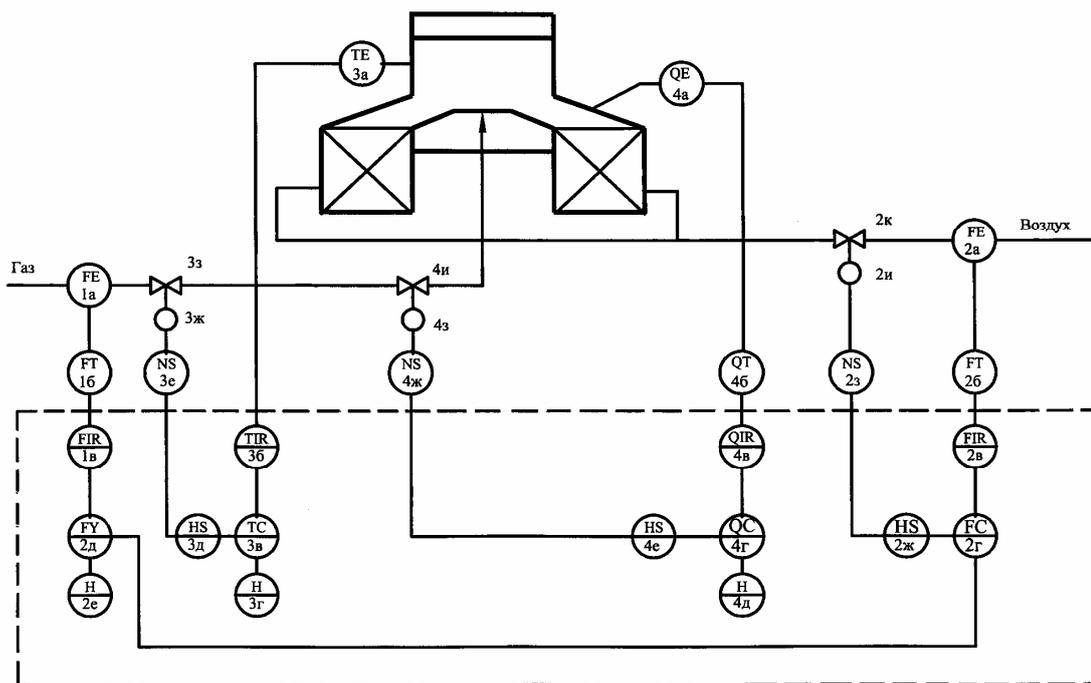


Рис. 1 Упрощенная АСР тепловым режимом колодца

В отличие от типовой системы, предложенная система работает следующим образом. После посадки слитков в колодец АСР температуры и соотношения «газ-воздух» обеспечивают максимальную степень открытия регулирующих органов 3з и 2к, установленных на газо- и воздухопроводах. После чего исполнительный механизм 2и отключается от регулятора соотношения 2г. В результате осуществляется стабилизация максимально возможного расхода воздуха на горелочное устройство.

После этого осуществляется регулирование заданного процентного содержания кислорода в продуктах сгорания, отходящих из колодца. Регулятор процентного содержания кислорода 4г, воздействуя на дополнительно установленный регулирующий орган 4и, изменяет расход газа, поступающего в горелочное устройство, таким образом, чтобы в продуктах сгорания поддерживалось заданное содержание кислорода (т.е. обеспечивалось сжигание газа с заданным коэффициентом расхода воздуха).

После подъема температуры в колодце до контрольного значения, начинается постепенное снижение расхода топлива, и требуемое качество сжигания газа вновь обеспечивает быстродействующая АСР соотношения «газ-воздух». Для этого регулирующий орган 2к подключается к регулятору соотношения 2г, а регулирующий орган 4и отключается от регулятора процентного содержания кислорода 4г, и система работает в обычном режиме.

Элементы системы, обведенные пунктиром (см. рис. 1), могут быть реализованы на регулирующем микропроцессорном контроллере.

Выводы

1. В рекуперативных колодцах с отоплением из центра пода типовые АСР соотношения «газ-воздух» не обеспечивают требуемого качества сжигания топлива в первый период нагрева слитков из-за неконтролируемых утечек воздуха в рекуператорах.

2. Качественное сжигание топлива может быть достигнуто при сочетании регулирования расхода топлива по процентному содержанию кислорода в отходящих продуктах сгорания в первый период нагрева и системой соотношения «газ-воздух» – во второй период нагрева слитков.

Список литературы

1. Автоматическое управление металлургическими процессами / А.М. Беленький, В.Ф. Бердышев, О.М. Блинов, В.Ю. Каганов. – М.: Металлургия, 1989. – 384 с.

2. Обозан В.Я., Просветов И.И., Затопляева И.Б., Ткаченко В.А. Повышение эффективности горения топлива при непрерывном контроле содержания кислорода в дымовых газах / Металлургическая теплотехника: Сб. научных трудов НМетАУ. В двух книгах. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – Книга вторая. – С. 420 – 425.

Рукопись поступила 06.06.2008 г.

Романько Я.В. – ассистент, НМетАУ

Решетняк С.И. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

ИССЛЕДОВАНИЕ СУШКИ НАЛИВНОЙ ФУТЕРОВКИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОВША

Приведены результаты исследования сушки наливной футеровки промежуточного ковша машины непрерывного литья заготовок с помощью комплексной математической модели. Рассмотрено влияние характеристик системы отопления на скорость разогрева футеровки и процесс сушки.

Состояние вопроса

Применение огнеупорных бетонов для футеровки промежуточных ковшей машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ) позволяет существенно повысить их стойкость и серийность плавок. В настоящее время все большее распространение получают монолитные футеровки из различных огнеупорных масс, которые приобретают необходимые свойства в результате сушки до 400 – 600 °С. Их использование дает возможность уменьшить энергозатраты на высокотемпературный обжиг. Недостатком большинства огнеупорных масс является необходимость медленного подъема температуры при сушке во избежание возникновения растрескивания и скалывания под воздействием давления образующегося водяного пара, а также термических напряжений. Например, для магнезиально-известковых бетонных футеровок в интервале от 150 до 200 °С скорость нагрева не должна превышать 15 – 20 °С/ч [1].

Для предотвращения таких явлений каждая фирма-производитель дает свой режим сушки огнеупорной массы, где указывает число, длительность и параметры периодов разогрева и выдержки. Однако на практике применение регламентированных режимов сушки вызывает трудности, связанные с неравномерным разогревом футеровки, обусловленного работой горелочных устройств. Так, например, на Енакиевском металлургическом заводе для футеровки промежуточного ковша применялись огнеупоры фирмы «Далмонд»: арматурный слой был выполнен из тиксотропного бетона, а рабочий слой – из торкрет-массы на основе MgO. При сушке рабочий слой дна в районе горелок

осыпался из-за местного пережога, что приводило к преждевременному износу футеровки ковша во время разливки. Добиться уменьшения трещинообразования и сколов рабочего слоя удалось лишь с помощью импульсного режима подачи тепла путем чередования подогревов с продувкой теплым воздухом [2].

В настоящей статье представлены результаты исследования влияния работы горелочных устройств на процесс сушки монолитной футеровки шестиручьевого промежуточного ковша МНЛЗ. За основу была взята комплексная математическая модель [3], которая позволяет предсказывать разогрев проковша с учетом сложного теплообмена в его рабочем пространстве. В данную модель была интегрирована модель сушки футеровки.

Модель сушки

Для расчета сушки монолитного бетона рассматривались две модели: 1) модель с допущением о скачкообразном удалении испаренной влаги на фронте сушки [4]; 2) модель с непрерывным распределением влаги, в которой в качестве движущей силы при переносе влаги принимается давление водяного пара в порах [5]. Первая модель позволяет достаточно просто учесть теплоту, затрачиваемую на испарение влаги, и оценить положение фронта сушки. Однако эта модель не учитывает ряда специфических явлений, имеющих место при нагревании влажного бетона. Вторая модель широко применялась для анализа процессов и разработки графиков сушки бетонных изделий и конструкций [6]. На ее основе были созданы другие модели, учитывающие дополнительные факторы, влияющие на процессы тепло-массообмена в порах бетона, например [7]. Однако, такие модели значительно усложняют расчет и требуют знания дополнительных физических характеристик, которые должны определяться экспериментально. В одномерном случае уравнения процессов переноса массы и тепла по толщине стенки имеют следующий вид [5]:

$$A_1 \frac{\partial P}{\partial \tau} + A_3 \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{a}{g} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial W_d}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$A_2 \frac{\partial P}{\partial \tau} + A_4 \frac{\partial t}{\partial \tau} = -C_w \frac{a}{g} \left(\frac{\partial P}{\partial x} \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial t}{\partial x} \right), \quad (2)$$

где

$$A_1 = \frac{\partial W}{\partial P}, \quad A_3 = \frac{\partial W}{\partial t}, \quad (3)$$

$$A_2 = -C_a \frac{\partial W}{\partial P}, \quad A_4 = \rho C - C_a \frac{\partial W}{\partial t}. \quad (4)$$

Здесь W – содержание свободной воды, $\text{кг}/\text{м}^3$; W_d – вода, освобождаемая дегидратацией, $\text{кг}/\text{м}^3$; a – относительная проницаемость бетона, $\text{м}/\text{с}$; g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; P – давление в порах, Па ; τ – время, с ; x – координата по толщине стенки, м ; ρ – плотность бетона, $\text{кг}/\text{м}^3$; C – изобарная теплоемкость бетона, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; C_a – тепло испарения свободной воды, $\text{Дж}/\text{кг}$; C_w – теплоемкость воды, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; λ – теплопроводность бетона, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; t – температура, $^\circ\text{C}$.

Граничные условия на внутренней и наружной сторонах стенки:

$$\{P = P_{cm1}\}_{x=0}, \quad (5)$$

$$\{t = t_0 + C_n \tau\}_{x=0}, \quad (6a)$$

$$\left\{-\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = q + C_a \beta (P - P_{cm1})\right\}_{x=0}, \quad (6b)$$

$$\{P = P_{cm2}\}_{x=S}, \quad (7)$$

$$\left\{\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha (t_e - t) + C_a \beta (P_{cm2} - P)\right\}_{x=S}, \quad (8)$$

где P_{cm1} и P_{cm2} – давление вблизи поверхностей внутренней и наружной стенок (принимаются равными давлению насыщенного пара при рассматриваемых условиях), Па ; t_0 – начальная температура стенки, $^\circ\text{C}$; C_n – заданная скорость нагрева поверхности стенки, $^\circ\text{C}/\text{с}$; q – плотность теплового потока на внутренней поверхности стенки, определяемая из решения задачи внешнего теплообмена; β – коэффициент конвективного переноса влаги, $\text{с}/\text{м}$; α – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности стенки, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; t_e – температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$.

Граничное условие (6a) применяется для исследования влияния регламентированной скорости нагрева на процесс сушки. Для учета неравномерного разогрева различных участков промежуточного ковша применяется граничное условие (6b). Значение C_a находится по следующей зависимости [6]:

$$C_a = \begin{cases} 3.5 \times 10^5 (374.15 - t)^{1/3}, & t \leq 374.15^\circ\text{C} \\ 0, & t > 374.15^\circ\text{C} \end{cases} \quad (9)$$

Проницаемость a сильно зависит от влажности и температуры и рассчитывается по эмпирическим соотношениям [8]:

$$a = \begin{cases} a_0 f_1(h, t) f_2(t), & t \leq 95^\circ\text{C} \\ 5,6 a_0 f_3(t), & t > 95^\circ\text{C} \end{cases} \quad (10)$$

где a_0 – проницаемость при 25 °С; h – относительная влажность в порах, $h = P/P_s(t)$; P_s – давление пара на линии насыщения. Функция $f_1(h)$ отражает перенос влаги внутри слоев адсорбированной воды в узких проходах между порами бетона и определяется как

$$f_1(h) = \alpha + \frac{1 - \alpha}{1 + \left(\frac{1 - h}{1 - h_c}\right)^4} \quad \text{для } h < 1; \quad f_1(h) = 1 \quad \text{для } h \geq 1, \quad (11)$$

где $h_c = 0,75$ и $\alpha \approx 1/20$ при 25 °С.

Зависимость проницаемости от температуры ниже 95 °С определяется уравнением типа Аррениуса

$$f_2(T) = \exp\left[\frac{Q}{R}\left(\frac{1}{t_0 + 273} - \frac{1}{t + 273}\right)\right], \quad t \leq 95^\circ\text{C} \quad (12)$$

где Q – энергия активации для перемещения воды вдоль адсорбционных слоев в проходах между порами бетона; R – газовая постоянная.

В интервале температур от 95 °С до 105 °С проницаемость резко (на два порядка) изменяется, а затем ее величина остается почти постоянной. Эта зависимость учитывается функцией:

$$f_3(t) = \exp\left[\frac{t - 95}{0,881 + 0,214(t - 95)}\right]. \quad (13)$$

Значения W_d в уравнении (3) определяются в соответствии с кривой дегидратации [6]. Поток влаги в бетоне с достаточной точностью может рассчитываться по уравнению типа закона Дарси [8]:

$$J = -\frac{a}{g} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (14)$$

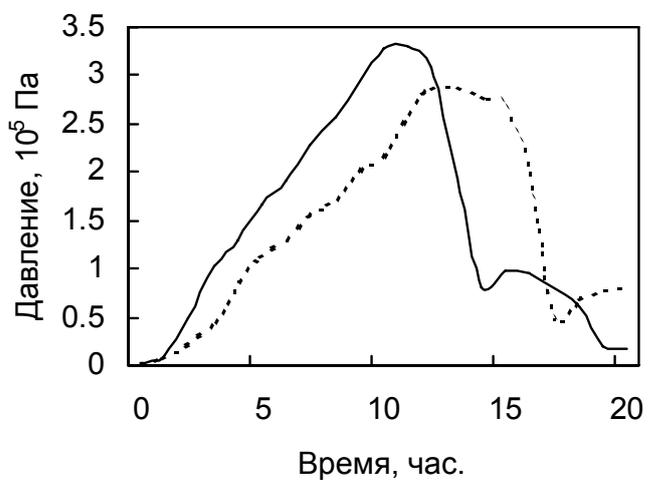
Для решения системы дифференциальных уравнений (1) – (8) использовался метод конечных разностей. Так как эти уравнения являются нелинейными, то на каждом шаге расчета по времени выполнялись итерации, для уточнения значений входящих в них коэффициентов.

Расчет сушки при регламентированной скорости нагрева

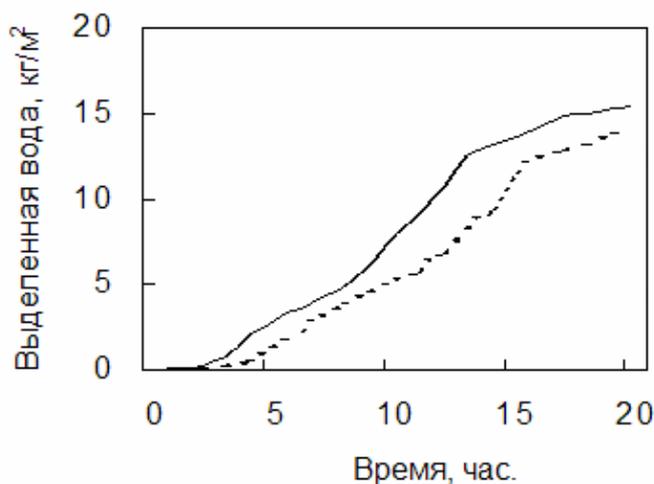
Рассмотренная выше модель вначале применялась для случая сушки бетонной стенки при заданной скорости C_n изменения температуры ее внутренней поверхности. Были приняты следующие значения определяющих параметров: толщина стенки $S = 0,2$ м; ее начальная температура $t_0 = 25^\circ\text{C}$; начальное содержание влаги $W_0 = 100$ кг/м³; плотность бетона $\rho = 2200$ кг/м³; теплопроводность бетона $\lambda = 1,7$ Вт/(м·К); теплоемкость бетона $C = 1100$ Дж/(кг·К); про-

ницаемость бетона при $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ $a_0 = 10^{-12}$ м/с; температура наружного воздуха $t_e = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$; коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности $\alpha = 12$ Вт/(м²К).

На рис. 1 показано изменение максимального давления в стенке (а) и выделенной влаги (б) в процессе нагрева. Сплошные линии соответствуют скорости нагрева $30\text{ }^{\circ}\text{C/ч}$, а пунктирные – $20\text{ }^{\circ}\text{C/ч}$. Полученные зависимости достаточно хорошо согласуются с данными, приведенными в [5]. Относительно небольшие волнообразные возмущения на кривых можно объяснить вычислительными трудностями при расчете производных $\partial W/\partial P$ и $\partial W/\partial t$, а также нелинейностью решаемой задачи.



(а)



(б)

Рис. 1. Изменение максимального давления (а) и выделенной влаги (б) в процессе сушки стенки толщиной 0,2 м

На рис. 1 показано изменение максимального давления в стенке (а) и выделенной влаги (б) в процессе нагрева. Сплошные линии соответствуют скорости нагрева $30\text{ }^{\circ}\text{C/ч}$, а пунктирные – $20\text{ }^{\circ}\text{C/ч}$. Полученные зависимости достаточно хорошо согласуются с данными, приведенными в [5]. Относительно небольшие волнообразные возмущения на кривых можно объяснить вычислительными трудностями при расчете производных $\partial W/\partial P$ и $\partial W/\partial t$, а также нелинейностью решаемой задачи.

Как видно из приведенных зависимостей, наибольшие значения давления возникают примерно в середине процесса, когда условный фронт

сушки достаточно удален от нагреваемой поверхности. При этом они не достигают опасных величин, которые могут вызвать появление сколов и трещин [5].

Исследование влияния работы горелок на разогрев футеровки

С помощью математической модели были проведены расчеты разогрева и сушки промежуточного ковша, имеющего следующие габаритные размеры: длина $L = 9,5$ м, ширина $B = 1,75$ м, высота $H = 1,25$ м [9]. Начальная влажность магнезиальной огнеупорной массы была принята равной 10 %. Расход природного газа B_2 изменялся от 40 до 100 м³/ч, а коэффициент расхода воздуха n изменялся от 1 до 10. Стенд отапливается пятью горелками. Моделировалась работа стенда, как при всех включенных горелках, так и при их выборочном отключении. Так как графиками сушки регламентируется скорость подъема температуры бетона, то основное внимание было уделено исследованию влияния параметров системы отопления на изменение максимальной температуры поверхности футеровки промежуточного ковша.

На рис. 2 показана зависимость скорости разогрева футеровки днища под горелкой в зависимости от времени процесса для разных расходов топлива и коэффициентов расхода воздуха. Из графиков видно, что максимальные скорости разогрева наблюдаются в начальный период времени при $n = 1,05$, когда разность температур между футеровкой и греющей средой достигает наибольшего значения. В процессе разогрева происходит снижение температурного градиента, что влечет за собой существенное снижение скорости разогрева. Таким образом, уже через час она становится более чем в два раза меньше от максимального значения.

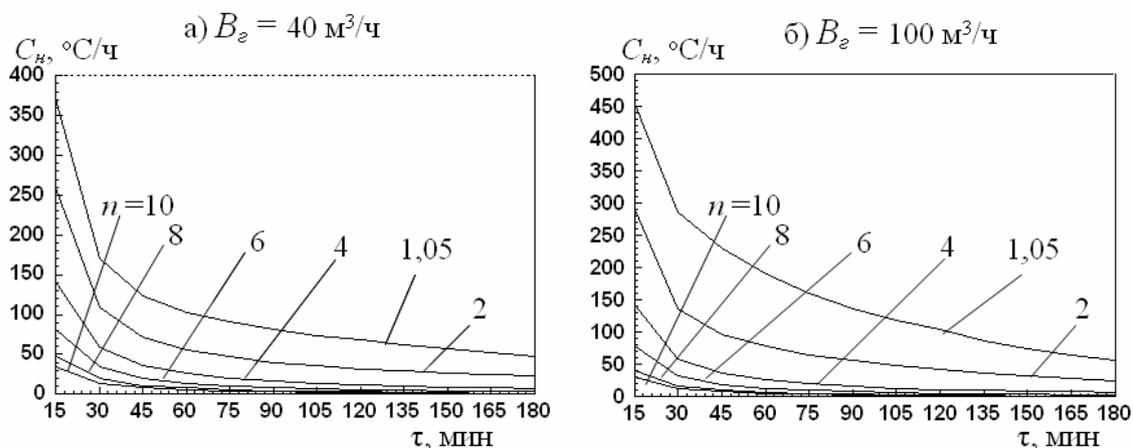


Рис. 2. Изменение скорости разогрева футеровки днища под горелкой в зависимости от времени сушки и коэффициента расхода воздуха n

На рис. 3 представлена зависимость максимальной скорости разогрева C_m от коэффициента расхода воздуха при различных расходах топлива. Необходимо отметить, что наибольшие значения C_m проявляются на поверхности днища промковша вблизи оси одной из горелок. При этом значительное уменьшение расхода топлива от 100 до 40 м³/ч не приводит к аналогичному снижению максимальной скорости нагрева, что можно объяснить локальным воздействием факела на нагреваемую поверхность. Увеличение коэффициента расхода n с одной стороны разбавляет продукты сгорания воздухом и уменьшает их температуру, а с другой стороны приводит к увеличению импульса потока газов, омывающих поверхность футеровки. Соответственно, при малых значениях n имеет место радиационный, а при больших значениях n – конвективный режим сушки.

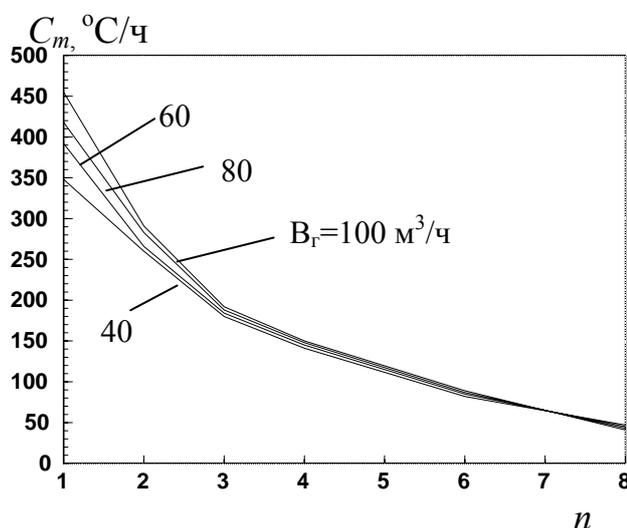
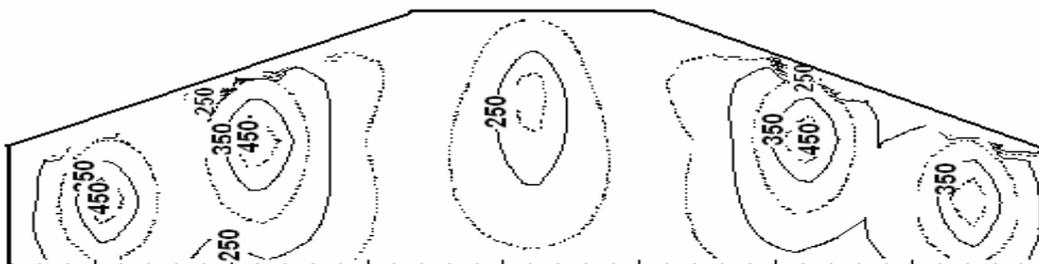


Рис. 3. Зависимость максимальной скорости разогрева C_m от коэффициента расхода воздуха n при различных расходах топлива

На рис. 4 показано распределение температур на поверхности днища промежуточного ковша после 15 минут сушки при расходе природного газа $V_2 = 40$ м³/ч. Очевидно, что увеличение коэффициента расхода воздуха приводит к снижению неравномерности разогрева. Так при коэффициенте расхода воздуха $n = 1,05$ максимальный перепад температур составляет 220 °C, а при $n = 4$ он снижается до 120 °C. При этом максимальная глубина просушенного материала находится в местах размещения горелочных устройств. Профиль фронта сушки по

мере его продвижения вглубь стенки промковша остается почти неизменным, что, по-видимому, является следствием принятой одномерной модели переноса влаги в бетоне.

а)



б)

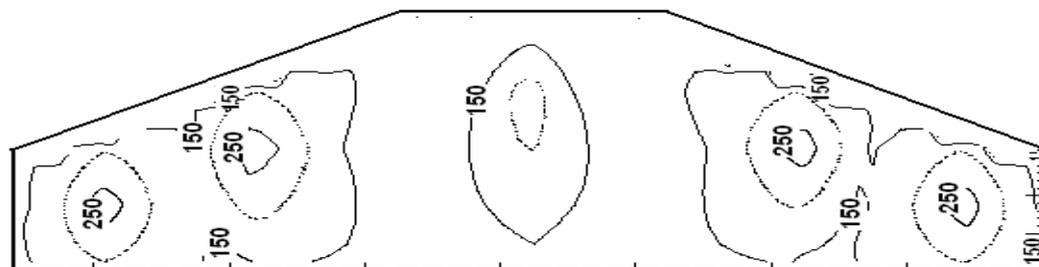


Рис. 4. Распределение температуры на поверхности дна промковша через 15 минут после включения горелок при $n = 1,05$ (а) и $n = 4$ (б)

Выводы

Существенным требованием технологии сушки монолитных футеровок является обеспечение регламентированных скоростей разогрева, которые для многих огнеупорных масс имеют очень низкие значения. Из результатов моделирования сушки шестиручьевого промежуточного ковша с наливной магнезиальной футеровкой следует, что основным регулирующим фактором может служить коэффициент расхода воздуха. Для реализации такого способа управления тепловым режимом система отопления должна иметь горелочные устройства с широкими пределами регулирования.

Список литературы

1. Хорошавин Л.Б. Магнезиальные бетоны. – М.: Metallurgy, 1990. – 167 с.
2. Бражникова Е.С., Жиглявский А.Ю., Вожжов Ф.В. Сушка футеровки промежуточных ковшей при импульсном режиме подачи тепла // Сталь. – 2007. – № 11. – С. 40 – 41.

3. Романько Я.В., Решетняк С.И. Модель тепловой подготовки промежуточного ковша // *Металлургическая теплотехника*. Сб. научн. тр. НМетАУ, 2007.
4. Сущенко А.В., Травинчев А.И., Безгерев А.С. Математическое моделирование процессов сушки и разогрева футеровки сталеразливочного ковша // *Известия вузов. Черная металлургия*. – 2002. – № 5. – С. 42 – 45.
5. Zhen-Xiang Gong and Arun S. Mujumdar. Development of Drying Schedules for One-Side-Heating Drying of Refractory Concrete Slab Based on Finite Element Model. *Journal of the American Ceramic Society*, Vol. 79, № 6, 1996. – pp. 1649 – 1658.
6. *Mathematical modeling and numerical techniques in drying technology* / edited by Ian Turner, Arun S. Mujumdar. – New York: MARCEL DEKKER, 1997. – 663 p.
7. R.T. Tenchev, L.Y. Li, and J.A. Purkiss. Finite Element Analysis of Coupled Heat and Moisture Transfer in Concrete Subjected to Fire. – *Numerical Heat Transfer, Part A*, 39, 2001. – pp. 685 – 710.
8. Z. P. Bazant and W. Thonguthai. Pore Pressure and Drying of Concrete at High Temperature. *Proc. Am. Soc. Civ. Eng.* Vol. 104, № EM5, 1979. – pp. 1059 – 1079.
9. Процесс непрерывной разливки /Смирнов А.Н. и др. – Донецк: ДонНТУ, 2002. –536 с.

Рукопись поступила 26.05.2008 г.

Румянцев В.Д. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

ВЫРАВНИВАНИЕ ТЕМПЕРАТУР В ТЕЛЕ ПРИ ПОСТОЯННОЙ ЭНТАЛЬПИИ $I_0 = \text{CONST}$

Приводится математическое описание процесса выравнивания температур в теле при постоянной энтальпии.

На практике возможны случаи, когда разность температур на поверхности и в центре тела недопустимо велика, например, в таком состоянии могут находиться слитки после разливки стали. Такое тело может не нуждаться в нагреве, необходимо поместить его в «термос», чтобы выровнять температуры по массе тела.

Решение такой задачи получается, если в известных решениях [1, 2] с начальным неравномерным температурным полем $t(x, \tau = 0) = f(x)$ при $q_{\text{пов}} = \text{const}$ положить значение $q_{\text{пов}} = 0$.

Пластина:

$$t(x, Fo) = \frac{1}{R} \int_0^R f(x) dx + \frac{2}{R} \sum_{n=1}^{\infty} \left(\int_0^R f(x) \cos \frac{n\pi x dx}{R} \right) \cos \frac{n\pi x}{R} \exp(-n^2 \pi^2 Fo), \quad (1)$$

где R – половина толщины пластины, м; $f(x)$ – произвольное начальное распределение температур в пластине, °С.

В конце охлаждения или нагрева тела с $q_{\text{по}} = \text{const}$ имеется температурное поле в виде квадратной параболы с разностью температур между поверхностью и центром $\Delta t_0 = t_{\text{по}} - t_{\text{цо}}$, которое является отрицательной $\Delta t_0 < 0$ при охлаждении тела и положительной $\Delta t_0 > 0$ при нагреве:

$$t(x, 0) = f(x) = t_{\text{цо}} + \Delta t_0 (x/R)^2, \quad (2)$$

$$|\Delta t_0| = \frac{q_{\text{по}} R}{K_2 \lambda}, \quad (3)$$

где $q_{\text{по}}$ – плотность теплового потока, при которой закончился нагрев или охлаждение тела, Вт/м².

Решение для выравнивания температур в пластине при $I_0 = \text{const}$ ($\bar{t}_0 = \text{const}$) получим подстановкой начального температурного поля (2) в (1):

$$\frac{t(x/R, Fo) - t_{\text{ц0}}}{\Delta t_0} = \frac{1}{3} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4(-1)^{n+1}}{\mu_n^2} \cos\left(\mu_n \frac{x}{R}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo) \quad (4)$$

или

$$\frac{t(x/R, Fo) - \bar{t}_0}{\Delta t_0} = - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4(-1)^{n+1}}{\mu_n^2} \cos\left(\mu_n \frac{x}{R}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo), \quad (5)$$

$$\mu_n = n\pi \quad (n = 1, 2, \dots).$$

Здесь $\bar{t}_0 = t_{\text{ц0}} + \Delta t_0 / 3$ – начальная среднemasсовая температура, °С.

Температуры на поверхности и в центре пластины:

$$\frac{t_{\text{п}}(Fo) - \bar{t}_0}{\Delta t_0} = - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4(-1)^{n+1}}{\mu_n^2} \cos \mu_n \exp(-\mu_n^2 Fo); \quad (6)$$

$$\frac{t_{\text{ц}}(Fo) - \bar{t}_0}{\Delta t_0} = - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4(-1)^{n+1}}{\mu_n^2} \exp(-\mu_n^2 Fo). \quad (7)$$

Разница температур в теле:

$$\frac{t_{\text{п}}(Fo) - t_{\text{ц}}(Fo)}{\Delta t_0} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4(-1)^{n+1}}{\mu_n^2} (1 - \cos \mu_n) \exp(-\mu_n^2 Fo). \quad (8)$$

Распределение плотности тепловых потоков по толщине тела:

$$q(x/R, Fo) = \frac{q_{\text{по}}}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4(-1)^{n+1}}{n\pi} \sin\left(\mu_n \frac{x}{R}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo). \quad (9)$$

Круглый цилиндр неограниченной длины:

$$t(x/R, Fo) = \frac{2}{R^2} \int_0^R xt(x,0)dx + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{I_0\left(\mu_n \frac{x}{R}\right)}{I_0^2(\mu_n)} \exp(-\mu_n^2 Fo) \frac{2}{R^2} \int_0^R xt(x,0)I_0\left(\mu_n \frac{x}{R}\right)dx, \quad (10)$$

где I_0 – функция Бесселя первого рода нулевого порядка.

Для начального распределения температур по закону квадратной параболы (2) из (10) получаем:

$$\frac{t(x/R, Fo) - t_{\text{ц0}}}{\Delta t_0} = \frac{1}{2} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\mu_n^2 I_0(\mu_n)} I_0\left(\mu_n \frac{x}{R}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo); \quad (11)$$

$$\frac{t(x/R, Fo) - \bar{t}_0}{\Delta t_0} = - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\mu_n^2 I_0(\mu_n)} I_0\left(\mu_n \frac{x}{R}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo); \quad (12)$$

$$\frac{t_{\text{п}}(Fo) - \bar{t}_0}{\Delta t_0} = - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\mu_n^2} \exp(-\mu_n^2 Fo); \quad (13)$$

$$\frac{t_{\text{ц}}(Fo) - \bar{t}_0}{\Delta t_0} = - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\mu_n^2 I_0(\mu_n)} \exp(-\mu_n^2 Fo); \quad (14)$$

$$\frac{\Delta t(Fo)}{\Delta t_0} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\mu_n^2} \left[\frac{1}{I_0(\mu_n)} - 1 \right] \exp(-\mu_n^2 Fo); \quad (15)$$

$$\bar{t}_0 = t_{\text{ц0}} + \frac{\Delta t_0}{2}; \quad (16)$$

$$q(x/R, Fo) = \frac{q_{\text{по}}}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4}{\mu_n I_0(\mu_n)} I_1\left(\mu_n \frac{x}{R}\right) \exp(-\mu_n^2 Fo), \quad (17)$$

где I_1 – функция Бесселя первого рода первого порядка; μ_n – корни характеристического уравнения $I_1(\mu) = 0$.

Аналогично получаем решения для шара, используя решение, приведенное в [2].

В качестве примера применения приведенных выше решений рассмотрим расчет выравнивания температур в стальной пластине толщиной 400 мм после ее охлаждения с постоянной поверхностной плотностью теплового потока $q_{\text{по}} = 50000 \text{ Вт/м}^2$. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda = 40 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, удельная теплоемкость стали $C = 700 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$, плотность стали $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$. Температура в центре пластины $t_{\text{ц0}} = 1200 \text{ }^\circ\text{C}$.

Разница температур в пластине:

$$\Delta t_0 = \frac{50000 \cdot 0,2}{2 \cdot 40} = 125 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Начальное температурное поле:

$$t(x, 0) = 1200 - 125 (x/R)^2.$$

Среднемассовая температура и температура поверхности:

$$\bar{t}_0 = 1200 - 125/3 = 1158 \text{ }^\circ\text{C}; \quad t_{\text{по}} = 1075 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Результаты расчетов по формулам (4 – 9) представлены на температурных и тепловой диаграммах (рис. 1).

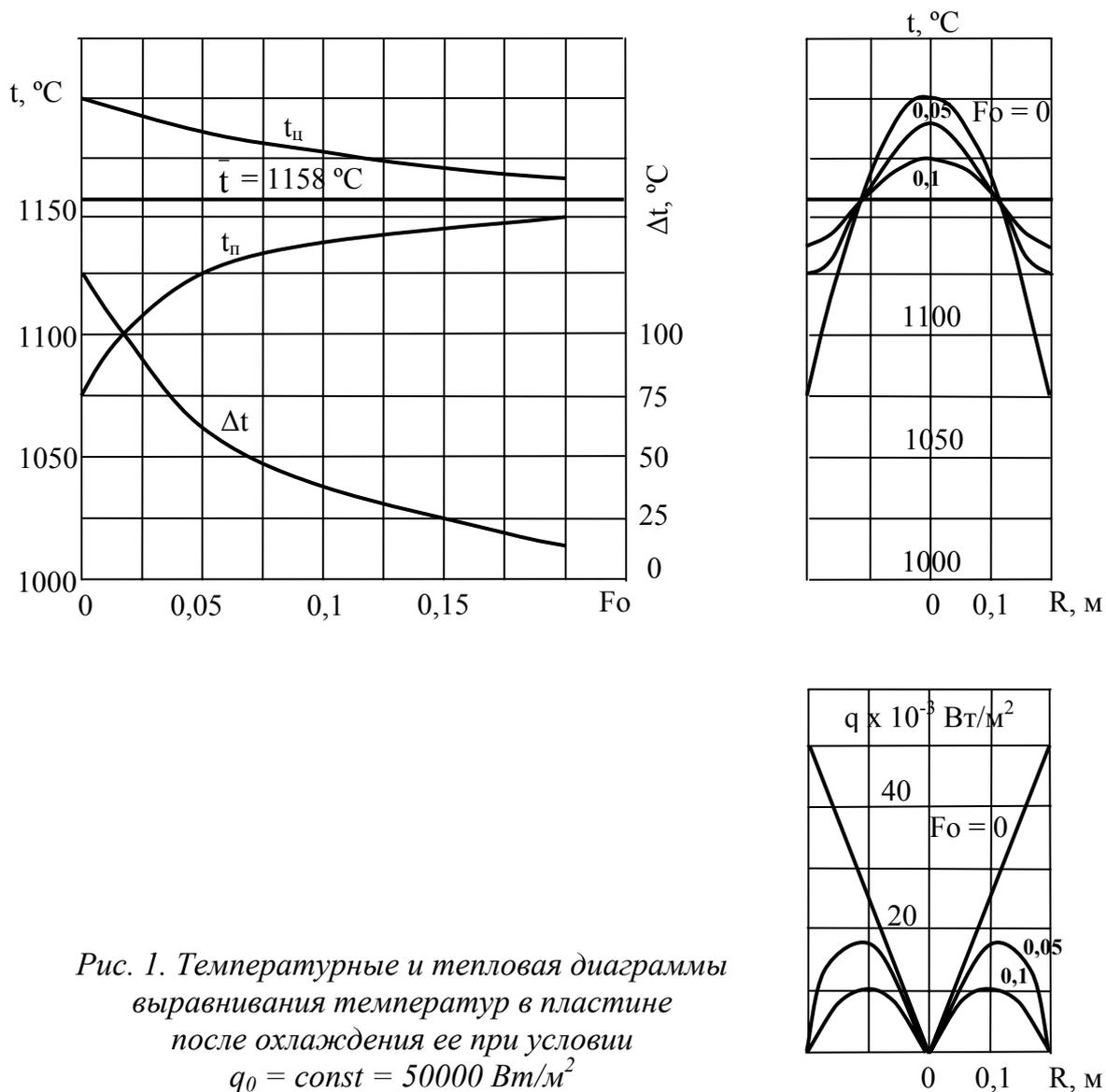


Рис. 1. Температурные и тепловая диаграммы выравнивания температур в пластине после охлаждения ее при условии $q_0 = const = 50000 \text{ Вт/м}^2$

Вывод

Получены решения для расчета выравнивания температур в теле при постоянном теплосодержании. Приводятся результаты расчета в виде температурных и тепловой диаграмм.

Список литературы

1. Тайц Н.Ю. Технология нагрева стали. – М.: Металлургия, 1962. – 568 с.
2. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высшая школа, 1967. – 593 с.

Рукопись поступила 03.06.2008 г.

Сибирь А.В. – ассистент, НМетАУ

Решетняк С.И. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Губинский В.И. – д-р техн. наук, проф., НМетАУ

МОДЕЛИРОВАНИЕ СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА И СЛОЖНОГО ТЕПЛООБМЕНА В КОЛОДЦЕ С ЦЕНТРАЛЬНОЙ РЕГЕНЕРАТИВНОЙ ГОРЕЛКОЙ

Введение

Увеличение температуры подогрева воздуха за счет утилизации теплоты уходящих дымовых газов, позволяет существенно повысить эффективность тепловой работы нагревательных устройств. На существующем оборудовании добиться этого возможно за счет замены существующих рекуперативных систем на регенеративную. Однако высокотемпературный подогрев воздуха при существующих способах сжигания топлива, может привести к образованию высокотемпературных зон горения, существенной неравномерности температурного поля дымовых газов в рабочем пространстве печи, и как следствие, локальному перегреву нагреваемых изделий. Для устранения высокотемпературного факела необходимы изменения в конструкции горелочного устройства, создающие условия для постепенного смешивания топлива с воздухом и высокоинтенсивного движения продуктов сгорания в рабочем пространстве печи. Предельным случаем таких условий может быть объемное горение топлива. Поэтому актуальной является задача исследования различных способов отопления нагревательных печей при высокотемпературном подогреве воздуха.

Состояние вопроса

Примером реконструкции системы отопления может служить регенеративный нагревательный колодец с центральной горелкой [1]. На рис. 1а представлен вид сверху на камеру реконструированного нагревательного колодца. Горелочное устройство колодца состоит из газового сопла 1, каналов 2 и 3, которые соединены с регенераторами и служат попеременно для подвода подогретого воздуха и отвода дымовых газов. В рабочей камере колодца имеются четыре боковых окна 4 – 7, соединенные через обводные каналы с дымовой трубой и служащие для регулирования давления и сброса части дымовых газов в обвод регенераторов. Опыт эксплуатации колодца показал, что при высокотем-

пературном подогреве воздуха ($900 \div 1100 \text{ }^\circ\text{C}$) нагреваемые слитки не оплавляются, но для обеспечения полного сжигания топлива в рабочем пространстве печи необходимо подавать достаточно большое количество избыточного воздуха и снижать тепловую мощность колодца.

С целью устранения этих недостатков был предложен усовершенствованный вариант нагревательного колодца [2]. Его основной отличительной особенностью является замена двух воздушно-дымовых каналов горелочного устройства на четыре канала 2 – 5, расположенных симметрично центральному каналу для подачи газа (рис. 1б). Несмежные каналы 2 и 4 попарно служат для подвода подогретого воздуха, а каналы 3 и 5 – для отвода дымовых газов.

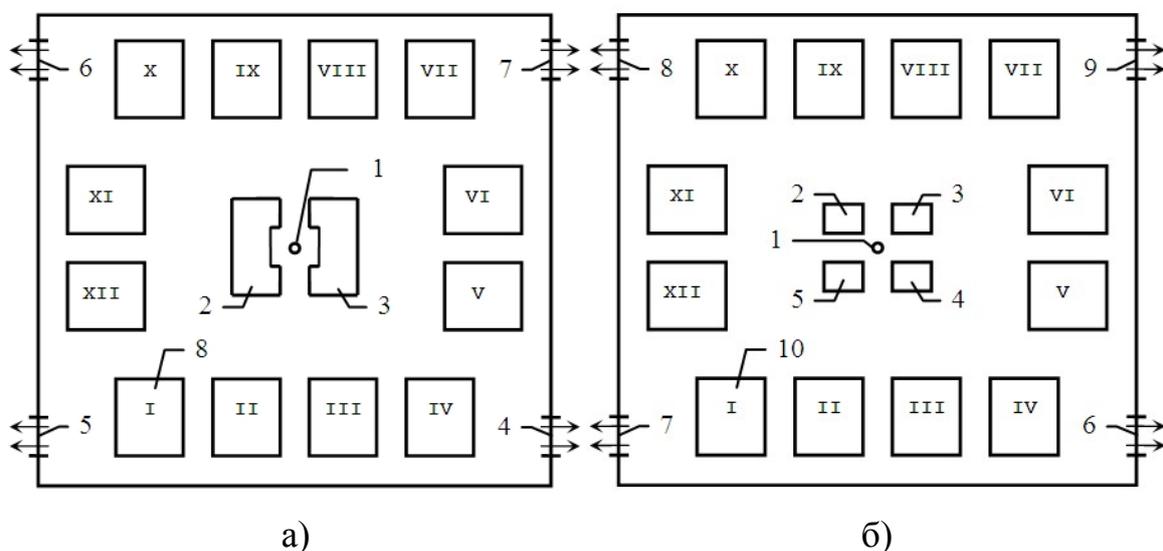


Рис. 1. Схема камеры нагревательного колодца с существующей (а) и модернизированной (б) регенеративными горелками

Для сравнительной оценки рассмотренных выше систем отопления в настоящей работе с помощью математического моделирования было проведено исследование влияния параметров горелочных устройств на качество сжигания топлива и теплообмен в рабочей камере печи. Для этого была использована математическая модель теплообмена в камерной печи с центральной регенеративной горелкой [3]. С целью учета заполнения рабочей камеры слитками она была дополнена моделью теплопроводности слитков, а также были внесены изменения в модель внешнего теплообмена.

Математическая модель

Схема камеры колодца со слитками показана на рис. 2. Камера имеет ширину B , длину L и высоту H . В ней находятся 12 одинаковых

слитков высотой h и имеющих прямоугольное сечение $a \times b$. Все слитки располагаются таким образом, чтобы их боковые грани были параллельны соответствующим боковым стенкам камеры. Зазор между самими слитками составляет $\delta_{сл}$, а между слитками и стенками камеры – $\delta_{кам}$.

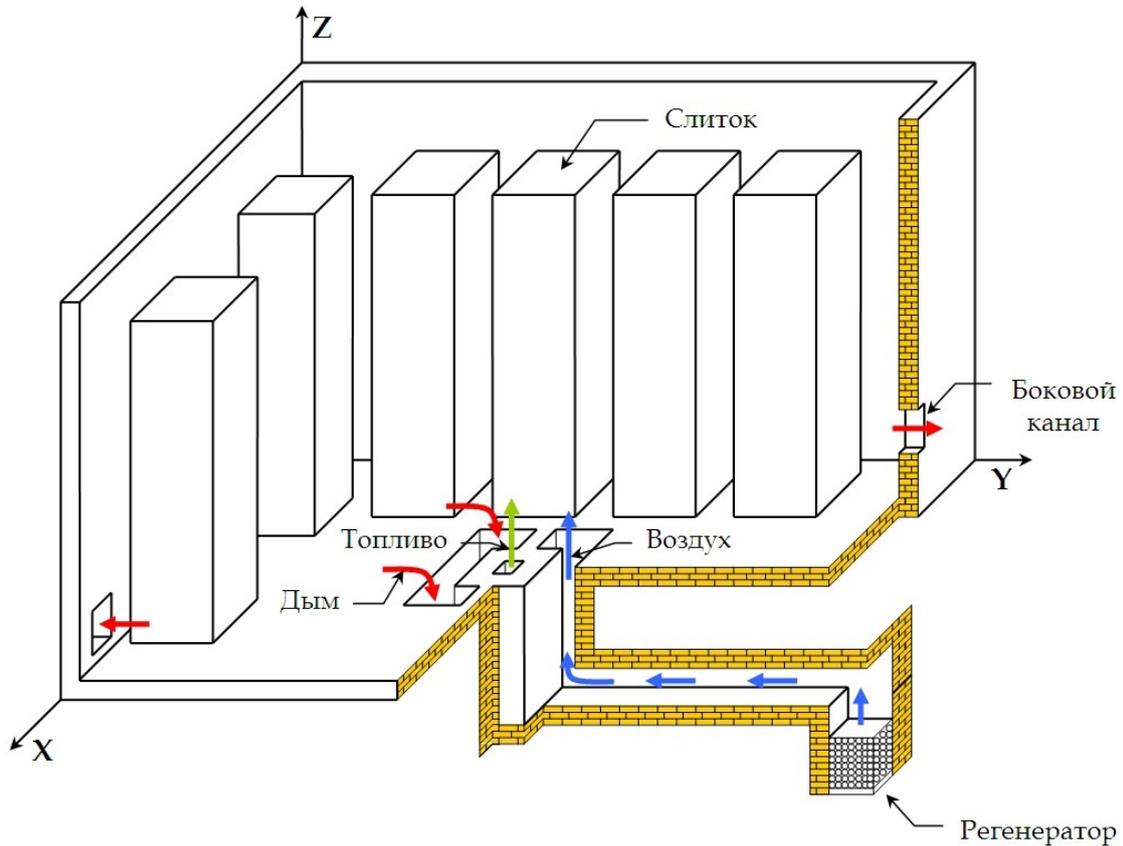


Рис. 2. Схема камеры нагревательного колодца со слитками

Математическая модель включает: модель движения газов в свободном пространстве рабочей камеры, $k-\varepsilon$ модель турбулентности, модель радиационного переноса, модель горения топлива в рабочем пространстве печи, а также расчет распределения температуры в объеме газа путем решения уравнения энергии. Математическая постановка для этих моделей с соответствующими граничными условиями приведена в работе [3]. Для учета расположения слитков в рабочей камере решаемая задача дополняется моделью нестационарной теплопроводности для каждого слитка. Уравнение теплопроводности для произвольного k -го слитка запишется в виде

$$C_m \rho_m \frac{\partial T_k}{\partial \tau} = \frac{\partial T_k}{\partial x} \left(\lambda_m \frac{\partial T_k}{\partial x} \right) + \frac{\partial T_k}{\partial y} \left(\lambda_m \frac{\partial T_k}{\partial y} \right) + \frac{\partial T_k}{\partial z} \left(\lambda_m \frac{\partial T_k}{\partial z} \right) \quad (1)$$

где T_k – температура в k -ом слитке, λ_m, ρ_m, C_m – теплопроводность, плотность и теплоемкость металла, соответственно.

Граничные условия на верхней и боковых поверхностях слитков имеют вид:

$$\lambda_m \frac{\partial T_k}{\partial n} = q_{кон} + q_{рад} \quad (2)$$

где n – внешняя нормаль к слитку, $q_{кон}, q_{рад}$ – плотности конвективного и радиационного тепловых потоков, соответственно, определяемые из решения внешней задачи согласно [3].

На нижней поверхности слитков задается адиабатное условие:

$$\frac{\partial T_k}{\partial n} = 0 \quad (3)$$

Для задания адиабатных свойств кладки камеры печи в модели переноса интенсивности излучения добавлены следующие граничные условия для каждого m -го серого газа [4]:

$$I_m = \frac{1}{\pi} \left[\sum_{\cos \alpha' < 0} I_m' |\cos \alpha'| \omega_m' - k_m C \left(\frac{\mu_l}{Pr_l} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{кл} \right] \quad (4)$$

где I_m – интенсивность излучения m -го серого газа; ω_m' – коэффициенты модели метода дискретных ординат; k_m – весовые коэффициенты модели WSGGM; α – угол между нормалью и направлением переноса; C – теплоемкость газа; μ_l, μ_t – ламинарная и турбулентная динамическая вязкость соответственно; Pr_l, Pr_t – ламинарное и турбулентное число Прандтля, соответственно.

С целью возможности оценки эффективности системы отопления, модель была дополнена управлением величиной расхода топлива, обеспечивающего двухпериодный режим нагрева слитков. Для первого периода задается постоянный расход топлива B_m , а условием окончания периода является достижение контрольной температуры печи $t_{контр}$. Для второго периода задается его длительность τ_2 , а расход топлива постоянно корректируется таким образом, чтобы поддерживалась заданная контрольная температура $t_{контр}$. В качестве контрольной температуры в модели принята средняя температура поверхности боковых стенок камеры на высоте $0,9H$. В процессе моделирования нагрева во втором периоде выполняется сравнение заданного значения контрольной температуры $t_{контр}$ и соответствующей расчетной величины $\tilde{t}_{контр}$. Если отклонение расчетной контрольной температуры от заданной превышает установленную величину, то выполняется соответствующее увеличение или уменьшение расхода топлива B_m .

Расход воздуха, поступающего в камеру, определяется как $V_в = nL_дB_m$, где n – коэффициент расхода воздуха, $L_д$ – удельный расход воздуха, зависящий от вида топлива. Температура поступающего воздуха находится в зависимости от температуры и расхода дымовых газов и степени регенерации тепла $r_ф$ уходящих дымовых газов в регенеративном теплообменнике.

$$t_в = \frac{V_{д.рег} \cdot C_д}{V_в \cdot C_в} \cdot t_д \cdot r_ф \quad (5)$$

где $V_{д.рег}$ – объем дымовых газов, удаляющихся через горелочное устройство, $C_д, C_в$ – теплоемкости дымовых газов и воздуха, $t_д$ – температура дымовых газов, удаляющихся через горелочное устройство.

Численное решение

При численном решении задачи нагрева слитков в нагревательном колодце к уже существующему алгоритму расчета всех составляющих модели был добавлен конечно-разностный алгоритм решения задачи нестационарной теплопроводности слитков с одновременной коррекцией температур на поверхности слитков для решения задачи лучистого теплообмена. В процессе расчета через малый интервал времени $\Delta\tau$ производилось итерационное уточнение температурного поля печных газов и результирующих тепловых потоков на металл. Во втором периоде нагрева (при постоянной контрольной температуре) после текущей корректировки величины расхода топлива производился пересчет поля скоростей из-за снижения расхода топлива и воздуха.

Результаты исследований

С помощью разработанной математической модели были проведены исследования работы двух вариантов горелочных устройств в нагревательном колодце. При расчетах приняты следующие геометрические размеры камеры печи: $H = 3$ м, $L = 5,2$ м, $B = 4,8$ м. Высота боковых окон $H_w = 0,6$ м ширина $B_w = 0,3$ м. В камере находились 12 слитков с размерами поперечного сечения $a = 0,7$ м, $b = 0,7$ м и высотой $h = 2$ м. Материал слитков – Сталь 3 ТРПС. Зазор между слитками и боковыми стенками камеры составлял $\delta_{кам} = 0,3$ м, а между самими слитками - $\delta_{кам} = 0,3$ м. Размер дымо-воздушных окон модернизированного горелочного составляет $0,3 \times 0,4$ м. Топливом являлась коксо-доменная смесь с теплотой сгорания $8,2$ МДж/м³. Максимальный расход топлива был принят равным 1500 м³/ч, степень регенерации тепла в теплообменнике составляла $r_ф = 0,7$.

Сначала был выполнен расчет движения печных газов, распределения температур и тепловых потоков и горения топлива в камере печи при максимальном расходе топлива и коэффициенте расхода воздуха $n = 1,5$. Все слитки имели начальную температуру $800\text{ }^{\circ}\text{C}$. На рис. 3 представлены векторные поля скоростей в горизонтальном сечении $z = H/2$ для двух рассматриваемых схем отопления при максимальном расходе топлива.

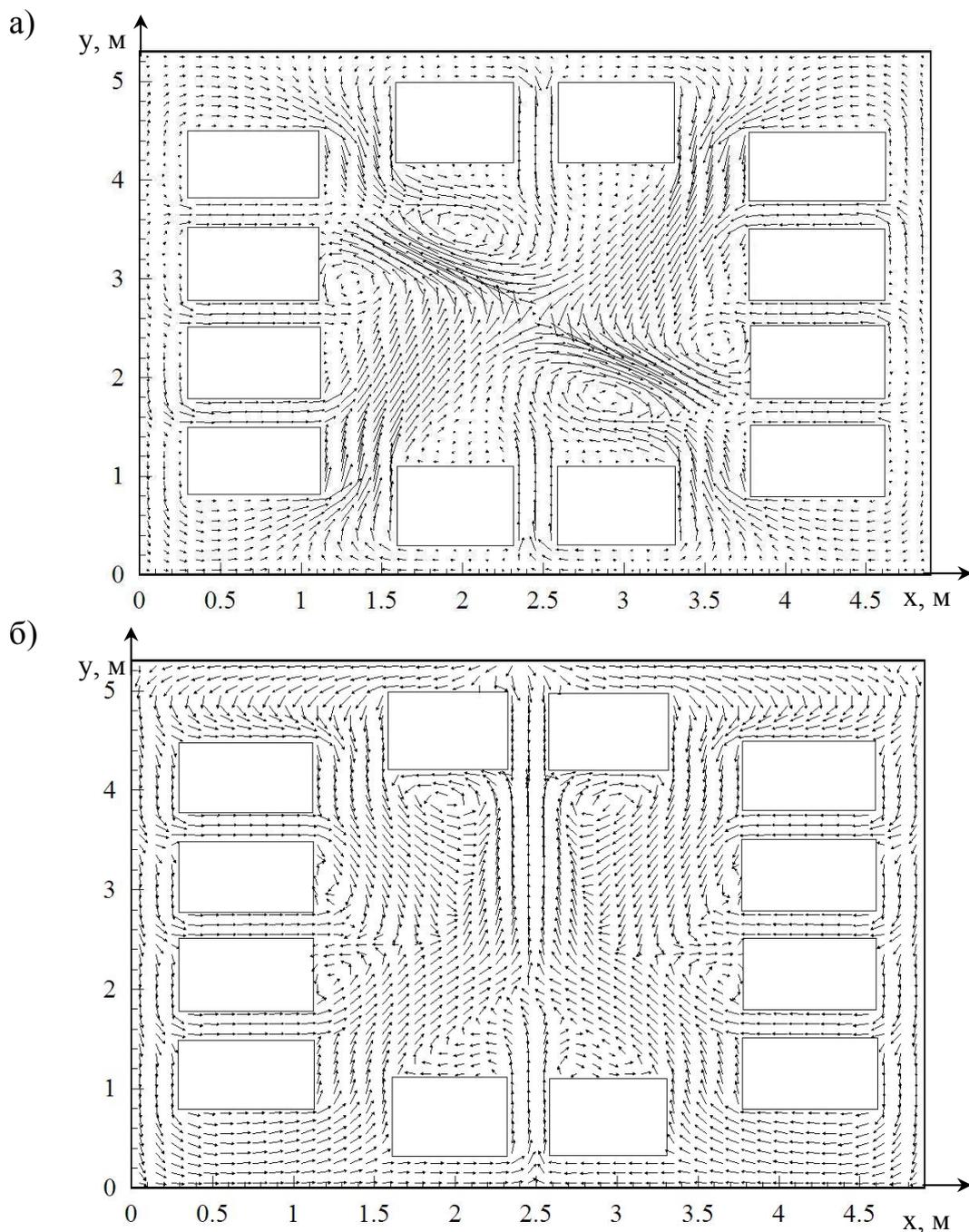


Рис. 3. Векторное поле скоростей в сечении $z = H/2$ рабочей камеры с существующей (а) и модернизированной (б) регенеративными горелками

На рис. 4 представлены векторные поля скоростей в вертикальном сечении, проходящем через середины слитков XI и VI соответствующему значению $x = 0,47 B$ при максимальном расходе топлива. Из приведенных рисунков следует видно, что изменение схемы подвода воздуха и отвода дыма существенно влияет на характер движения газов в рабочей камере печи. При варианте отопления с существующим горелочным устройством наблюдается наклон топливной и воздушной струи в сторону дымоотводящего канала горелочного устройства за счет чего возникают две большие зоны циркуляции печных газов. В случае использования модернизированной регенеративной горелки топливная струя остается вертикальной, а две несмежные воздушные струи закручиваются вокруг топливной струи из-за воздействия двух несмежных дымоотводящих каналов, что приводит к образованию большого количества циркуляционных зон в рабочем пространстве печи.

Полученные температурные поля в газе, заполняющем камеру, приведены в горизонтальном (рис. 5а) и вертикальном (рис. 5б) сечениях колодца при использовании модернизированной горелкой. На них хорошо видно, что характер распределения температуры согласуется с характером движения газовых потоков. Изолинии с наибольшими значениями температуры располагаются на центральной оси и под крышкой колодца, постепенно распространяясь вдоль боковых стенок по направлению к дымовым окнам. Наименьшие значения температур наблюдаются в областях между слитками и «глухими» боковыми стенками, хотя движение газов и создает неустойчивые локальные области с повышенным температурным уровнем.

Анализ состава продуктов сгорания полученных при расчете показал наличие несгоревшего топлива в продуктах сгорания уходящих через боковые окна до 5 % в обоих вариантах.

Для анализа влияния скорости истечения топлива на его недожог был произведен расчет для двух вариантов схем отопления при различных значениях диаметра газового сопла. Для определения минимально допустимого коэффициента расхода воздуха, обеспечивающего полное сжигание топлива, проводилась серия расчетов при различных значениях n . Допустимым считалось значение, при котором в дымовых газах уходящих через боковые окна присутствовало топливо в количестве не более 0,1 %. Результаты расчетов представлены на рис. 6, где показаны значения минимально допустимого коэффициента расхода воздуха в зависимости от скорости истечения газа.

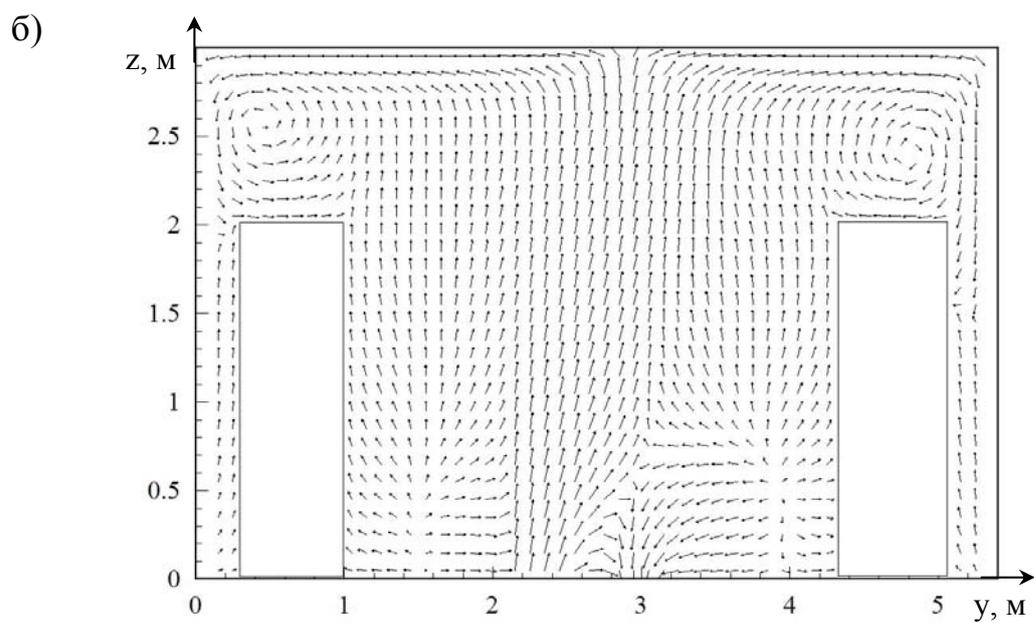
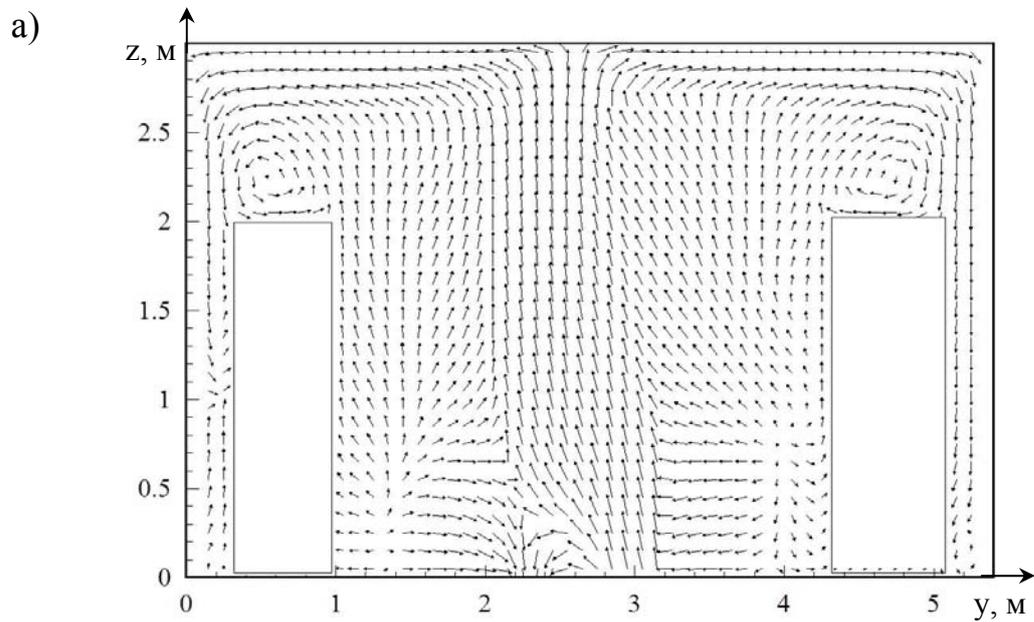


Рис. 4. Векторное поле скоростей в сечении $x = 0,47$ В рабочей камере с существующей (а) и модернизированной (б) регенеративными горелками

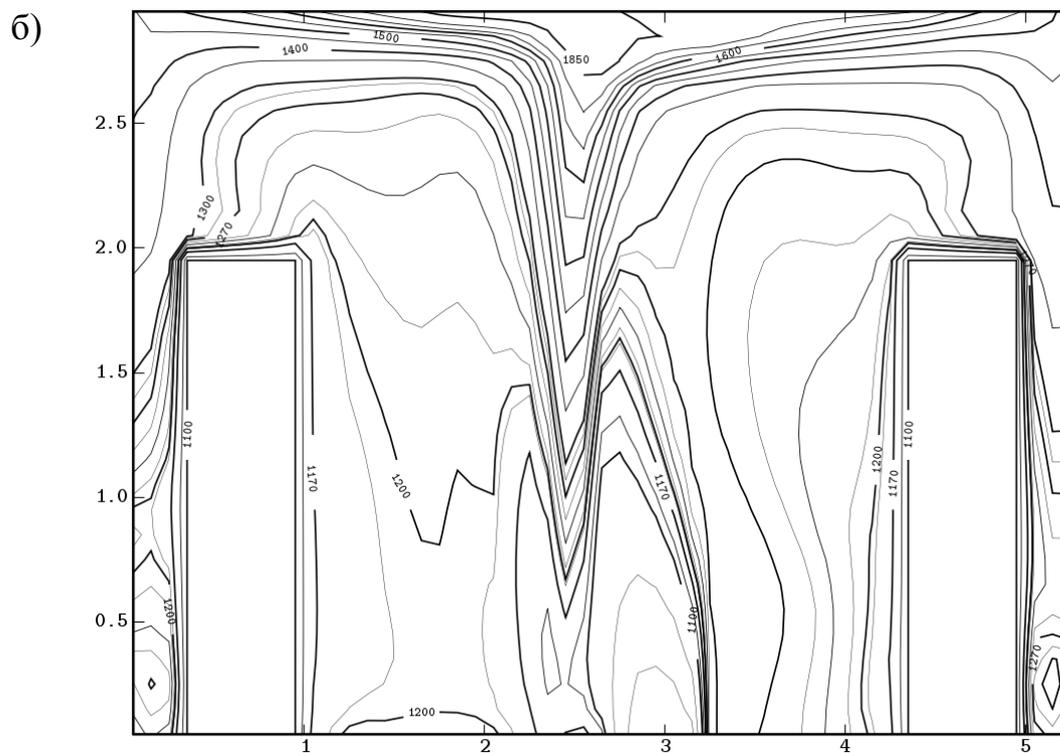
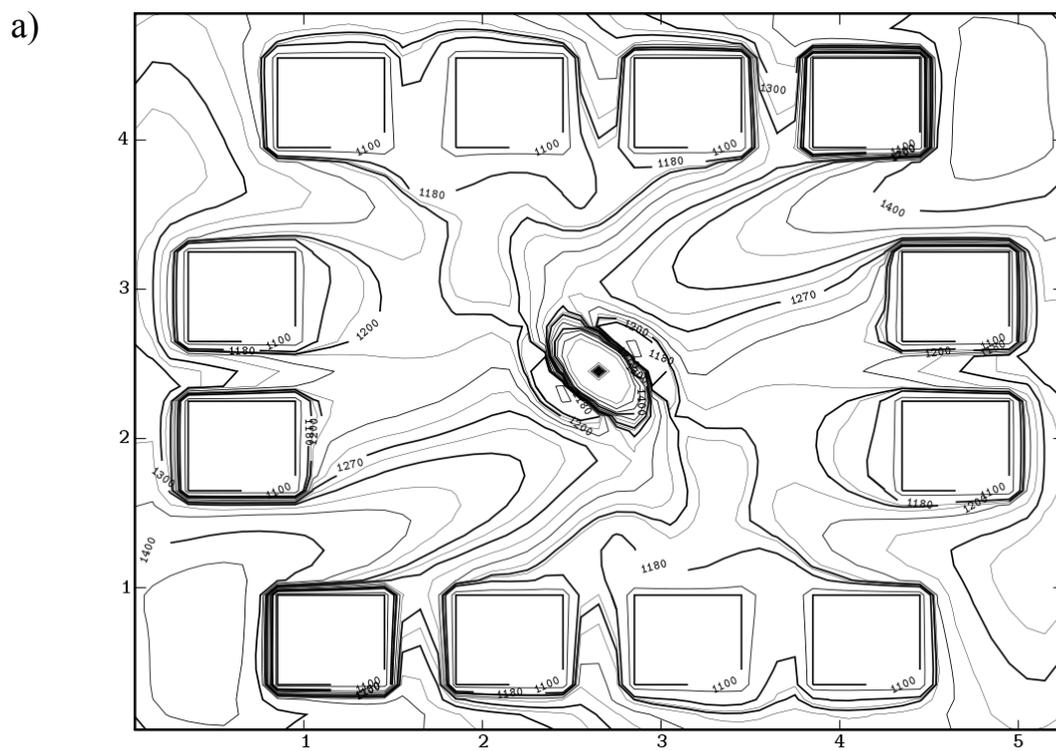
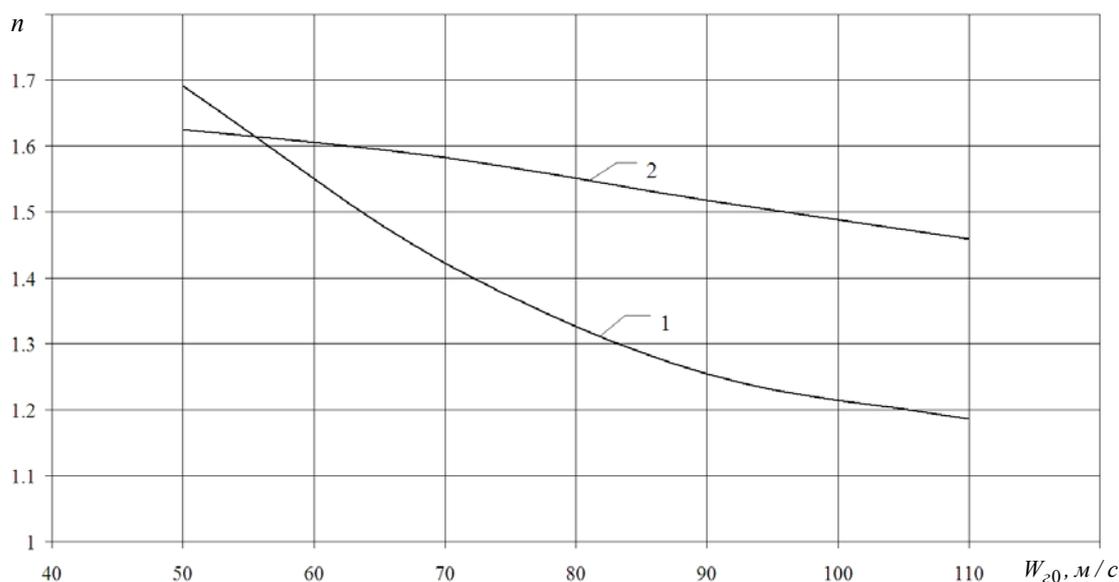


Рис. 5. Распределение температуры в газе в начальный момент времени в сечении $z = H/2$ (а) и в сечении $x = 0,47$ (б).
 Вариант с модернизированной горелкой



*Рис. 6. Зависимость минимально допустимого коэффициента расхода воздуха от скорости истечения газа:
1 – существующая горелка, 2 – новая горелка*

Из приведенных зависимостей следует, что при увеличении скорости истечения необходимое количество воздуха для полного сжигания топлива в рабочем пространстве печи снижается для обоих вариантов отопления, причем для варианта *а* снижение происходит более быстрыми темпами чем для варианта *б*. Однако вариант *а* всё же обладает рядом существенных недостатков: при снижении расхода топлива (при этом и снижается скорость истечения) происходит «короткое замыкание» топливной струи, проявляющееся в виде возникновения высокотемпературной зоны в месте соприкосновения газовой струи с потоком подогретого воздуха. В варианте *б* все эти недостатки отсутствуют. Вариант *б* является предпочтительным, т.к. обладает устойчивым факелом при различных расходах топлива и надежной конструкцией горелочного устройства. Аналогичные расчеты были выполнены для различных значений расхода газа. Они показали, что приведенные на рис. 6 зависимости сохраняются практически неизменными для всех расходов газа, т.е. наблюдается автомодельность.

Для сравнения влияния схем отопления на нагрев металла были проведены расчеты нагрева садки по двухстадийному режиму. В первом периоде нагрев происходил при постоянном расходе топлива $B_m = 1500 \text{ м}^3/\text{ч}$ до достижения контрольной температуры печи

1340 °С. Во втором периоде путем постоянной корректировки расхода топлива в колодце поддерживалась контрольная температура 1340 °С, а его длительность составляла $\tau_2 = 4,2$ ч. При этом считалось, что все слитки садятся с одинаковой начальной температурой, равной 800 °С.

Влияние схем отопления на нагрев слитков оценивалось по сумме удельных тепловых потоков на поверхность слитков за два цикла работы регенераторов. На рис. 7 показаны изменение температуры и тепловых потоков на поверхности слитков в зависимости от времени нагрева при использовании варианта б схемы отопления.

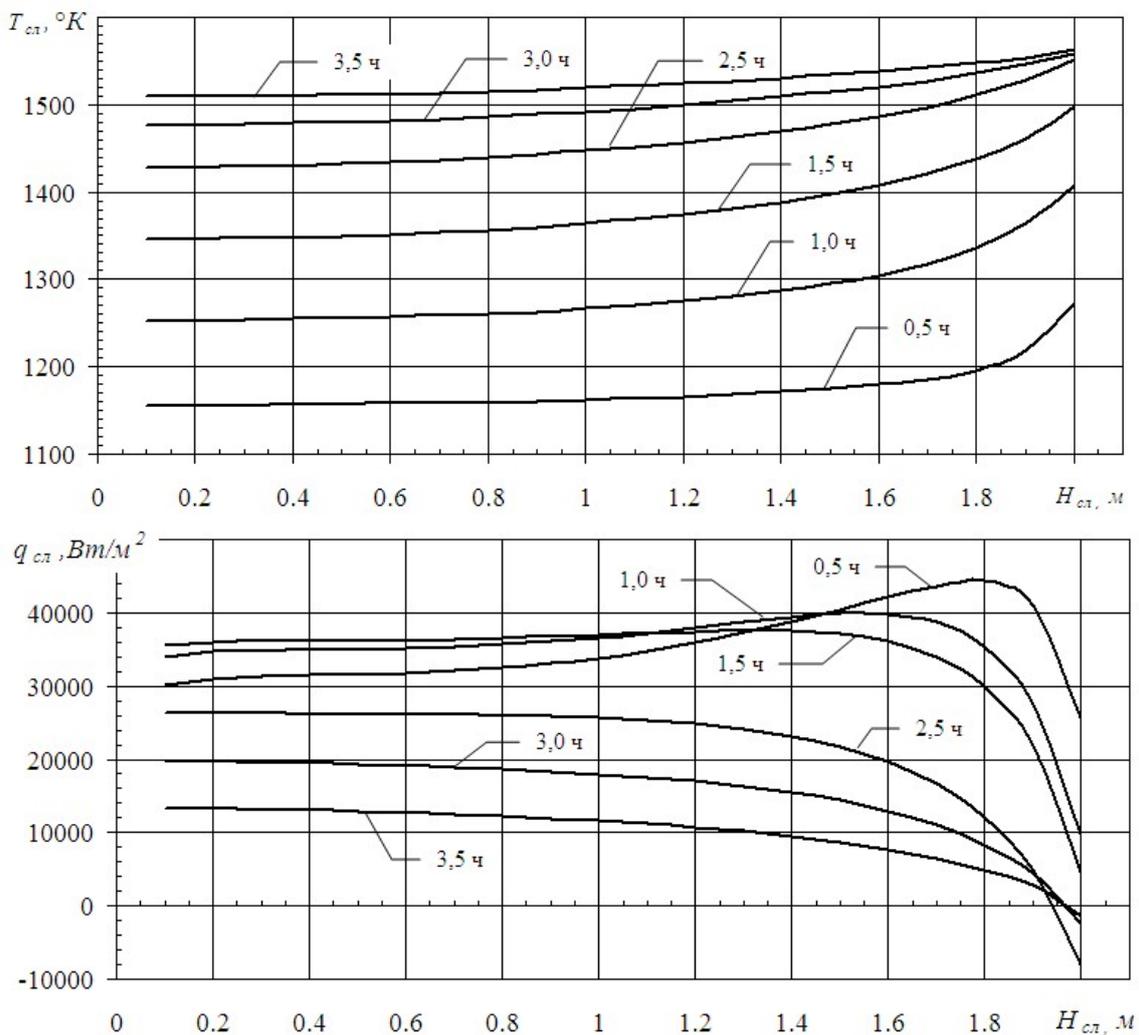


Рис. 7. Изменение температуры (а) и теплового потока (б) по высоте боковых поверхностей слитков в различные периоды нагрева

В случае существующей схемы отопления наибольший тепловой поток в начале нагрева наблюдался на поверхности слитков I и X в

нечетные циклы работы регенеративной горелки и на поверхности слитков IV и VII в четные циклы. По сумме двух циклов наименьший поток был на поверхности слитков II, III, VIII, IX. Отношение максимального значения потока к минимальному в начале нагрева составляло 1,64.

Для модернизированной горелки при тех же условиях наибольший тепловой поток был на поверхности слитков IV, V, X, XI в нечетные циклы ее работы и на слитки I, VI, VII, XII – в четные циклы. По сумме двух циклов наименьший поток был аналогичным случаю существующей системы отопления, но при этом отношение максимального значения потока к минимальному в начале нагрева составляло 1,37. В дальнейший расчет нагрева показал, что распределение максимума и минимума тепловых потоков на поверхность слитков сохраняется как в существующей, так и модернизированной системе отопления. При этом разница между максимумом и минимумом теплового потока сокращается.

На рис. 8 представлены изолинии температур при нагреве III слитка в первом периоде, находящегося ближе всего к факелу, при работе колодца с модернизированной горелкой. Горизонтальное сечение проходит через половину высоты слитка, а вертикальное сечение приходит через центр слитка. На вертикальном сечении слитка хорошо видно влияние факела, находящегося справа от сечения, и стенки печи, находящейся слева от сечения. Из представленных изолиний видно, что влияние высокотемпературного факела на неравномерность температурного поля слитка при нагреве незначительна. Аналогичный характер распределения температур наблюдается и для остальных слитков садки.

Выводы

1. Разработана математическая модель сложного теплообмена в нагревательном колодце с центральной регенеративной горелкой. По сравнению с ранее предложенной моделью она позволяет учитывать наличие в рабочей камере прямоугольных слитков и имитировать их разогрев по двухступенчатому режиму.

2. С помощью модели было исследовано влияние параметров двух типов горелочных устройств на качество сжигания топлива и равномерность нагрева слитков. Показано, что модернизированная регенеративная горелка имеет ряд преимуществ по сравнению с уже существующей и эксплуатирующейся в условиях производства.

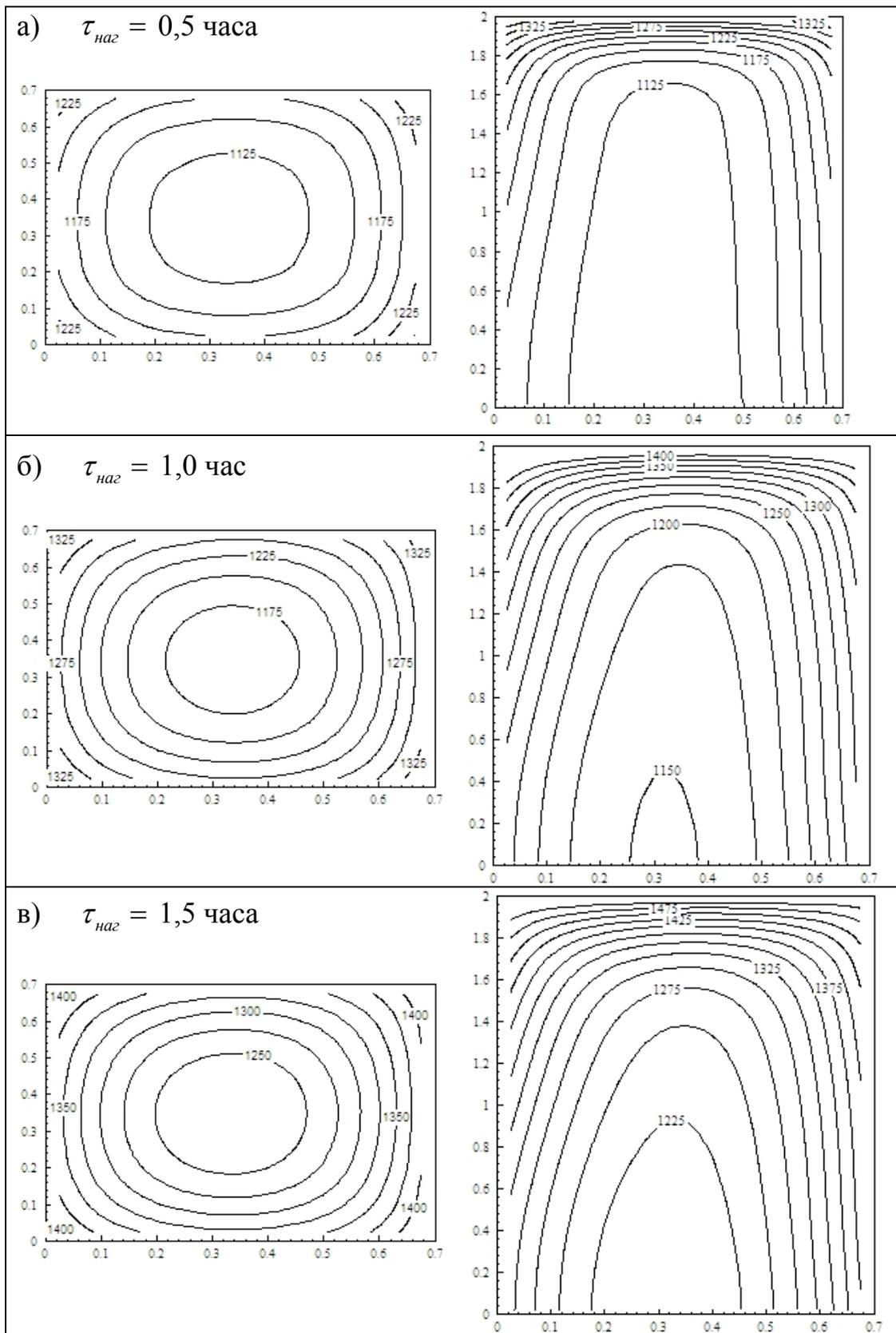


Рис. 8. Распределение температур в сечениях III слитка в процессе его нагрева

Список литературы

1. Губинский В.И., Ерёмин А.О., Сибирь А.В. и др. Работа нагревательного колодца с шариковыми регенераторами // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2005. – № 1. – С. 103 – 105.
2. Регенеративний нагрівальний колодязь: Патент на корисну модель № 26505. Україна, МПК 7 C21D 9/70 / Сибір А.В., Губинський В.Й., Єрьомін О.О. – и 2007 05257; заявлено 14.05.2007; опубліковано 25.09.2007. – Бюл. № 15.
3. Сибирь А.В., Решетняк С.И., Губинский В.Й. Моделирование теплообмена в камерной печи с центральной регенеративной горелкой // *Вестник Днепропетровского университета*. – 2007. – № 2/1, серия Механика. – С. 131 – 139.

Рукопись поступила 01.06.2008 г.

Сысоева Т.Е. – ассистент, НМетАУ

Абраменков Ю.Я. – канд. техн. наук, проф., НМетАУ

КОНЕЧНО-РАЗНОСТНОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ НАГРЕВА (ОХЛАЖДЕНИЯ) НЕПОДВИЖНОГО ПОРИСТОГО СЛОЯ МАТЕРИАЛА НА ОСНОВЕ УТОЧНЕННОЙ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА

В работе представлена конечно-разностная постановка задачи нагрева (охлаждения) пористого слоя материала потоком газа, учитывающая изменение этого объема газа, вследствие теплообмена с материалом неподвижного слоя с учетом потерь теплоты теплопроводностью через ограничивающие стенки камеры слоя. Предложена методика расчета процесса нагрева (охлаждения) материала слоя, которая, имея особенности существующих методик, дополнительно дает информацию о продвижении конкретных объемов газа по слою. Приведены результаты расчетов по этой методике в сравнении с результатами экспериментов и расчетов по существующим методикам.

Введение

В настоящее время широкое применение получили регенеративные теплообменники, которые позволяют наиболее полно утилизировать теплоту отходящих продуктов сгорания из различных высокотемпературных установок и агрегатов. Математические модели позволяют провести анализ различных технических решений. Математическая модель регенеративного теплообменника строится на основании допущений, проведенных при моделировании процесса нагрева (охлаждения) неподвижного пористого слоя материала. Поэтому в данной работе рассматривается процесс теплообмена в слое материала и показана физическая сущность постановки задачи.

При математическом моделировании теплообмена в неподвижном пористом слое материала используются различные подходы для решения этой задачи, которые учитывают: массивность элементов насадки [1 – 3], продольный перенос теплоты теплопроводностью в насадке [3]; потери теплоты через боковые стены [4 – 7]; влияние теплообмена в наднасадочном пространстве на работу насадки [6, 7]. Однако в указанных работах нахождение температурного состояния слоя и теплоносителя оторвано от процесса его движения,

хотя по приближенным решениям дифференциального уравнения теплообмена в слое можно связать поведение конкретного объема газа с процессом теплообмена [8, 9]. Этого не было сделано в численных конечно-разностных схемах решения уравнения теплообмена в слое [1, 2, 5 – 7], по-видимому, по причинам формального представления дифференциального уравнения теплообмена в слое, на что было указано в работе [10] при получении конечно-разностных уравнений теплообмена в слое методом элементарных тепловых балансов. В данной статье реализованы особенности теплообмена газа с неподвижной пористой насадкой в рамках ограничений, сделанных при выводе дифференциального уравнения нагрева (охлаждения) газом неподвижного слоя [8, 9]. Выведенные в работе [10] конечно-разностные уравнения теплового баланса для газа, движущегося в слое, и для материала слоя в конечном виде не отличаются от таких же в [1 – 7], однако система дополнена соотношением, которое связывает элементарный промежуток времени $\Delta\tau$ и элементарное приращение высоты слоя Δh (1). Выполнение соотношения (1) позволяет определить, как положение выбранного объема газа в пространстве слоя по высоте, так и распределение температуры в слое, максимально приближенное к действительному. Кроме того, уравнения для слоя дополнены уравнениями теплопередачи через огнеупорную кладку стен камеры.

Постановка задачи

Расчет процесса теплообмена в неподвижном пористом слое материала представлен в виде двух отдельных блоков: первый – теплообмен в слое, второй – теплопередача через огнеупорную кладку стен камеры.

При построении конечно-разностной методики расчета нагрева неподвижного слоя материала, приведенной ниже, было принято, что величина первого элементарного слоя насадки Δh выбирается так, чтобы она была приблизительно равна эквивалентному диаметру элемента насадки $d_э$. При известной скорости теплоносителя на входе в насадку, рассчитывается величина элементарного интервала времени $\Delta\tau$, и она остается постоянной в процессе всего расчета. Текущее время процесса теплообмена определяется, как $\tau_{нагр}^k = \sum \Delta\tau_{ex.1}^{j,k}$ (k – номер шага по текущему времени процесса теплообмена; j – номер элементарного объема теплоносителя, входящего в насадку; $k = j$). Расчет заканчивается, когда текущее время процесса теплообмена будет равно заранее заданному времени нагрева слоя $\tau_{нагр}^{зад}$ ($\tau_{нагр}^k \approx \tau_{нагр}^{зад}$).

В процессе движения газа по насадке материал слоя нагревается (охлаждается), объемный расход газа уменьшается (увеличивается), высота каждого следующего элементарного слоя Δh также уменьшается (увеличивается), то есть в системе конечно-разностных уравнений [10] необходимо выдерживать соотношение:

$$\Delta h_i^{j,k} = W_{ж.и}^{j,k} \left(t_{z.вх.и}^k \right) \cdot \Delta \tau_{вх.и}^{j,k}, \quad (1)$$

где i – номер шага по высоте насадки; $W_{ж.и}^{j,k} \left(t_{z.вх.и}^k \right)$ – действительная скорость движения j -ого элементарного объема газа в i -ом элементарном слое в k -ый момент времени при температуре газа на входе в этот элементарный слой, м/с.

Действительная величина i -ого элементарного слоя, в этом случае, будет

$$\begin{aligned} \Delta V_{сл.и}^{j,k} \left(t_{z.вх.и}^k \right) &= \Delta h_i^{j,k} \cdot S_{ш} = W_{ж.и}^{j,k} \left(t_{z.вх.и}^k \right) \cdot \Delta \tau_{вх.и}^{j,k} \cdot S_{ш} = \\ &= \frac{W_{z.и}^{j,k} \left(t_{z.вх.и}^k \right)}{\varepsilon} \cdot \Delta \tau_{вх.и}^{j,k} \cdot S_{ш} \end{aligned}, \quad (2)$$

где $S_{ш}$ – площадь поперечного сечения камеры (шахты) насадки, м²; ε – порозность слоя; $W_{z.и}^{j,k} \left(t_{z.вх.и}^k \right)$ – скорость движения газа на свободное сечение камеры j -ого элементарного объема в i -ом элементарном слое в k -ый момент времени при температуре газа на входе в этот элементарный слой, м/с.

Расчет нагрева слоя по предлагаемой методике, организован следующим образом.

Первый элементарный объем теплоносителя (газа) $\Delta V_{z.1}^{1.1} \left(t_{z.вх.1}^1 \right)$ в момент времени $\Delta \tau_{вх.1}^{1.1}$ мгновенно заполняет объем слоя материала $\Delta V_{сл.1}^{1.1} \left(t_{z.вх.1}^1 \right)$ высотой $\Delta h_1^{1.1} = W_{ж.и}^{1.1} \left(t_{z.вх.1}^1 \right) \cdot \Delta \tau_{вх.и}^{1.1} = W_{ж.вх}^{1.1} \left(t_{z.вх}^1 \right) \cdot \Delta \tau$ и, находясь там, в течение элементарного промежутка времени $\Delta \tau_{вх.1}^{1.1} = \Delta \tau$, обменивается теплотой с материалом насадки и боковыми стенками камеры. При этом температура газа в элементарном слое материала понижается (повышается) от $t_{z.вх}^1 = t_{z.вх.1}^1$ до $t_{z.1}^1 = t_{z.вх.2}^1$, а температура материала и боковых стен в этом слое увеличивается (уменьшается) от $t_{м.1}^0$ до $t_{м.1}^1$, и от $t_{кл.1}^0$ до $t_{кл.1}^1$. В конце первого элементарного промежутка времени $\Delta \tau^{1.1}$ первый объем газа мгновенно изменяет свой объем в соответствии с температурой $t_{z.1}^1 = t_{z.вх.2}^1$ и переходит

во второй элементарный объем слоя. При уже меньшем действительном своем объеме он заполняет элементарный слой материала высотой $\Delta h_2^{1.1} = W_{ж.2}^{1.1} \left(t_{з.вх.2}^1 \right) \cdot \Delta \tau_{вх.2}^{2.1} = W_{ж.вх.2}^{1.1} \left(t_{з.1}^1 \right) \cdot \Delta \tau$.

Так как в процессе расчета проводится отслеживание движения каждого элементарного объема газа через слой, то этот объем имеет свое время «жизни» в элементарном слое $\Delta \tau_i^{j.m} = \Delta \tau$ и свое текущее время $\tau_{тек.i}^{j.m}$ (m – номер шага элементарного объема газа по времени «жизни» его в насадке). При этом текущее время «жизни» первого элементарного объема газа в насадке составляет $\tau_{тек.2}^{1.2} = \Delta \tau_1^{1.1} + \Delta \tau_2^{1.2}$, а текущая координата $(h_{тек.i}^{j.k})$ $h_{тек.2}^{1.1} = \Delta h_1^{1.1} + \Delta h_2^{1.1}$. Первый объем газа $\Delta V_{з.2}^{1.1} \left(t_{з.вх.2}^1 \right)$ находится в элементарном слое $\Delta V_{сл.2}^{1.1} \left(t_{з.вх.2}^1 \right)$ в течение времени $\Delta \tau$ и также обменивается теплотой с материалом насадки и боковыми стенами кладки, температура газа во втором слое уменьшается (увеличивается) от $t_{з.вх.2}^1$ до $t_{з.2}^1 = t_{з.вх.3}^1$, температура материала насадки и кладки боковых стен увеличивается (уменьшается) от $t_{м.2}^0$ до $t_{м.2}^1$, и от $t_{кл.2}^0$ до $t_{кл.2}^1$. В конце $\Delta \tau$ уменьшенный объем газа мгновенно занимает третий элементарный слой $\Delta V_{сл.3}^{1.1} \left(t_{з.вх.3}^1 \right)$, меньший, чем второй $\Delta V_{сл.2}^{1.1} \left(t_{з.вх.2}^1 \right)$. Таким образом, первый и следующие элементарные объемы (порции) газа на каждом шаге по высоте постоянно уменьшаются.

В то время, когда первый объем газа переходит во второй элементарный слой $\Delta V_{сл.2}^{1.1} \left(t_{з.вх.2}^1 \right)$ высотой $\Delta h_2^{1.1}$, в насадку входит второй объем газа и занимает объем слоя $\Delta V_{сл.1}^{2.2} \left(t_{з.вх.1}^2 \right)$ высотой $\Delta h_1^{2.2}$. Если скорость теплоносителя на входе в первый слой $W_{з.1}^{j.k} \left(t_{з.вх.1}^k \right)$ не изменяется, то первый объем слоя не изменяется $(\Delta V_{сл.1}^{j.k} \left(t_{з.вх.1}^k \right) = const)$ для всех порций газа.

Когда первый объем газа в объеме слоя высотой $\Delta h_3^{1.1}$ в момент времени $\tau_{тек.3}^{1.3} = \Delta \tau_1^{1.1} + \Delta \tau_2^{1.2} + \Delta \tau_3^{1.3}$ будет иметь текущую координату $h_{тек.3}^{1.1} = \Delta h_1^{1.1} + \Delta h_2^{1.1} + \Delta h_3^{1.1}$, тогда второй объем газа занимает второй объем слоя $\Delta V_{сл.2}^{2.2} \left(t_{з.вх.2}^2 \right)$ высотой $\Delta h_2^{2.2}$ ($\tau_{тек.2}^{2.2} = \Delta \tau_1^{2.1} + \Delta \tau_2^{2.2}$, $h_{тек.2}^{2.2} = \Delta h_1^{2.2} + \Delta h_2^{2.2}$), причем для второй порции газа второй объем слоя $\Delta V_{сл.2}^{2.2} \left(t_{з.вх.2}^2 \right)$ будет больше, чем второй объем слоя первого объе-

ма газа $\Delta V_{сл.2}^{1.1}(t_{з.вх.2}^1)$ ($\Delta V_{сл.2}^{2.2}(t_{з.вх.2}^2) > \Delta V_{сл.2}^{1.1}(t_{з.вх.2}^1)$), так как температуры теплоносителя, материала насадки и кладки боковых стен выше, после прохода первой порции газа. Третий объем газа занимает объем слоя $\Delta V_{сл.1}^{3.3}(t_{з.вх.1}^3)$ высотой $\Delta h_1^{3.3}$. После четвертого $\Delta \tau$ ($\tau_{тек.4}^{1.4} = \Delta \tau_1^{1.1} + \Delta \tau_2^{1.2} + \Delta \tau_3^{1.3} + \Delta \tau_4^{1.4}$) первая порция перешла на свое $\Delta h_4^{1.1}$, вторая – на свое $\Delta h_3^{2.2}$, третья – на свое $\Delta h_2^{3.3}$ и т.д. Аналогично проходят по слою остальные объемы газа. Нижние объемы газа выталкивают верхние, которые уже уменьшились в объеме.

Предложенная схема расчета в отличие от [1 – 7] позволяет рассчитать: за какое время весь объем насадки заполнится газом, за какое время j -ая порция газа достигнет заданной высоты насадки, сколько объемов газа находится в насадке, через какое время последний объем газа, зашедший в насадку, достигнет конечной высоты слоя (например, при перекидке клапанов).

Теплообмен в насадке

Запишем уравнения теплового баланса для j -го элементарного объема газа i -го элементарного слоя материала в $(k+1)$ -ый момент времени с учетом тепловых потерь через огнеупорную кладку стен камеры за интервал времени $\Delta \tau$ на основании рассуждений, приведенных выше и в [10].

Элементарный j -ый объем газа, который пришел в i -ый слой, отдает часть теплоты материалу насадки и кладке боковых стен за время $\Delta \tau$, поэтому изменение энтальпии газа в $(k+1)$ -ый момент времени может быть определено так:

$$\Delta I_{z_i}^{k+1} = -\bar{Q}_i^{k+1} \cdot \Delta \tau = \Delta V_{z_i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1}) \cdot (i_{z_{i-1}}^{k+1} - i_{z_i}^{k+1}), \text{ [Дж]}, \quad (3)$$

где $\Delta V_{z_i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1})$ – j -ый элементарный объем газа, находящийся в состоянии теплообмена с i -ым элементарным слоем насадки и кладки боковых стен в течение $\Delta \tau$, m^3 ; $i_{z_{i-1}}^{k+1}$, $i_{z_i}^{k+1}$ – удельная энтальпия элементарного объема газа в $(i-1)$ -ом и i -ом элементарном слое в $(k+1)$ -ый момент времени при изменившемся $\Delta V_{z_i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1})$, Дж/м³.

Учитывая, что

$$\begin{aligned} \Delta V_{z_i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1}) &= V_{z_i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1}) \cdot \Delta \tau = W_{z_i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1}) \cdot S_{ш} \cdot \Delta \tau = \\ &= W_{зс.i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1}) \cdot \varepsilon \cdot S_{ш} \cdot \Delta \tau = h_i^{j.k+1} \cdot \varepsilon \cdot S_{ш} = V_{сл.i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1}) \cdot \varepsilon, \end{aligned} \quad (4)$$

где $V_{z_i}^{j.k+1}(t_{з.вх.i}^{k+1})$ – расход газа, м³/с.

Тогда выражение (3) примет вид:

$$\Delta V_{z_i}^{k+1} = \Delta V_{сл.i}^{j,k+1}(t_{z,i-1}^{k+1}) \cdot \varepsilon \cdot C_z(t_{z,i}^k) \cdot (t_{z,i-1}^{k+1} - t_{z_i}^{k+1}), \quad (5)$$

где $C_z(t_{z,i}^k)$ – средняя теплоемкость газа при изменившемся объеме слоя $\Delta V_{сл.i}^{j,k+1}(t_{z,i-1}^{k+1})$, Дж/(м³·К).

Составим уравнение теплообмена для *i*-ого элементарного слоя в (*k*+1)-ый момент времени.

Тепловой поток от газа к поверхности материала и поверхности кладки можно выразить по закону Ньютона – Рихмана и записать для рассматриваемого случая так [Вт]:

$$Q_{T_i}^{k+1} = \alpha_{s.mi} \cdot (t_{z_i}^{k+1} - t_{нов.mi}^{k+1}) \cdot \Delta S_{н.i} + \alpha_{s.кли} \cdot (t_{z_i}^{k+1} - t_{нов.кли}^{k+1}) \cdot F_{бок.кли}, \quad (6)$$

где $\alpha_{s.mi}$, $\alpha_{s.кли}$ – поверхностный коэффициент теплоотдачи от газа к материалу и к кладке соответственно, Вт/(м²·К); $t_{нов.mi}^{k+1}$, $t_{нов.кли}^{k+1}$ – температура поверхности материала и кладки, °С; $F_{бок.кли} = \pi \cdot d_{ш} \cdot \Delta h_i^{j,k+1}$ – боковая поверхность внутренней кладки боковых стен насадки, м²; $d_{ш}$ – диаметр шахты насадки, м; $\Delta S_{н.i}$ – площадь поверхности нагрева материала в *i*-ом слое, м².

$$\text{Имея в виду, что } \Delta S_{н.i} = f \cdot \Delta V_{сл.i}^{j,k+1}(t_{z,i-1}^{k+1}) = f \cdot \Delta h_i^{j,k+1} \cdot S_{ш}; \quad (7)$$

$$\alpha_{v.mi} = \alpha_{s.mi} \cdot f, \quad (8)$$

где f – удельная поверхность нагрева, м²/м³; $\alpha_{v.mi}$ – объемный коэффициент теплоотдачи от газа материалу, Вт/(м³·К).

Выражение для теплового потока от газа к поверхности материала и поверхности боковых стен кладки, например, для *j*-ого элементарного объема газа *i*-ого элементарного слоя, в (*k*+1)-ый момент времени:

$$\begin{aligned} Q_{T_i}^{j,k+1} &= \alpha_{s.mi} \cdot (t_{z_i}^{k+1} - t_{нов.mi}^{k+1}) \cdot f \cdot \Delta h_i^{j,k+1} \cdot S_{ш} + \\ &+ \alpha_{s.кли} \cdot (t_{z_i}^{k+1} - t_{нов.кли}^k) \cdot F_{бок.кли} = \\ &= \alpha_{v.mi} \cdot (t_{z_i}^{k+1} - t_{нов.mi}^{k+1}) \cdot V_{сл.i}^{j,k+1}(t_{z,i-1}^{k+1}) + \alpha_{s.кли} \cdot (t_{z_i}^{k+1} - t_{нов.кли}^k) \cdot F_{бок.кли}. \end{aligned} \quad (9)$$

Тогда уравнение теплового баланса для газа имеет вид:

$$\begin{aligned} V_{сл.i}^{j,k+1}(t_{z,i-1}^{k+1}) \cdot \varepsilon \cdot C_z(t_{z,i}^k) \cdot (t_{z,i-1}^{j,k+1} - t_{z_i}^{j,k+1}) &= \\ &= \alpha_{v.mi} \cdot (t_{z_i}^{j,k+1} - t_{нов.mi}^{j,k+1}) \cdot \Delta V_{t_{z,вх.i}.сл.i}^{j,k} \cdot \Delta \tau + \\ &+ \alpha_{s.кли} \cdot (t_{z_i}^{j,k+1} - t_{нов.кли}^{j,k}) \cdot F_{бок.кли} \cdot \Delta \tau. \end{aligned} \quad (10)$$

При определении коэффициента теплоотдачи от газов к материалу насадке использовалась зависимость [8]:

$$\alpha_{v.mi} = 186 \cdot \frac{(t_{z_i}^k + 273)^{0.3} \cdot W_{z.1}^{j.k+1} (t_{z.0}^k)^{0.9}}{d^{0.75}} \quad (11)$$

где d – диаметр элемента насадки (шарика), м.

Интенсивность теплоотдачи от газов к внутренней боковой стенке кладки определялась по зависимости, рекомендуемой в [11]:

$$Nu_{\varepsilon,kl} = 0,09 \cdot Re_{\varepsilon}^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad \text{при } 38 < Re_{\varepsilon} < 10^4, \quad (12)$$

где $Nu_{\varepsilon,kl} = \frac{\alpha_{s,kl} \cdot d_{\varepsilon}}{\lambda_2(t_{z_i}^k)}$ – число подобия Нуссельта; Pr – критерий

Прандтля; $Re_{\varepsilon} = \frac{4}{6 \cdot (1 - \varepsilon)} \cdot \frac{W_{z.1}^{j.k+1} (t_{z.0}^k) \cdot d}{\nu_2(t_{z_i}^k)}$ – число подобия Рейнольдса;

$d_{\varepsilon} = \frac{4 \cdot \varepsilon \cdot d}{6 \cdot (1 - \varepsilon)}$ – эквивалентный диаметр элементарного слоя насадки,

м; $\lambda_2(t_{z_i}^k)$ – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К); $\nu_2(t_{z_i}^k)$ – коэффициент кинематической вязкости газа, м²/с.

Составим уравнение теплового баланса для материала в i -ом слое насадки.

Изменение энтальпии материала при j -ом элементарном объеме газа в i -ом элементарном слое в $(k+1)$ -ый момент времени может быть определено:

$$\Delta I_{M_i}^{k+1} = \Delta m_M \cdot (i_{M_i}^{k+1} - i_{M_i}^k) = \Delta m_M \cdot C_M(t_{M_i}^k) \cdot (t_{M_i}^{k+1} - t_{M_i}^k), \quad (13)$$

где Δm_M – масса материала i -ого слоя, кг; $i_{M_i}^{k+1}$, $i_{M_i}^k$ – удельная энтальпия материала i -ого элементарного слоя в $(k+1)$ -ый и k -ый моменты времени, Дж/кг; $C_M(t_{M_i}^k)$ – средняя теплоемкость материала i -ого слоя, Дж/(кг·К); $t_{M_i}^{k+1}$, $t_{M_i}^k$ – среднemasсовая температура материала в i -ом слое в $(k+1)$ -ый и k -ый моменты времени, °С.

Учитывая, что

$$\Delta m_{M_i}^{k+1} = \Delta h_i^{j.k+1} \cdot S_{ш} \cdot \rho_{нас} = \Delta h_i^{j.k+1} \cdot S_{ш} \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_M; \quad (14)$$

где $\rho_{нас}$ – насыпная плотность материала, кг/м³; ρ_M – плотность материала насадки, кг/м³.

Уравнение теплового баланса для материала получает вид:

$$V_{сл.i}^{j,k+1}(t_{z.i-1}^{k+1}) \cdot C_M(t_{M_i}^k) \cdot (1 - \varepsilon) \cdot \rho_M \cdot (t_{M_i}^{k+1} - t_{M_i}^k) = \alpha_{v.M_i} \cdot [t_{z_i}^{k+1} - t_{нов.M_i}^{k+1}] \cdot \Delta \tau \cdot V_{сл.i}^{j,k+1}(t_{z.i-1}^{k+1}); \quad (15)$$

$$t_{M_i}^{k+1} = t_{нов.M_i}^{k+1} - \frac{k_3 - 1}{k_3} \cdot \frac{\alpha_{s.M_i} \cdot (t_{z_i}^{k+1} - t_{нов.M_i}^{k+1}) \cdot \frac{d}{2}}{k_2 \cdot \lambda_M(t_{M_i}^k)}, \quad (16)$$

где k_2 – коэффициент усреднения плотности теплового потока по сечению элемента насадки; k_3 – коэффициент усреднения среднетемпературной температуры по сечению элемента насадки; $\lambda_M(t_{M_i}^k)$ – коэффициент теплопроводности материала насадки, Вт/(м·К).

Теплопередача через огнеупорную кладку стен камеры

Было принято, что стены кладки камеры имеют цилиндрическую форму (рис. 1). Расчет нагрева кладки стен и теплопередачи через них осуществляется по конечно-разностным уравнениям, составленным на основе метода элементарных тепловых балансов.

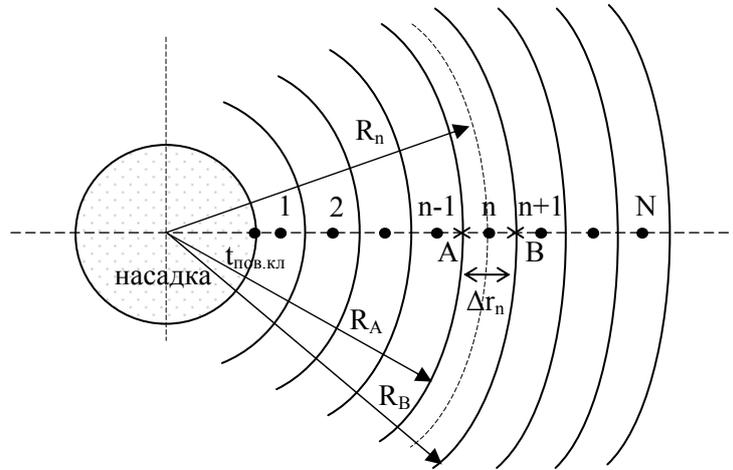


Рис. 1. Схема поперечного разреза насадки

Уравнение теплового баланса для n-го элементарного слоя огнеупорной кладки имеет вид:

$$\frac{\rho_{кл} \cdot C_z(t_{кл_n}^k) \cdot V_{кл_n}}{\Delta \tau} \cdot (t_{кл_n}^{k+1} - t_{кл_n}^k) = \frac{\lambda_z(t_{кл_n}^k) \cdot F_{вн.кл(A)}}{0,5 \cdot (\Delta r_n + \Delta r_{n-1})} \cdot (t_{кл_{n-1}}^{k+1} - t_{кл_n}^{k+1}) + \frac{\lambda_z(t_{кл_n}^k) \cdot F_{нар.кл(B)}}{0,5 \cdot (\Delta r_{n+1} + \Delta r_n)} \cdot (t_{кл_{n+1}}^{k+1} - t_{кл_n}^{k+1}); \quad (17)$$

где n – номер элементарного слоя кладки (см. рис. 1); $\rho_{кл}$ – плотность материала кладки, кг/м³; $V_{кл_n}$ – элементарный объем слоя кладки, м³; $t_{кл}$ – температура кладки; $C_z(t_{кл}^k)$ – средняя удельная теплоемкость материала боковых стен кладки, Дж/(кг·К); $\lambda_z(t_{кл}^k)$ – коэффициент теплопроводности материала боковых стен кладки, Вт/(м·К); z – номер материала кладки (если кладка состоит из разных слоев огнеупоров); Δr_n – толщина n -го элементарного слоя кладки, м; $F_{вн.кл(A)}$ – внутренняя боковая поверхность n -го элементарного слоя, м²; $F_{нар.кл(B)}$ – наружная боковая поверхность n -го элементарного слоя, м².

$$\begin{aligned} V_{кл_n} &= S_{кл_n} \cdot \Delta h_i^{j.k+1} = \pi \cdot [R_A^2 - R_B^2] \cdot \Delta h_i^{j.k+1} = \\ &= \pi \cdot [(R_n + 0,5 \cdot \Delta r_n)^2 - (R_n - 0,5 \cdot \Delta r_n)^2] \cdot \Delta h_i^{j.k+1} = \\ &= 2 \cdot \pi \cdot R_n \cdot \Delta r_n \cdot \Delta h_i^{j.k+1}, \end{aligned} \quad (18)$$

где $S_{кл_n}$ – площадь поперечного сечения n -го элементарного слоя кладки (кольца), м²; R_n – текущий радиус в n -ой точке, м.

$$F_{вн.кл(A)} = 2 \cdot \pi \cdot (R_n - 0,5 \cdot \Delta r_n) \cdot \Delta h_i^{j.k+1}. \quad (19)$$

$$F_{нар.кл(B)} = 2 \cdot \pi \cdot (R_n + 0,5 \cdot \Delta r_n) \cdot \Delta h_i^{j.k+1}. \quad (20)$$

Если боковые стены насадки изготовлены из нескольких видов огнеупорных материалов, то уравнение (17) учитывает это.

Граничные условия:

– для внутренней поверхности боковых стен кладки при $n = 1$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_{кл} \cdot C_z(t_{кл}^k) \cdot V_{кл_1} \cdot (t_{кл_1}^{k+1} - t_{кл_1}^k)}{\Delta \tau} &= \frac{(t_{z1}^{k+1} - t_{кл_1}^{k+1}) \cdot F_{вн.кл(1)}}{\frac{1}{\sum \alpha_{s.кл}} + \frac{\Delta r_1}{2 \cdot \lambda_z(t_{кл_1}^k)}} + \\ &+ \frac{\lambda_z(t_{кл_1}^k) \cdot F_{нар.кл(1)} \cdot (t_{кл_2}^{k+1} - t_{кл_1}^{k+1})}{0,5 \cdot (\Delta r_2 + \Delta r_1)}; \end{aligned} \quad (21)$$

– для наружной поверхности боковых стен кладки при $n = N$

$$\frac{\rho_{кл} \cdot C_z(t_{клN}^k) \cdot V_{клN} \cdot (t_{клN}^{j.k+1} - t_{клN}^{j.k})}{\Delta\tau} = \frac{\lambda_z(t_{клN}^k) \cdot F_{вн.кл(N)}}{0,5 \cdot (\Delta r_N + \Delta r_{N-1})} \cdot (t_{окр}^{k+1} - t_{клN}^{k+1}) + \frac{(t_{окр}^{k+1} - t_{клN}^{k+1}) \cdot F_{нар.кл(N)}}{\frac{1}{\alpha_{нар}} + \frac{\Delta r_N}{2 \cdot \lambda_z(t_{клN}^k)}}, \quad (22)$$

где $\alpha_{нар}$ – коэффициент теплоотдачи от поверхности материала боковых стен кладки в окружающую среду, Вт/(м²·К); $t_{окр}$ – температура окружающей среды, °С.

Алгоритм расчета

Ориентиром при выборе шага по времени $\Delta\tau$ может служить величина эквивалентного диаметра элемента слоя – $d_э$, который по физическим соображениям в первом приближении равен высоте первого элементарного слоя насадки.

Учитывая это, по заданной скорости теплоносителя на входе в насадку $W_{э.1}^{j.k+1}(t_{э.вх.1}^{k+1})$ выбираем $\Delta h_1^{1.1} \approx d_э$ и рассчитываем $\Delta\tau$ из соотношения (1). Это $\Delta\tau$ принимаем для всех порций газа ($\Delta\tau = const$). Заданное время нагрева насадки $\tau_{нагр}^{зад}$ разбиваем на $\Delta\tau$ для того, чтобы получить количество объемов газа, которые будут заходить в слой.

Для каждого j -ого объема газа по высоте слоя рассчитываем объем слоя $V_{сл.i}^{j.k+1}(t_{э.i-1}^{k+1})$, который он занял по высоте $\Delta h_i^{j.k+1}$ из соотношения (1), текущее время $\tau_{тек.i}^{j.m}$ и текущую координату $h_{тек.i}^{j.k+1}$. Интерполяцией определяем теплофизические свойства теплоносителя, материала слоя и боковых стен по температурам в предыдущий момент времени k на новой текущей координате $h_{тек.i}^{j.k+1}$.

На каждом новом шаге по высоте $\Delta h_i^{j.k+1}$ решается система трех уравнений (10), (15) и (16) и находятся температуры газа и материала $t_{э_i}^{k+1}$, $t_{нов.м_i}^{k+1}$, $t_{м_i}^{k+1}$ для i -ого элементарного слоя материала. По найденной температуре теплоносителя $t_{э_i}^{k+1}$ из уравнений (17),

(21) и (22) находится температурное распределение по толщине боковых стен кладки и температура на внутренней поверхности кладки $t_{нов.кл_i}^{k+1}$ в i -ом элементарном слое насадки. Далее уточняются теплофизические свойства для газа, материала и кладки по найденным температурам $t_{z_i}^{k+1}$, $t_{нов.м_i}^{k+1}$, $t_{м_i}^{k+1}$ и $t_{нов.кл_i}^{k+1}$. И еще раз уточняются температуры $t_{z_i}^{k+1}$, $t_{нов.м_i}^{k+1}$, $t_{м_i}^{k+1}$ по средним тепловым потокам [10]. После рассчитывается скорость на входе в следующий $(i+1)$ -ый слой $W_{ж.и+1}^{j,k+1}(t_{z.и+1}^{k+1})$, объем элементарного слоя, который займет измененный объем газа $V_{сл.и+1}^{j,k+1}(t_{z.i}^{k+1})$ высотой $\Delta h_{i+1}^{j,k+1}$. Расчет температур в $(k+2)$ -ый момент времени проводится аналогично. Программа выполняется до тех пор, пока заданная высота насадки не будет равна расчетной ($H_{нас} \approx h_{тек.i}^{j,k+1}$). Последний шаг по высоте рассчитывается как $\Delta h_{посл}^j = H_{нас} - h_{тек.i}^{j,k+1}$, при этом $\Delta \tau_{посл} = \Delta h_{посл}^j / W_{ж.посл}^{j,k+1}(t_{z.вх.посл}^{k+1})$. Аналогично проводится расчет для определения температур газа, материала и боковых стен кладки на последнем $\Delta h_{посл}^j$. Программа также рассчитывает необходимое количество шагов по высоте.

Результаты исследований

Была выполнена проверка адекватности предложенной математической модели ($\Delta h_i^{j,k+1} \neq const$) сравнением полученных результатов расчетов с результатами экспериментальных исследований и расчетов, приведенных в [12] (табл. 1 и рис. 2).

Для расчета использовались такие исходные данные: камера насадки имеет форму цилиндра диаметром 0,2 м, высотой 0,55 м, тепловая изоляция – шамотная крошка с толщиной слоя 100 мм, насадка нагревается продуктами сгорания природного газа, $W_{z.1}^{j,k+1}(t_2 \text{ при н.у.}) = 0,35$ м/с. Материал насадки – корундовые шарики диаметром 18 – 23 мм (принято 20 мм), $\rho_m = 3020$ кг/м³, $\varepsilon = 0,42$.

Таблица 1

Сравнительная характеристика экспериментальных и расчетных
данных температуры при нагреве неподвижного слоя

Время, мин. (с)	Температура низа насадки, °С										
	1	2	3	4	5	6	7	8	8*	9	10
10 (600)	51	49	67	50	85	65	66	58	111	83	75
15 (900)	105	116	136	105	175	141	139	123	240	177	163
20 (1200)	208	219	233	192	298	255	242	221	380	308	284
25 (1500)	322	331	347	303	438	394	362	338	508	420	427
30 (1800)	460	433	464	423	579	541	484	460	618	600	573
35 (2100)	581	531	575	541	710	682	596	575	709	730	714

В таблице приняты следующие обозначения: 1 – эксперимент, описанный в [12]; 2 – результаты расчета из [12]; 3 – $\Delta h = const$; без усреднения по тепловому потоку, с учетом тепловых потерь; 4 – $\Delta h = const$; с усреднением по тепловому потоку, с учетом тепловых потерь; 5 – $\Delta h = const$; без усреднения по тепловому потоку, без учета тепловых потерь; 6 – $\Delta h = const$; с усреднением по тепловому потоку, без учета тепловых потерь; 7 – $W_{ж.и}^t \cdot \Delta \tau = \Delta h_i$; без усреднения по тепловому потоку, с учетом тепловых потерь; 8 – $W_{ж.и}^t \cdot \Delta \tau = \Delta h_i$; с усреднением по тепловому потоку, с учетом тепловых потерь; 8* – $W_{ж.и}^t \cdot \Delta \tau = \Delta h_i$; с усреднением по тепловому потоку, с учетом тепловых потерь (без интерполяции); 9 – $W_{ж.и}^t \cdot \Delta \tau = \Delta h_i$; без усреднения по тепловому потоку, без учета тепловых потерь; 10 – $W_{ж.и}^t \cdot \Delta \tau = \Delta h_i$; с усреднением по тепловому потоку, без учета тепловых потерь.

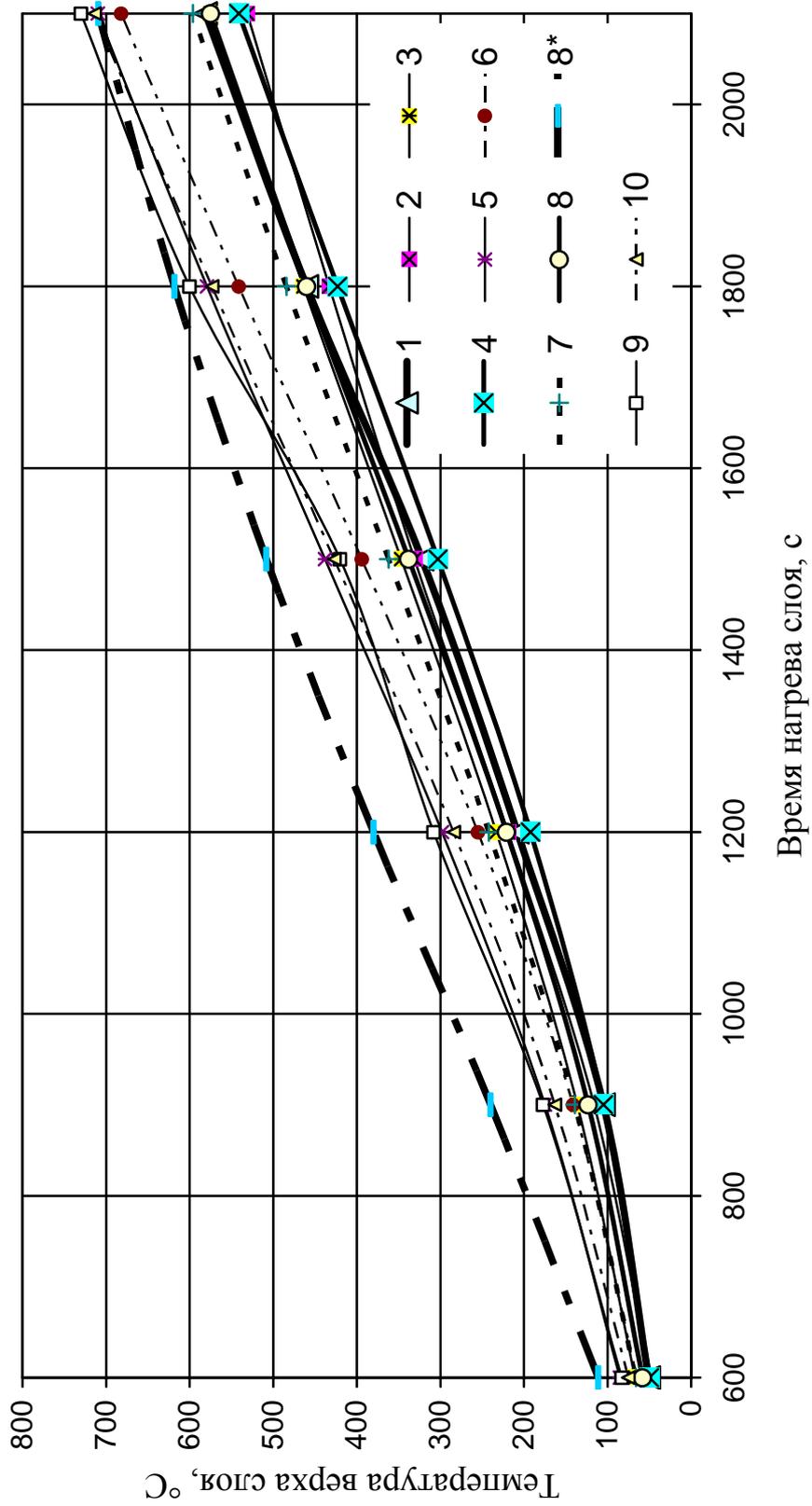


Рис. 2. Результаты эксперимента и расчетов

Было принято $t_{2.вх.1}^{k+1} = 1200$ °С. Автор [12] указывает, что в экспериментальных исследованиях коэффициент расхода воздуха находился в пределах $1,62 \div 1,92$, в приведенных расчетах принят 1,8. Известно, что термопара находилась под одним слоем корундовых шариков, поэтому, на наш взгляд, она показывала среднюю температуру между газом и материалом насадки на высоте 0,530 – 0,532 м. Температуры в табл. 1 и на рис. 2 соответствуют месту установки термопары.

Результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных представлены в табл. 1 и на рис. 2.

Из табл. 1 и рис. 2 видно, что предложенная методика расчета ($\Delta h_i^{j.k+1} \neq const$) с усреднением по тепловому потоку, с учетом тепловых потерь через боковые стены, при прочих равных условиях, дает результаты, более близкие к экспериментальным, чем, например, методика расчета [10] при $\Delta h_i^{j.k+1} = const$ с усреднением по тепловому потоку и с учетом потерь теплоты через боковые стены кладки. Если анализируется работа только разогрева насадки из холодного состояния, то обязательно необходимо учитывать потери через боковые стены огнеупорной кладки насадки, это видно из табл. 1 и рис. 2, так как большая часть теплоты тратится на аккумуляцию кладки.

Выводы

1. Представлена схема и алгоритм расчета неподвижного слоя, позволяющая учитывать изменение действительной скорости теплоносителя по высоте слоя.

2. Получены конечно-разностные уравнения для процесса нагрева неподвижного слоя материалов с учетом тепловых потерь через кладку на основании анализа уравнений, составленных методом элементарных тепловых балансов.

3. Показано влияние усреднения по тепловому потоку для разных условий расчета тепловых потоков на результаты расчетов в сравнении с экспериментальными данными.

4. Установлено, что при прочих равных условиях, предложенная схема расчета нагрева неподвижного слоя материалов с учетом влияния изменения скорости по высоте насадки и тепловых потерь через кладку дает наиболее точные результаты, близкие к экспериментальным.

Список литературы

1. Карп И.Н., Сезоненко Б.Д., Орлик В.Н. и др. Анализ процесса теплопередачи в регенеративных теплообменниках с шаровой насадкой // Доклады Академии наук Украины. – 1994. – № 6. – С. 77 – 79.

2. Тихонов Б.А., Гордон Я.М., Гурашвили В.А. и др. Особенности тепловой работы компактных слоевых регенераторов // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1984. – № 6. – С. 108 – 110.
3. Попов С.К. Математическая модель компактного регенератора // Пром. теплотехника. – 2001. – № 10. – С. 39 – 40.
4. Шкляр Ф.Р., Лекомцев Е.Д., Швыдкий В.С. Распределение температур в насадке с потерями тепла // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1975. – № 8. – С. 140 – 144.
5. Затопляев Г.М. Расчет основных параметров шариковой насадки регенеративной горелки // Металлургическая и горнорудная пром-сть. – 2001. – № 2. – С. 103 – 105.
6. Гайсинский И.М., Зайченко В.М., Игнатов И.И. и др. Двумерная математическая модель регенеративного теплообменника с шаровой насадкой // Промышленная теплотехника. – 1984. – № 3. – С. 45 – 49.
7. Федоров С.С. Математическая модель компактного регенератора с учетом влияния теплообмена в наднасадочном пространстве // Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 272 – 278.
8. Китаев Б.И., Ярошенко Ю.Г., Сучков В.Д. Теплообмен в шахтных печах. Свердловск: Metallurgizdat, 1957. – 279 с.
9. Телегин А.С., Швыдкий В.С., Ярошенко Ю.Г. Термодинамика и тепло-массоперенос. – М.: Металлургия, 1980. – 264 с.
10. Абраменков Ю.Я., Сысоева Т.Е. Решение задачи нагрева (охлаждения) неподвижного пористого слоя материала методом элементарных балансов // Металлургическая теплотехника: Сб. науч. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: Пороги, 2004. – С. 49 – 58.
11. Аэров М.Э., Тодес О.М. Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. – Л.: Химия, 1968. – 510 с.
12. Федоров С.С. Повышение эффективности использования топлива в энергетических и технологических агрегатах на основе автономных регенеративных подогревателей // Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук. – Днепропетровск: НМетАУ. – 2006. – 164 с.

Рукопись поступила 24.05.2008 г.

УДК 621.314

Усенко А.Ю. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ
Шевченко Г.Л. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ
Губинский С.М. – студент, НМетАУ
Кремнева Е.В. – ассистент, НМетАУ
Шишко Ю.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ
Федоров С.С. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

ОЦЕНКА СНИЖЕНИЯ ЭМИССИИ ПАРНИКОВЫХ ГАЗОВ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПРОЦЕССОВ ПИРОЛИЗА БИОМАССЫ

На основе показателя удельного снижения выбросов парниковых газов выполнен анализ снижения эмиссии парниковых газов в атмосферу при замене ископаемого топлива продуктами пиролиза биомассы.

Введение

Четвертый доклад «Изменение климата 2007», подготовленный Межправительственной группой экспертов по изменению климата (МГИЕК), показал, что международные меры по снижению выбросов парниковых газов не дали ожидаемых результатов (рис. 1).

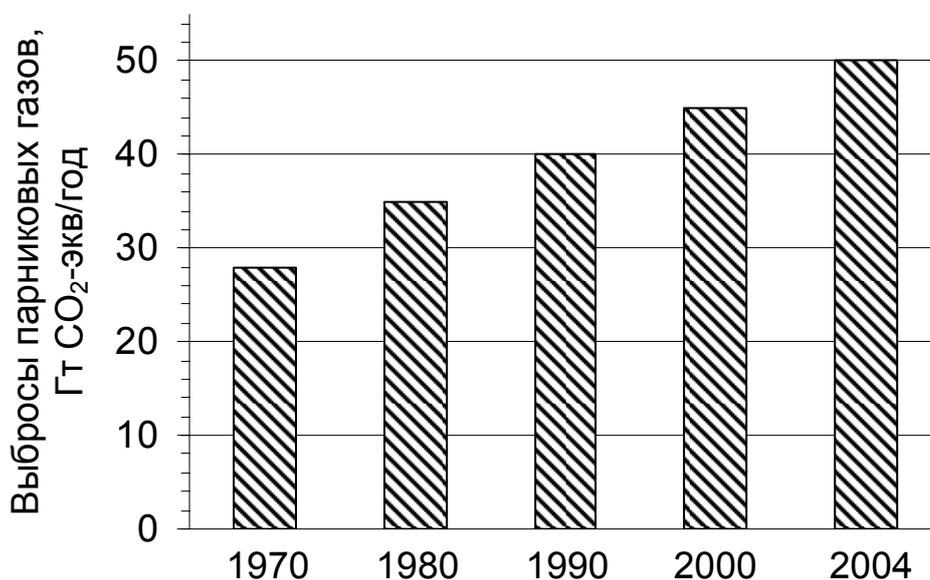


Рис. 1. Глобальные выбросы парниковых газов, взвешенные по потенциалу глобального потепления за 1970 ÷ 2004 годы [1]

© Усенко А.Ю., Шевченко Г.Л., Губинский С.М., Кремнева Е.В., Шишко Ю.В., Федоров С.С., 2008

С 1990 по 2004 гг. глобальные выбросы парниковых газов возросли на 24 %. Наибольший рост глобальных выбросов парниковых газов в период с 1970 по 2004 гг. происходил в секторе энергоснабжения (увеличение на 145 %) [1].

При этом анализ сценариев развития мирового хозяйства на период до 2030 года показывает сохранение тенденции к росту эмиссии парниковых газов, а темп этого роста может быть значительно снижен за счет реализации рыночных механизмов, направленных на снижение эмиссии. Основные технологии снижения выбросов по отраслям приведены в таблице 1.

Таблица 1
Основные направления снижения выбросов парниковых газов [1]

Отрасль	Основные технологии снижения эмиссии парниковых газов на период до 2030 г
Энергоснабжение	Улавливание и захоронение углерода при работе электростанций, использующих в качестве топлива газ, биомассу и уголь; усовершенствование ядерной энергетики; усовершенствование возобновляемой энергетики (приливная энергия и энергия волн, солнечная энергетика)
Транспорт	Биотопливо второго поколения; летательные аппараты повышенной эффективности; новейшие электрические и гибридные транспортные средства с более мощными и надежными аккумуляторами
Строительство	Комплексное проектирование коммерческих зданий, включая такие технологии, как интеллектуальные счетчики, которые обеспечивают обратную связь и регулирование; солнечные гальванические элементы, встроенные в здания
Промышленность	Повышенная энергоэффективность; улавливание и хранение углерода при производстве цемента, аммиака и железа; инертные электроды для производства алюминия
Сельское хозяйство	Повышение урожайности культур

Из таблицы 1 следует, что совершенствование биоэнергетических технологий остается актуальным направлением энергетики с учетом концепции устойчивого развития общества. При этом на первый план выходят задачи повышения эффективности процессов преобразования энергии, утилизации и захоронения углерода.

Среди предлагаемых методов захоронения углерода и выведения его из круговорота, наиболее часто обсуждаемый и технически реальный – закачка углекислого газа на морское дно на глубину в несколько километров, где он будет оставаться в жидком состоянии, пока не произойдет его биологическое или химическое связывание. По оценкам [2] затраты энергии на такую утилизацию, как минимум, будут соответствовать затратам на добычу топлива. Это значит, что топливной отрасли придется удвоить свои мощности, а цена топлива возрастет в два раза.

Таким образом, развитие технологий извлечения углерода из круговорота и его хранение также актуальны на ближайшую перспективу.

Постановка задачи исследования

Развитие технологий энергетического использования биомассы предполагает получение различных видов энергии (тепловой, электрической, механической), в том числе и при использовании когенерационных технологий, основанных на различных энергетических агрегатах. Экологическая оценка энергетического использования биомассы проведена на основе предложенного авторами показателя удельного снижения выбросов парниковых газов при замене ископаемого топлива биомассой ϵ_{CO_2} [3].

Целью настоящей работы является определение экологической эффективности производства энергии на основе нового процесса окислительного пиролиза отходов биомассы в плотном слое. Эта технология основана на двухстадийном процессе переработки биомассы. На первой стадии сырье проходит термическую обработку – пиролиз в реакторе шахтного типа с использованием процесса фильтрационного горения [4]. Полученные летучие продукты разложения биомассы используются для производства тепловой энергии. Углистый остаток или биоуголь подвергаются газификации, а полученный топливный газ используется для производства тепловой или электрической энергии в двигателях внутреннего сгорания. Такой вариант позволяет надежно исключить попадание смол в двигатель. Газификация биоугля может осуществляться непосредственно в пиролизере с использованием теплоты предыдущего этапа термической обработки или после его охлаждения.

Учитывая интерес к утилизации и хранению углерода, полученный биоуголь может быть использован для внесения в почву, что является известным приемом, способствующим повышению урожайности и снижению вымывания удобрений [5]. Перспективность подобного подхода связана со стабильным состоянием биоугля, что позво-

ляет уменьшить скорость окисления углерода в естественных условиях. Срок консервации биоугля по оценкам [5] составляет от нескольких столетий до нескольких тысячелетий.

Именно исследованию этих вариантов технологий энергетического использования биомассы и посвящена данная статья.

Методика исследований

В таблице 2 представлены исследуемые варианты технологий энергетического использования биомассы, а также производимые энергоресурсы.

Таблица 2

Технологии энергетического использования биомассы на основе окислительного пиролиза в плотном слое (ОППС)

Технология переработки биомассы	Производимые энергоносители и продукты		
	Электроэнергия	Тепловая энергия	Биоуголь
Пиролиз + газификация в одном аппарате	+	+	–
Пиролиз + газификация в одном аппарате	–	+	–
Пиролиз + газификация с охлаждением биоугля	+	+	–
Пиролиз + внесение биоугля в почву	–	+	+

Определение показателя удельного снижения выбросов парниковых газов при замене ископаемого топлива биомассой ϵ_{CO_2} проводили по зависимости [3], с учетом консервации части углерода в виде биоугля:

$$\epsilon_{CO_2} = \frac{E_{CO_2}^{ИСК} - E_{CO_2}^{БМ}}{V_{БМ} \cdot Q_{H,БМ}^P} + \frac{3,67 \cdot r \cdot \left(1 - \frac{A}{100 \cdot r}\right)}{Q_{H,БМ}^P}, \quad (1)$$

где $E_{CO_2}^{ИСК}$ и $E_{CO_2}^{БМ}$ – абсолютные величины выбросов парниковых газов при работе на ископаемом топливе и биомассе, соответственно, кг CO_2 -экв/ч; $V_{БМ}$ – расход биомассы, кг/ч; $Q_{H,БМ}^P$ – теплота сгорания биомассы, Дж/кг; r – доля биоугля, получаемая в результате окислительного пиролиза, вносимая в почву; A – зольность биомассы, %; 3,67 – коэффициент перевода углерода в CO_2 -эквивалент.

Предполагая, что выработка энергии одинакова до и после замены ископаемого топлива, вид зависимости (1) преобразуется в выражение:

$$\epsilon_{CO_2} = e_{CO_2}^{ИСК} \cdot \left(\frac{\eta_{\Sigma}^{БМ}}{\eta_{\Sigma}^{ИСК}} - \frac{e_{CO_2}^{БМ}}{e_{CO_2}^{ИСК}} \right) + \frac{3.67 \cdot r \cdot \left(1 - \frac{A}{100 \cdot r} \right)}{Q_{H, БМ}^P}, \quad (2)$$

где $e_{CO_2}^{ИСК}$, $e_{CO_2}^{БМ}$ – показатели эмиссии парниковых газов, отнесенные к единице теплоты сгорания топлива, кг CO₂-экв/кг у.т.; $\eta_{\Sigma}^{БМ}$ и $\eta_{\Sigma}^{ИСК}$ – КПД брутто процессов производства энергии при использовании биомассы и ископаемого топлива, соответственно, %.

Для случая полного энергетического использования продуктов пиролиза $r=0$.

Значения показателей эмиссии ископаемого топлива, определенные с использованием системного подхода [3], составляют для условий Украины соответственно:

$$\text{Уголь} - e_{CO_2}^{\text{уголь}} = 3364 \div 4350 \text{ гСО}_2\text{-экв/кг у.т.};$$

$$\text{Мазут} - e_{CO_2}^{\text{мазут}} = 2501 \div 2555 \text{ гСО}_2\text{-экв/кг у.т.};$$

$$\text{Природный газ} - e_{CO_2}^{\text{ПГ}} = 1714 \div 1908 \text{ гСО}_2\text{-экв /кг у.т.}$$

Показатель эмиссии парниковых газов при энергетическом использовании биомассы определяется выбросами при сжигании ископаемого топлива на этапе сбора, переработки и транспортировки биомассы. Учитывая, что биомасса, пригодная для энергетического использования в Украине, относится к отходам производства, выбросы парниковых газов, связанные с заготовкой и сбором биомассы, не учитывались, так как затраты энергии полностью относились к производству основной продукции. В этом случае показатель эмиссии для биомассы $e_{CO_2}^{БМ}$ складывается из двух составляющих:

$$e_{CO_2}^{БМ} = e_{ТР}^{БМ} + e_{ПЕР}^{БМ}, \text{ гСО}_2\text{-экв./ (кг у.т. биомассы)} \quad (3)$$

где $e_{ТР}^{БМ}$ – показатель эмиссии парниковых газов, связанный с транспортировкой биомассы, гСО₂-экв./ (кг у.т. биомассы); $e_{ПЕР}^{БМ}$ – показатель эмиссии парниковых газов, связанный с переработкой и подготовкой биомассы, гСО₂-экв./ (кг у.т. биомассы).

В связи с низкой насыпной плотностью биомассы ($100 \div 400 \text{ кг/м}^3$), ее транспортировка на длительные расстояния является мало эффективной; в связи с этим, в расчетах максимальное расстояние транспортировки принято равным 30 км с использованием автотранспорта. Затраты топлива определялись в соответствии с нормативами расхода топлива Министерства транспорта Украины.

В качестве примера, значения показателей эмиссии для транспортировки гречневой шелухи, отходов грецких орехов и древесной щепы приведены в таблице 3.

Таблица 3

Значения показателей эмиссии при транспортировке биомассы автотранспортом, $\text{гСО}_2\text{-экв/кг у.т. биомассы}$

Вид биомассы	Объем кузова автомобиля	
	8 м ³	52 м ³
Гречневая шелуха	24,6	7,7
Отходы грецких орехов	9,67	3,6
Щепа	20,7	6,8

В связи с ограничением по гранулометрическому составу исходной биомассы для реализации процесса ОППС (максимальный размер частиц не должен превышать $10 \div 20 \text{ мм}$), в качестве переработки отходов рассматривался вариант измельчения биомассы в современных дробилках.

Затраты энергии на измельчение $b_{\text{ЭЭ}}^{\text{ИЗМБМ}}$ в существующих агрегатах (таблица 4) составляют $12 \div 20 \text{ кВт}\cdot\text{ч/т}$ щепы, а показатель эмиссии парниковых газов, связанный с получением щепы $e_{\text{СО}_2}^{\text{ИЗМБМ}}_{\text{ЭЭ}} = 6,8 \div 11,4 \text{ гСО}_2\text{-экв./кг у.т. биомассы}$ при удельной величине выбросов парниковых газов, отнесенных к 1 киловатту выработанной электроэнергии в Украине, равном $E_{\text{ЭЭ}} - 250 \text{ гСО}_2\text{экв/ кВт}\cdot\text{ч}$.

Таблица 4

Характеристика оборудования для измельчения биомассы

Тип оборудования	HJ 200 GT	ДЗН-03	MURENA 1	MP2-20H-1	PM-5
Производительность, т/ч	2,5	1,5	0,5	5,0	2,0
Удельный расход электроэнергии кВт·ч/т	20	20	15	15	12

Таким образом, на основании проведенных расчетов, показатель эмиссии парниковых газов при энергетическом использовании биомассы составляет: $e_{CO_2}^{БМ} = 3,6 \div 32,1$ гСО₂-экв /кг у.т.

Приведенная выше методика позволила оценить показатели эмиссии парниковых газов для различных видов ископаемого топлива и биомассы, на основании которых проведено сравнение различных вариантов технологий и оборудования энергетического использования биомассы.

Результаты исследований

Анализ зависимости величины удельного снижения выбросов парниковых газов (2) показывает, что данная зависимость определяется тремя величинами: отношениями показателей эмиссии и КПД энергетических агрегатов, а также абсолютной величиной показателя эмиссии ископаемого топлива.

Отношение показателей эмиссии парниковых газов биомассы и ископаемого топлива для всех исследованных видов биомассы составляет $0,02 \div 0,001$ и, таким образом, мало влияет на величину удельного показателя эмиссии парниковых газов.

Результаты экспериментальных исследований окислительного пиролиза биомассы в плотном слое, проведенные на пилотной установке мощностью 200 кВт [4], и данные математического моделирования производства электроэнергии с использованием двигателей внутреннего сгорания [6] позволили определить коэффициенты полезного действия исследованных вариантов рассматриваемых технологий (см. табл. 2). Численные значения КПД представлены в таблице 5, там же приведен показатель эффективности энергетического использования биомассы традиционным способом – сжигание биомассы с получением тепловой энергии. В расчетах КПД газификации угля принят равным предельному значению – 70 % при воздушной газификации.

При условии, что КПД использования ископаемого топлива в современных тепловых агрегатах составляет порядка 90 %, величина отношения $\eta_{\Sigma}^{БМ} / \eta_{\Sigma}^{ИСК}$ может изменяться от 1 – при сжигании биомассы, до 0,41 – при использовании технологии внесения биоугля в почву. То есть эффективность работы энергоагрегатов значительно влияет на результат замены ископаемого топлива биомассой.

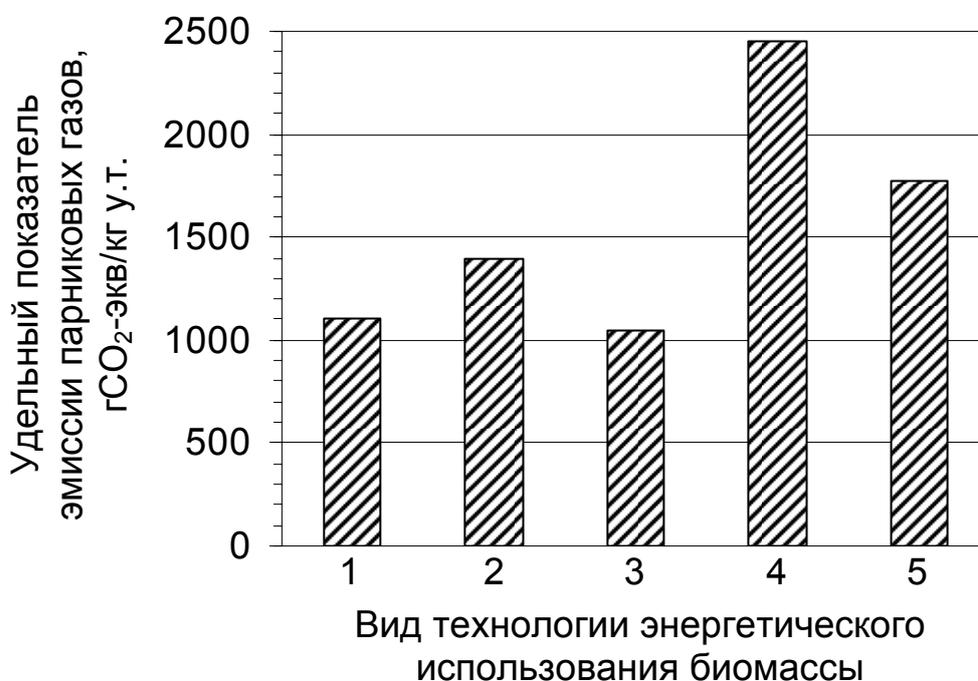
Результаты расчетов удельного показателя эмиссии выбросов парниковых газов e_{CO_2} при замене природного газа биомассой представлены на рисунке 2. Из диаграммы следует, что с экологической точки зрения

наиболее эффективным является технология выработки тепловой энергии из летучих продуктов пиролиза и внесение биоугля в почву, при этом доля замены природного газа в показателе выбросов составляет 28 %. Технологии окислительного пиролиза при энергетическом использовании биомассы уступают традиционной технологии сжигания биомассы, что в основном связано с дополнительными потерями при газификации биоугля.

Таблица 5

Эффективность технологий энергетического использования биомассы на основе окислительного пиролиза в плотном слое (ОППС)

№ технологии	Технология переработки биомассы	КПД производства энергоносителей, %		
		Электроэнергия	Тепловая энергия	Суммарный КПД
1	Пиролиз + газификация в одном аппарате	13	37	50
2	Пиролиз + газификация в одном аппарате	–	71	71
3	Пиролиз + газификация с охлаждением биоугля	11	37	48
4	Пиролиз + внесение биоугля в почву	–	37	37
5	Сжигание биомассы	–	90	90



*Рис. 2. Сравнение экологической эффективности технологий энергетического использования биомассы:
1–5 – номер технологии переработки отходов биомассы (см. табл. 5)*

В то же время, особенности отходов биомассы, как топлива, требуют создания специфических процессов их энергетического использования с учетом как экономических критериев, так и критериев надежности и эффективности работы оборудования во времени.

Выводы

На основании анализа новой технологии процесса переработки биомассы методом окислительного пиролиза в плотном слое показано, что удельное снижение выбросов парниковых газов может достигать до 2,5 кг CO₂-экв/кг у.т. биомассы, при этом более 0,5 кг углерода изымается из круговорота и консервируется в почве. Таким образом, совместное производство тепловой энергии и биоугля, который не окисляется в дальнейшем, является одной из перспективных технологий по борьбе со снижением парникового эффекта.

Использование технологии ОППС для выработки тепловой и электрической энергии с использованием двигателей внутреннего сгорания позволяет снизить выбросы парниковых газов до 1,03 ÷ 1,1 кг CO₂-экв/кг у.т.

Список литературы

1. «Изменение климата, 2007 г.: смягчение последствий изменения климата». Вклад Рабочей группы III в Четвертый доклад МГЭИК издательством Кембриджского университета, 2007 г.
2. Арутюнов В.С. Парниковый эффект: проблема выбора стратегии // Рос. хим. журнал. – 2001. – Т. 45, № 1. – С. 55 – 63.
3. Gubynskyy M., Usenko A., Grek A., Vvedenskaya T. Ecological Analysis of Biomass Utilization as Fuel // Environmental Informatics Archives, Volume 1 (2003), pp. 197 – 203
4. Губинский М.В., Кремнева Е.В., Шишко Ю.В., Шевченко Г.Л., Усенко А.Ю. Исследование процесса термоокислительного пиролиза биомассы в плотном слое // Металургійна теплотехніка: Збірник наукових праць НМетАУ. – Дніпропетровськ: «ПП Грек О.С.», 2007. – С. 130 – 137.
5. Johannes Lehmann. A handful of carbon // NATURE, Vol 447, № 10 May 2007, – pp. 143 – 144.
6. Кремнева Е.В., Кремнев В.Е., Губинский М.В. Перспективы использования генераторного газа из биомассы в двигателях внутреннего сгорания // Металлургическая теплотехника: Сб. научн. тр. НМетАУ. – Днепропетровск: «ПП Грек О.С.», 2006. – С. 187 – 193.

Рукопись поступила 31.03.2008 г.

УДК 669.162-669.181.4

Форись С.М. – асистент, НМетАУ

Федоров С.С. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

Федоров О.Г. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ ТЕПЛОВОЇ РОБОТИ ШАХТНОЇ ВАПНЯНО-ВИПАЛЮВАЛЬНОЇ ПЕЧІ НА ПРИРОДНОМУ ГАЗІ

На основі математичного моделювання досліджено вплив режимних параметрів на показники роботи протиточної шахтної вапняно-випалювальної печі, що працює на природному газі. В якості основних показників роботи печі розглянуті структура видаткових статей теплового балансу та ступінь випалу вапняку.

Вступ

Близько 30 % металургійного вапна виробляють у газових протиточних шахтних печах, питома витрата палива в яких становить 140 ÷ 150 кг у.п./т. Аналіз експлуатаційних показників даних агрегатів показує наявність значного потенціалу в економії палива та підвищенні якості готового продукту [1]. У цьому зв'язку, питання всебічного їхнього вивчення мають велике наукове й практичне значення.

Аналіз існуючої інформації

Аналіз літературних джерел показав, що результати комплексних досліджень теплової роботи шахтних вапняно-випалювальних печей представлені малою кількістю робіт [2 – 4]. Основною причиною є складність теплофізичних процесів, що відбуваються у печах, вивчення яких вимагає проведення масштабних і витратних наукових експериментів.

Мета та завдання досліджень

Метою даної роботи є дослідження впливу режимних параметрів шахтної вапняно-випалювальної печі на основні показників її роботи: структуру теплового балансу та ступінь випалу вапняку.

Характеристика об'єкта дослідження

Об'єктом дослідження обрана піч № 2 цеху випалу вапняку ВАТ «Алчевський металургійний комбінат» (ВАТ «АМК») [1]. Основні її технічні характеристики представлені в таблиці 1.

© Форись С.М., Федоров С.С., Федоров О.Г., 2008

Таблиця 1

*Основні технічні характеристики шахтної
вапняно-випалювальної печі № 2 ВАТ «АМК»*

Параметр	Од. вим.	Значення
Робоча висота печі	м	18
Діаметр шахти	м	4,3
Добова продуктивність по вапну	т/добу	200
Вид палива	-	Природний газ
Рівень розташування центрального пальника від стола вивантаження вапна	м	2
Рівень розташування нижнього ярусу бічних пальників від стола вивантаження вапна	м	6
Рівень розташування верхнього ярусу бічних пальників від стола вивантаження вапна	м	8
Діаметр оброблюваних фракцій вапняку	мм	40 ÷ 80

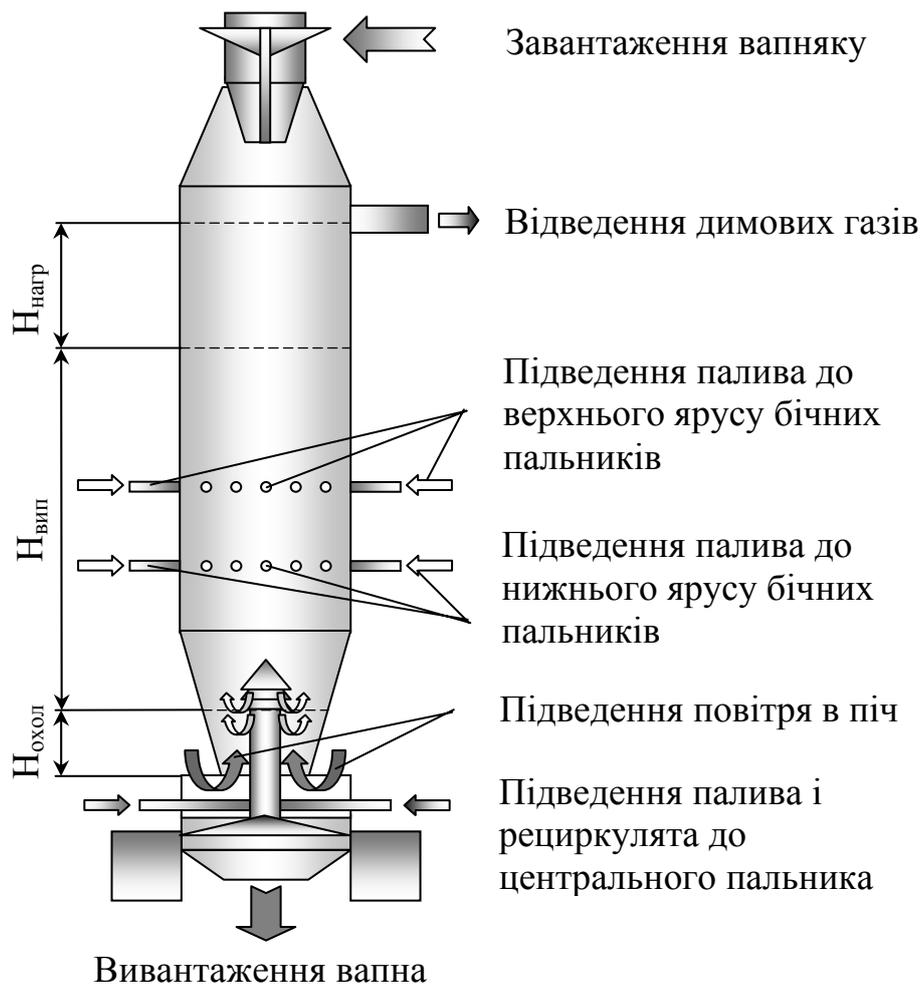
Схема дослідженої печі наведена на малюнку 1.

Піч являє собою вертикальну циліндричну шахту. Завантаження вапняку здійснюється зверху скіповим підйомником, вивантаження вапна – в основі печі. Рух матеріалу та газів в печі протиточний. Робочий простір печі складається із трьох технологічних зон: зони нагрівання вапняку, зони випалу та зони охолодження вапна, у якій нагрівається повітря. Подача палива відбувається через два яруси бічних пальників і центральний пальник (кern). Частина димових газів, що відходять із печі, направляється на рециркуляцію в центральний пальник.

Методика проведення досліджень

Для дослідження впливу режимних параметрів на роботу печі була використана математична модель шахтної вапняно-випалювальної печі [5].

Математична модель являє собою сполучене чисельне рішення системи диференціальних рівнянь, що описують безвихровий рух газу в щільному шарі кускового матеріалу, конвективний і дифузійний перенос речовини в потоці, горіння палива, конвективний перенос теплоти в потоці, внутрішній тепло-масообмін у куску матеріалу.



Мал. 1 Схема шахтної вапняно-випалювальної печі на газподібному палеві:

$H_{нагр}$ - висота зони нагрівання вапняку;
 $H_{вип}$ - висота зони випалу;
 $H_{охол}$ - висота зони охолодження вапна

У моделі прибуткова частина теплового балансу включає теплоту, отриману в результаті згоряння палива і рециркулята, а також фізичну теплоту, внесену в піч із потоками маси речовини (паливом, повітрям, рециркулятом, вапняком).

Видаткові статті теплового балансу включають корисно використану теплоту, що пішла на дисоціацію вапняку $q_{кор}$, і втратами теплоти: з фізичною теплотою димових газів $q_{фіз}^{дйм}$; від неповного хімічного згоряння палива $q_{хім}$; з фізичною теплотою готового продукту $q_{фіз}^{пр}$; від зовнішнього охолодження корпусу печі $q_{охол}$.

При проведенні досліджень був вивчений вплив на роботу печі ряду режимних параметрів: витрати повітря, витрати рециркулята на

центрального пальника, витрати вапняку, середнього діаметра кусків матеріалу, розподілу палива між пальниками.

У якості базового був обраний один з режимів роботи печі, досліджений під час енергетичного обстеження діючого агрегату [1]. Досліджуваний діапазон зміни параметрів роботи печі відповідав її експлуатаційним показникам [1]. Характеристика базового режиму наведена в таблиці 2.

Таблиця 2

Характеристика базового режиму роботи шахтної вапняно-випалювальної печі №2 ВАТ «АМК» [1]

Параметр	Од. вим.	Значення
Витрата природного газу на піч	м ³ /год	1100
Витрата вапняку	т/доб	300
Середній діаметр кусків	мм	60
Витрата природного газу на центральний пальник	м ³ /год	700
Витрата природного газу на нижній ярус бічних пальників	м ³ /год	200
Витрата природного газу на верхній ярус бічних пальників	м ³ /год	200
Витрата рециркулята на центральний пальник	м ³ /год	1200
Витрата повітря на піч	м ³ /год	12000
Ступінь випалу вапняку: - за даними теплотехнічної лабораторії заводу [1] - за даними розрахунку [5]	%	86,0 74,7
Хімічна неповнота згоряння палива: - за даними енергетичного обстеження [1] - за даними розрахунку [5]	%	27,3 25,1

Аналіз результатів досліджень

Результати досліджень впливу режимних параметрів представлені на малюнках 2 – 7.

Вплив перерозподілу палива між пальниками

Аналіз результатів досліджень показав: оптимальним з погляду повноти згоряння палива є розподіл природного газу між центральним і бічним пальниками в співвідношенні 37 % і 63 %, що в абсолютних одиницях становить 407 м³/год і 693 м³/год (малюнок 2). При цьому розподіл палива на верхній і нижній яруси бічних пальників рівномірний, а ступінь випалу вапняку складає 78 %. Наявність оптимуму обумовлена особливостями газодинамічної роботи печі. У цьому режимі забезпечується найкраще сумішоутворення палива й окислювача. При цьому, максимум втрат з фізичною теплотою газів, що йдуть, обумов-

лений зростанням температури на виході з печі в результаті більш повного згоряння палива. У той же час максимум корисної теплоти ($q_{\text{кор}} = 43 \%$) відповідає розподілу палива між центральним і бічним пальниками в співвідношенні 40 % і 60 % (малюнок 2). При цьому ступінь випалу вапняку досягає 80 %.

Дослідження роботи печі при значенні витрати палива $900 \text{ м}^3/\text{год}$ показав, що характер розподілу залежить від витрати природного газу на піч. У цьому випадку оптимальним є розподіл палива між центральним і бічним пальниками в співвідношенні 25 % і 75 % (малюнок 3). При цьому абсолютні значення витрат палива становлять відповідно $225 \text{ м}^3/\text{год}$ і $675 \text{ м}^3/\text{ч}$. У свою чергу, максимальний ступінь випалу становить 70 %, що відповідає розподілу палива між центральним і бічним пальниками в співвідношенні 35 % і 65 %.

Слід також зазначити, що перерозподіл палива між нижнім і верхнім ярусами бічних пальників не приводить до істотної зміни структури теплового балансу печі.

Вплив витрати повітря на піч

Аналіз впливу витрати повітря на роботу печі показує наявність слабо вираженого оптимуму у видатковій статті теплового балансу - корисно використана теплота, що пішла на дисоціацію вапняку (малюнок 4). У діапазоні витрати повітря $8000 \div 12000 \text{ м}^3/\text{год}$ поліпшується робота зони охолодження, що приводить до зниження втрат з фізичним теплом готового продукту. Цей зв'язок, а також поліпшення якості згоряння палива й приводять до росту корисної теплоти. Ступінь випалу при цьому досягає 74 %. При подальшому збільшенні витрати повітря від $12000 \text{ м}^3/\text{год}$ до $16000 \text{ м}^3/\text{год}$ втрати теплоти з димовими газами, починають переважати на тлі зниження втрат теплоти з хімічною неповнотою згоряння палива. У результаті корисна теплота й, відповідно, ступінь випалу вапняку різко знижуються.

Вплив витрати рециркулянта на центральний пальник

Зі збільшенням витрати рециркулянта на центральний пальник у діапазоні $0 \div 1100 \text{ м}^3/\text{год}$ має місце виражене зниження втрат теплоти з хімічною неповнотою згоряння палива на 5 % і збільшення втрат теплоти з димовими газами на 4 % (малюнок 5). Це пояснюється тим, що рециркулянт містить у собі кисень (до $6 \div 8 \%$) і виступає в ролі окислювача для частини природного газу, що надходить у центральний пальник. При подальшому зростанні витрати рециркулянта від $1100 \text{ м}^3/\text{год}$ до $2500 \text{ м}^3/\text{год}$ втрати теплоти з хімічною неповнотою згоряння палива знижується на 1 %, а втрати теплоти з димовими газами зростають на 3 %. Слід зазначити, що даний параметр не впливає

на втрати через ізоляцію печі й слабо впливає на корисне тепло і втрати з фізичним теплом готового продукту.

Вплив витрати вапняку

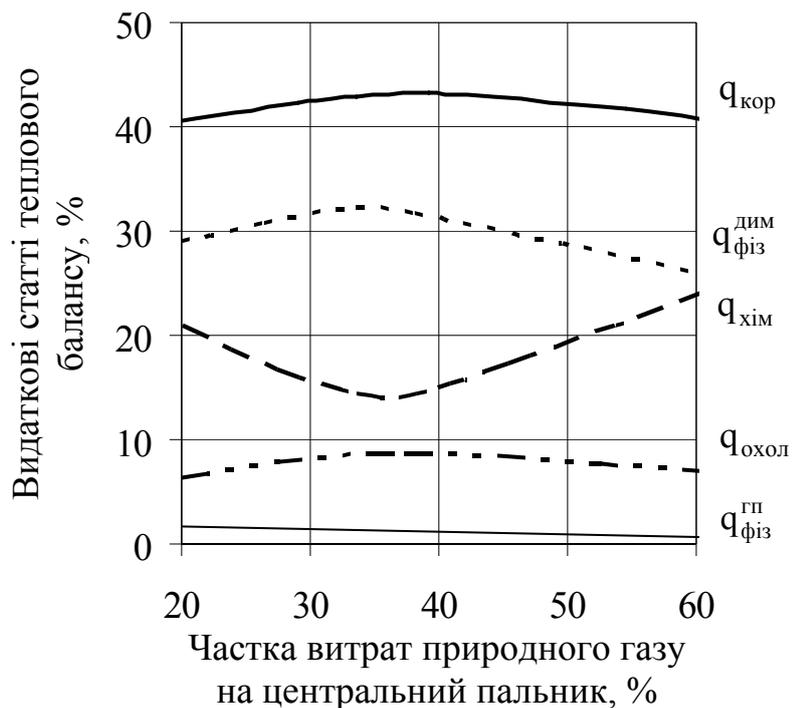
Зі збільшенням витрати вапняку в діапазоні 270 ÷ 330 т/доб можна відзначити незначне зменшення ступеня випалу з 76 % до 73 % (малюнок 6). Цей взаємозв'язок співпадає з експлуатаційними даними, згідно яким зміна темпів завантаження вапняку в зазначеному діапазоні й вивантаження вапна не робить істотного впливу на ступінь випалу. Втрати теплоти з димовими газами, при цьому, знижуються на 8 %. Крім того, необхідно відзначити деяку тенденцію до збільшення втрат теплоти з хімічною неповнотою згорання палива в межах 1 %. Як видно, це пов'язане зі збільшенням загального виходу діоксиду вуглецю CO_2 у результаті розкладання вапняку і, як наслідок, з погіршенням умов дифузійного перемішування палива і окислювача в шарі кускового матеріалу, а також зсувом хімічних реакцій горіння палива у бік збільшення концентрації оксиду вуглецю CO .

Вплив середнього діаметра вапняку.

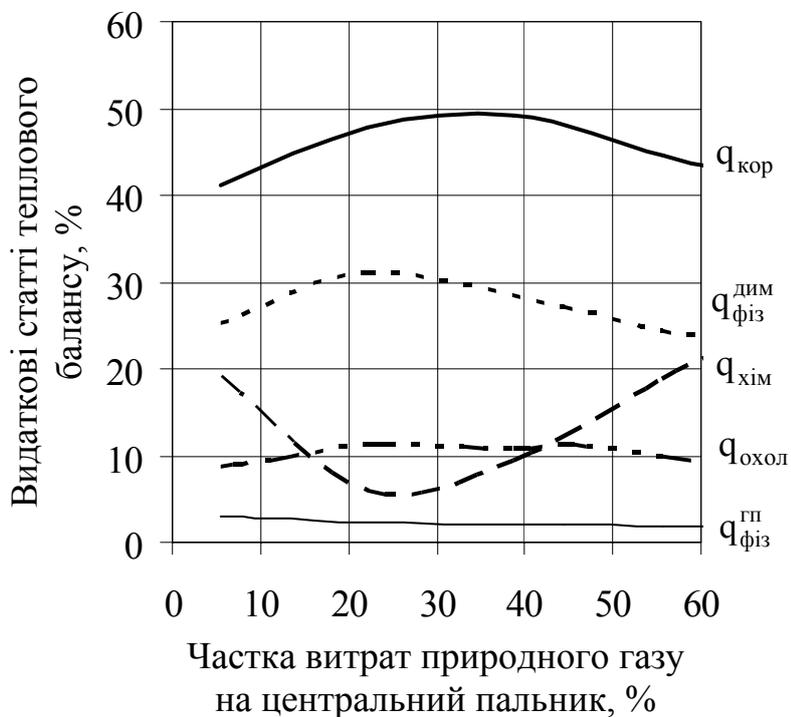
Слід зазначити значний вплив середнього діаметра фракцій вапняку на величину втрат теплоти з хімічною неповнотою згорання палива та корисно використану теплоту (малюнок 7). Зі збільшенням діаметра від 60 до 120 мм втрати теплоти з хімічною неповнотою згорання палива знижуються майже на 10 %. При цьому, корисне тепло зростає на 8 %, що відповідає зміні ступеня випалу від 75 до 88 %. Такий вплив обумовлений, у першу чергу, поліпшенням сумішоутворення палива й окислювача в шарі кускового матеріалу за рахунок більш інтенсивного дифузійного перемішування. Поряд із цим, втрати теплоти з димовими газами, втрати від зовнішнього охолодження й з фізичним теплом вапна практично не змінюються.

Таким чином, на основі виконаних розрахунково-теоретичних досліджень встановлено, що на роботу печі впливають всі без винятку режимні параметри: витрата повітря, витрата рециркулята на центральний пальник, витрата вапняку, середній діаметр кусків матеріалу, розподіл палива між пальниками. На втрати теплоти з хімічною неповнотою згорання палива основний вплив чинять середній діаметр кусків вапняку, витрата повітря, витрата рециркулята, розподіл палива між пальниками. На втрати теплоти з димовими газами – ті ж параметри та витрата вапняку.

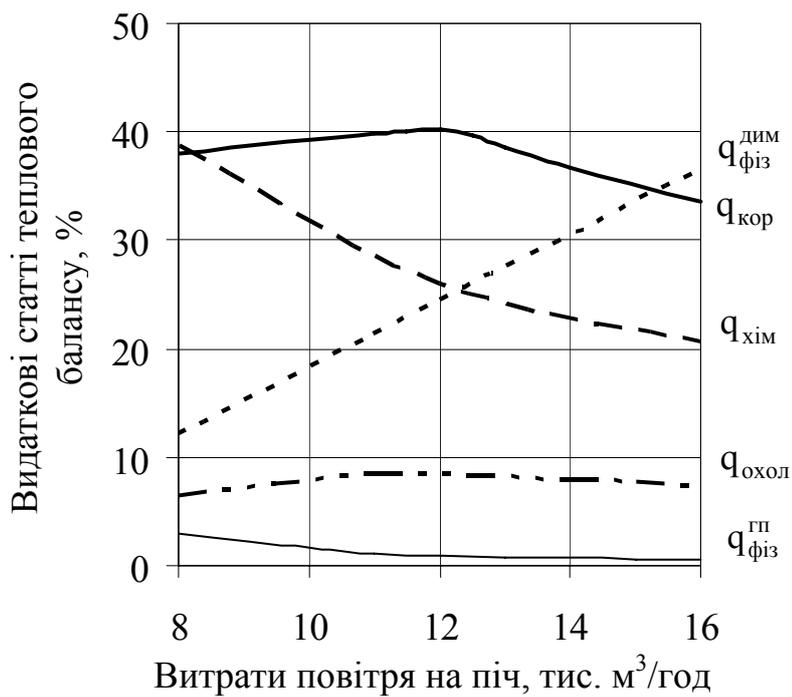
Необхідно відзначити також значний вплив на ступінь випалу середнього діаметра кусків вапняку, витрат палива на піч, витрат повітря, розподілу палива між пальниками.



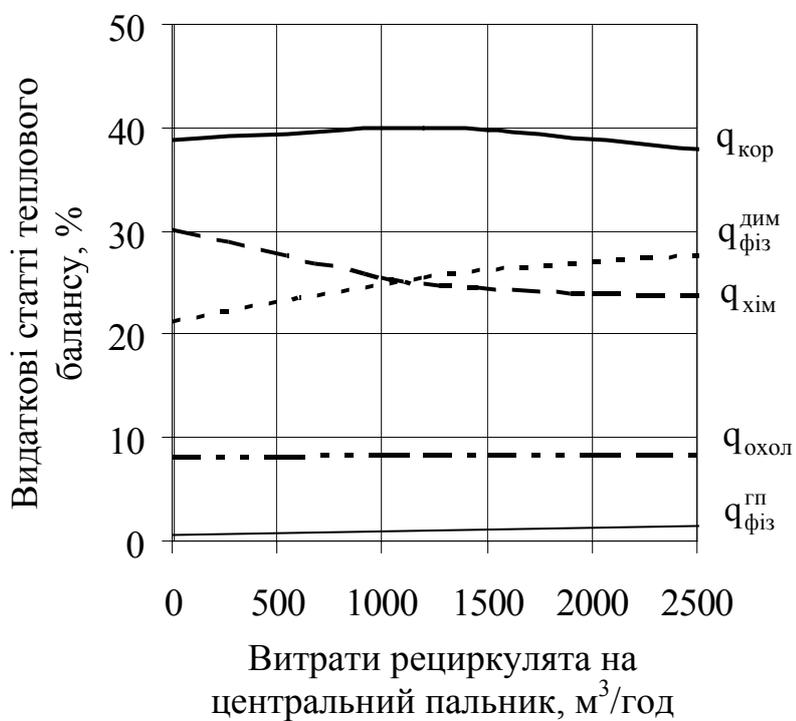
Мал. 2. Вплив перерозподілу палива між пальниками на видаткові статті теплового балансу печі. (Витрати палива на піч $1100 \text{ м}^3/\text{год}$)



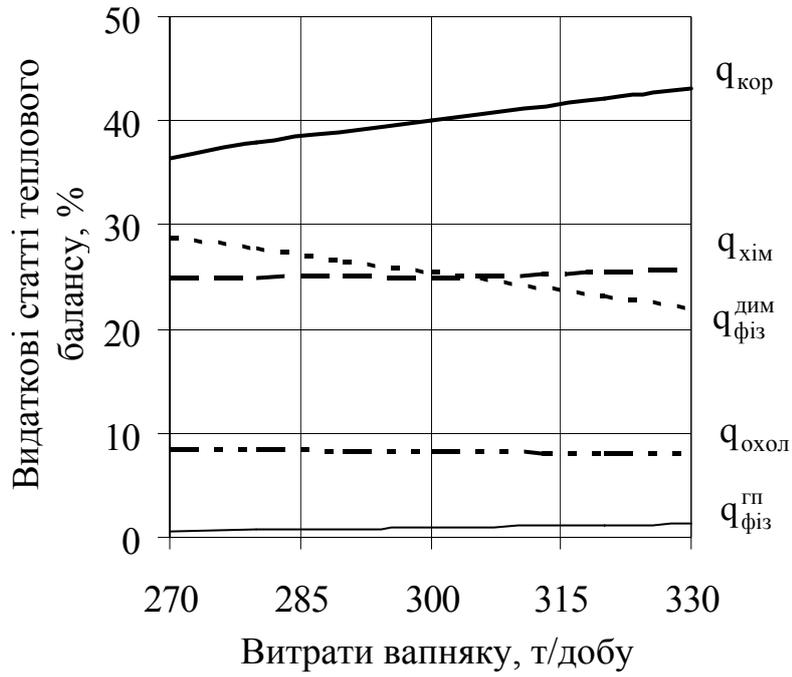
Мал. 3. Вплив перерозподілу палива між пальниками на видаткові статті теплового балансу печі. (Витрати палива на піч $900 \text{ м}^3/\text{год}$)



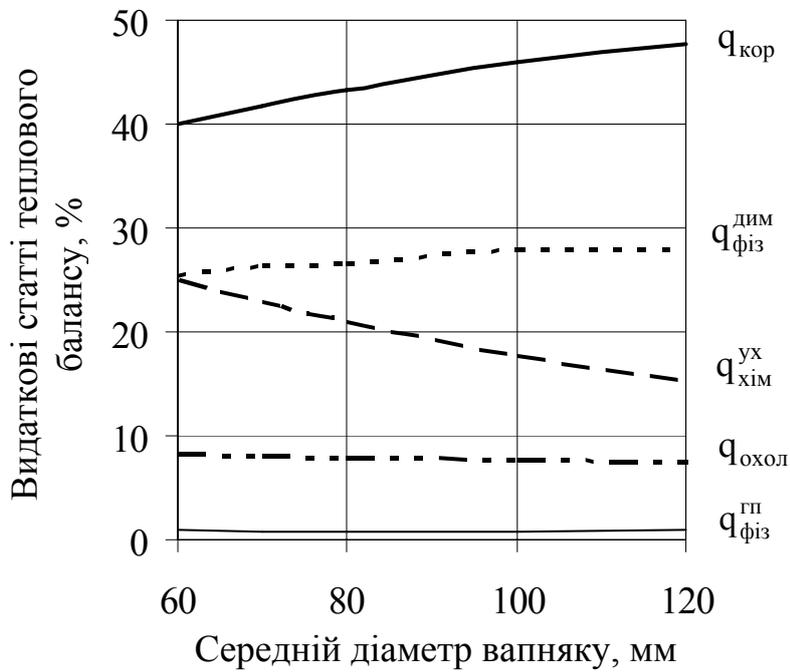
Мал. 4. Вплив витрати повітря на відаткові статті теплового балансу печі



Мал. 5. Вплив витрати рециркулянта на відаткові статті теплового балансу печі



Мал. 6. Вплив витрати вапняку на видаткові статті теплового балансу печі



Мал. 7. Вплив середнього діаметру вапняку на видаткові статті теплового балансу печі

Висновки

Досліджено вплив режимних параметрів на показники роботи шахтної вапняно-випалювальної печі: структуру видаткових статей теплового балансу й ступінь випалу вапняку. В якості режимних параметрів розглянуто: витрата повітря, витрата рециркулянта на центральний пальник, витрата природного газу на піч, витрата вапняку, середній діаметр кусків вапняку.

На основі розрахунково-теоретичних досліджень встановлено, що на роботу печі впливають всі перераховані параметри керування. При цьому основні зміни відбуваються у видаткових статтях теплового балансу: корисно використана теплота, що пішла на дисоціацію вапняку, втрати теплоти з хімічною неповнотою згоряння палива, втрати з фізичною теплотою газів, що йдуть.

Встановлені в ході досліджень зв'язки між режимними параметрами та показниками роботи будуть використані надалі для оптимізації режимів шахтних вапняно-випалювальних печей.

Перелік посилань

1. Отчет о научно-исследовательской работе «Исследование и совершенствование технологии обжига известняка и тепловых режимов шахтных известково-обжиговых печей» / рук. проф., д.т.н. Губинский М.В. – № д. В-402-02-02-067/321. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – 114 с.

2. Ляшенко Ю.П. Разработка и внедрение эффективных газодинамических и тепловых режимов шахтных печей для обжига известняка: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика» / Ляшенко Ю.П. – Днепропетровск, 1985. – 22 с.

3. Марутовская Н.Н. Тепловые процессы в шахтных обжиговых печах, методы расчета и возможности интенсификации: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.17.08 «Процессы и аппараты химической технологии» / Марутовская Н.Н. – К., 1983. – 16 с.

4. Швыдкий Д.В. Разработка новой технологии получения металлургической извести в шахтных печах: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.16.02. «Металлургия черных металлов» / Швыдкий Д.В. – Екатеринбург, 1997. – 19 с.

5. Форись С.М. Математическое моделирование шахтных известково-обжиговых печей / С.М. Форись, С.С. Федоров, М.В. Губинский // Системні технології. Регіональний міжвузівський збірник наукових праць. – 2008. – Т.2. – С. 98 – 104.

Рукопись поступила 12.04.2008 г.

УДК 532.771

Ladislav Lazić – Prof., dr. sc., Faculty of Metallurgy, University of Zagreb, Sisak, Croatia

Augustin Varga – Prof., CSc., Faculty of Metallurgy, Technical University, Košice, Slovakia

Vladimir L. Brovkin – Doc., CSc, Department of Heat Engineering and Ecology, National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnepropetrovsk, Ukraine

Jan Kizek – Doc. Ing., CSc., Faculty of Metallurgy, Technical University, Košice, Slovakia

INFLUENCE ANALYSIS OF THE STRUCTURAL DEFECTS IN THE CASTING LOAD ON THE HEATING RATE

The object of this paper was to examine the structural defects that influence the mechanical properties of circular cross-section continuous steel casting (API N80) intended for the rolling mill production of the seamless tubes. The values of ultimate strength for tensile specimens at different temperatures are obtained from the standard tensile test. Optical and Scanning Electron Microscope (SEM) are used in investigations of the microstructural features of material structure and defects. The mathematical model of heating process of steel load in the rotary-hearth furnace, which enables the required thermal analysis, was constructed on the basis of the finite element method (FEM). Transient heat conduction and thermal stress analysis were performed in order to determine the heating rate and, via the temperature variation throughout the structure, thermal stresses and deformations.

INTRODUCTION

Valjaonica cijevi Sisak (today's firm is Commercial Metals Company d.o.o., Sisak) produces seamless tubes for the Oil Tubular Goods, Line Pipes and Drill Pipes, under API standards, by the route Electric Arc Furnace-Ladle Furnace-Continuous Casting Machine- Rotary-Hearth Furnace-Rolling Mill. Al- and Si- deoxidation, alloying and degassing are carried out in the ladle furnace. The continuous casting of the killed types of steel is performed in the vertical continuous casting plant. The continuous casting steel semi products serve as the load, being heated in the rotary-hearth furnace before hot rolling into seamless tubes.

In the present investigation, the cast furnace load of circular cross-section of 410 mm and length of 1500 mm was researched. Steel grade of

the load is N80, according to the API standard. The composition of the steel is given in Table 1.

Table 1

Chemical composition of steel N80

Element	C	Mn	Si	Al	V	Al	P _{max}
%	0,30- 0,34	1,15- 1,30	0,15 – 0,35	0,02 – 0,04	0,15 – 0,18	0,02- 0,04	0,025

Element	S _{max}	Cu _{max}	Sn _{max}	Cr	Ni	Mo	(Cu+8Sn) _{max}
%	0,025	0,25	0,03	0,15	0,18	0,02	0,45

In the rolling mill production of the seamless tubes, the faults of final products may appear due to the cracks caused by the thermal stresses at the beginning of heating process in the rotary-hearth furnace while the load is not plastic enough, i.e. in the temperature range under 500 °C [1,2,3].

Since the mechanical properties are influenced by the presence of inclusions in steel, the objective of this paper is to establish the size and distribution of non-metallic inclusions (NMI) and pores across the cross-section of the continuous casting load as well as their impact on the tensile strength. The obtained results will serve in the subsequent thermal stress analysis, questioning whether the temperature differences, appearing through the cross-section of the load heated in the rotary-hearth furnace, lead to the thermal stresses which exceed the tensile strength of the load and cause the stress cracks in the load structure.

The investigation methodology consists of the next phases:

- Testing the tensile strength of the specimens taken on the different places of cross-section of the cut cast furnace load;
- Examinations of the microstructural features of material structure and defects on the tested tensile specimens using Optical and Scanning Electron Microscope;
- Measurements of the controlled parameters of temperature regime during heating of the steel load;
- Formulation of the mathematical model on the basis of the finite element method;
- Transient heat conduction analysis through the model simulations in order to determine the temperature distribution throughout the structure and the heating rate;
- Thermal stress analysis in order to determine the thermal stresses and deformations.

TENSILE TEST

This study used a standard tensile specimen with a circular cross-section to conduct tensile stress–strain tests. The specimens were taken from the mid-thickness location of the cut load and came in two series all over the cross-section, starting from the surface, across the core to the opposite end. In this sequence, the specimens were tested at the test temperatures from 100 up to 650 °C, with the step of 50 °C.

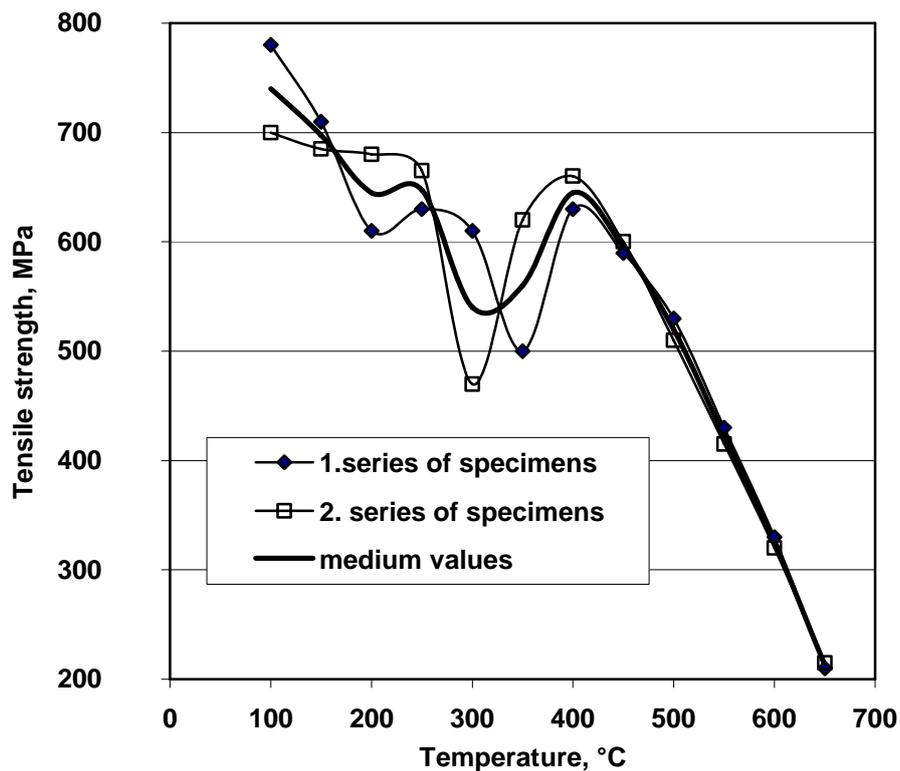


Figure 1. The distribution of tensile properties versus the test temperature

The distribution of tensile properties versus the test temperature in the form of diagram is shown in Fig. 1. It may be seen that, at the specimen cut from the core of the casting, the tensile strength is for 190 MPa lower in comparison to the specimen taken from the surface zone. Accordingly, the tensile strength of the core is lower in relation to the surface zone of the casting for 25 – 30 %. The cause of this phenomenon may only be the metallurgical cleanness of the casting.

MICROSTRUCTURE ANALYSIS

As a general rule, the solidification grain structure of the cross-section of continuous casting consists of an outer *chill* (or outer equiaxed) zone comprising fine, randomly-oriented grains, an *intermediate columnar zone* comprising elongated, oriented grains and a *central equiaxed zone*, again comprising randomly-oriented grains [4]. One or another of these zones may be small or absent in any given casting. The interrelation of these zones depends on a few factors such as: steel composition, shape and size of casting cross-section, temperature and rate of casting, intensity of primary and secondary cooling.

The structure, distribution of segregations and non-metallic inclusions, as well as other qualitative characteristics, differ widely between individual cross-sections because the shape and size of the cross-section of continuous castings influence the crystallization process. The manner of final meetings of the crystallization fronts depends on the shape of the casting (mould) cross-section. At the circular or square cross-section the crystallization fronts meet in the one point and at rectangle cross-section in the one line. The latter is more favourable in view of the distribution of non-metallic inclusions and segregations.

On the cross-section macrostructure of the cut casting it might be seen the cracks between the outer chill and intermediate columnar zone, the cracks extending in the intermediate columnar zone in the direction of solidification and the porosity and inclusions in the central equiaxed zone.

Regarding microinclusion cleanliness rating, it was evaluated in the observed casting product by the means of light microscope based methods, which consider the shape, size and amount of microinclusions such as sulfides, oxides, silicates etc. From the specimens subjected to the tensile test, one from the outer zone (very close to the surface) and other from the core, the specimens for microstructure analysis were prepared.

The optical micrographs of the specimens at the surface of the casting shows the oxide inclusions of very small sizes distributed uniformly all over the cross-section. There is no important porosity. In the case of the specimen from the core (Fig. 2), many pores on the central part of the image (large dark

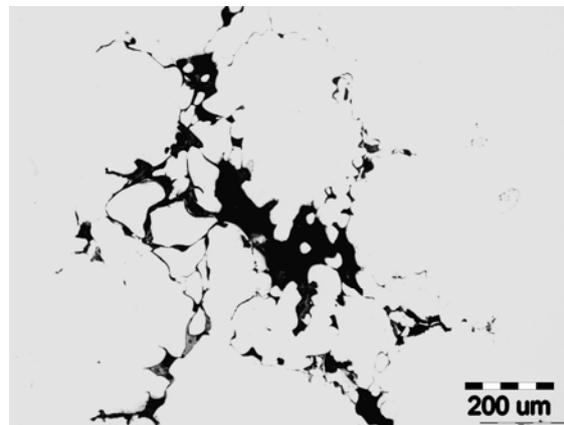


Figure 2. Optical micrograph of the specimen

regions) may be seen. The light layer is the metal matrix and the grey supplements are the non-metallic inclusions.

In order to remove the flowed layer produced by polishing and reveal the structural details, the specimen surfaces were etched by the solution of 5 % nitric acid in alcohol (Nital). Optical micrographs of the etched specimens at the surface and the core of the load are shown in Fig. 3. The photomicrograph (Fig. 3a) of the specimen from the surface zone shows the pearlite-ferrite microstructure consisting of the primary α ferrite (light layers) within the eutectic structure (large regions in darker tints). The arrangement of the primary α ferrite grains points to the dendritic microstructure characterised by growth of the trunk, from the left upper corner to the right lower corner of the image, defined by the solidification direction and the parallel branches. The specimen from the core (Fig. 3b) has pearlite-ferrite microstructure comprising randomly-oriented grains, characteristic for the *central equiaxed zone*. The coarse-grain structure resulted from the slow cooling rate at the casting core.



a) Surface

b) Core

Figure 3. Optical micrographs the etched specimens at the surface and the core of the casting, 50x

MEASUREMENT RESULTS OF THE TEMPERATURE REGIME PARAMETERS

Measurements were conducted in the rotary-hearth furnace fired with natural gas during heating the steel load (API N80) of circular cross-sections of 410 mm and length of 1500 mm.

The controlled parameters (variables) of temperature regime are the wall and the load temperatures. The optic pyrometer Optix Keller PB06 was used for the temperature measurements of the load and the furnace wall surfaces. Figure 4 shows the measured parameters of temperature regime at the usual furnace productivity of 12,4 t/h and the heating time of 7,1 hours.

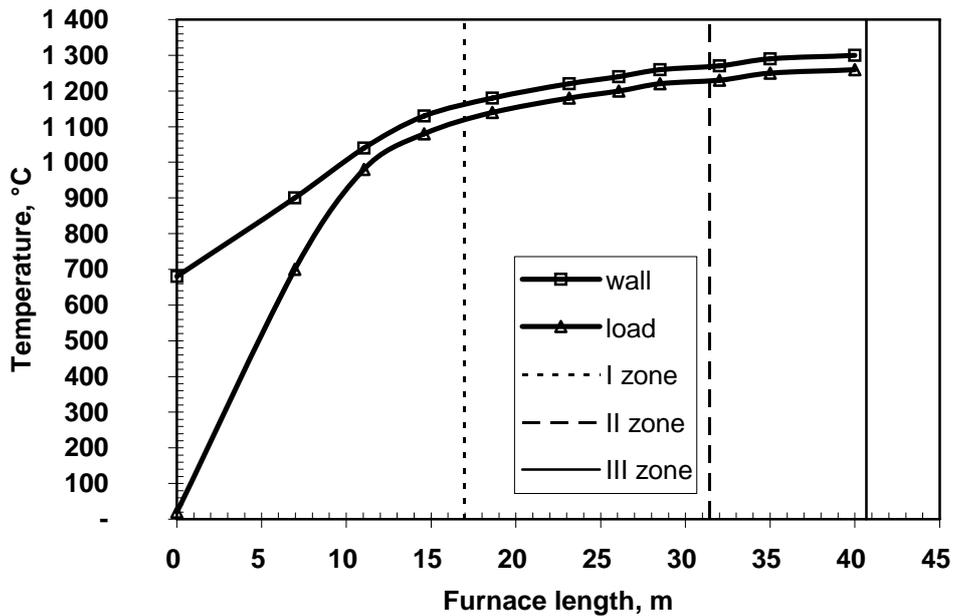


Figure 4. Results of the temperature measurement for the load ϕ 410

FINITE ELEMENT HEATING MODEL

Since the load is very long in relation to the cross section, any cross-section will have the same temperature distribution, i.e. the temperature distribution is constant in the axial direction. Because of the "infinite" length in the Z-direction, it is sufficient to consider only the cross-section in the XY plane. For that reason, the modelling is based on the assumption of a 2-D heat flow. Discretization of the physical problem over a continuous domain into numerous elements is the first step in any analysis. The cross-section under consideration is divided into two-dimensional 4-node quadrilateral elements with the temperature as the only degree of freedom at each node. Since the geometry and the boundary conditions of the cross-section are symmetric in regard to Y-axis, only one half of the cross-section is modelled. Discretization is presented in Figure 5.

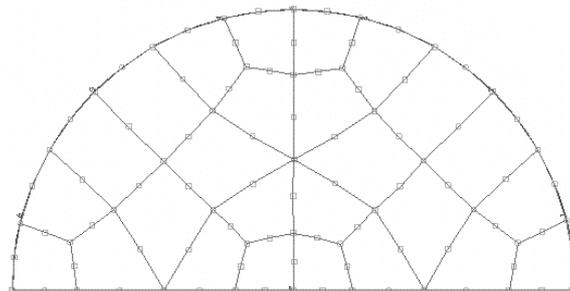


Figure 5. Discretization of the half circular cross-section

Table 2
The total heat-transfer coefficient, h , obtained by calculation

Segment	I	II	III
Distance from the charge door, m	5,66	11,32	16,98
Heating time, h	1,18	1,18	1,18
h , W/(m ² K)			
- at the beginning	40	105	201
- at the end	110	212	260
- in the middle	67	152	229
Wall temperature, °C			
- at the beginning	680	860	1050
- at the end	860	1050	1160
- in the middle	770	955	1105
Flue gas temperature, °C			
- at the beginning	800	960	1120
- at the end	960	1120	1240
- in the middle	880	1040	1180

The problem under consideration requires convection and radiation boundary conditions for all elements around the closed domain. In thermal analysis, the evaluation of heat exchange coefficients by radiation and forced convection is critical for the reliability of the results. On the basis of temperature measurement results, the temperatures of flue gases and radiation and convective heat transfer coefficients, h , over the entire length of the single boundary surfaces, were calculated by methodology given in [3, 5, 6, 7]. The values of the total heat-transfer coefficient, temperatures of flue gases and wall temperatures used in the finite element model, are shown in Table 2 for three segments in which the first zone length was divided.

The initial temperature value of the load, $t = 20$ °C, was specified for the overall structure (nodes) of the cross-section at the beginning of the heating. In this model, all thermal and heat transfer properties were assumed to be directionally independent, as in the "isotropic" material model, i.e. they do not change with any orthogonal transformation of axes. The material properties such as density (ρ), specific heat (c_p) and thermal conductivity (k) are assumed to be temperature dependent.

RESULTS OF THE SIMULATION

Nonlinear transient heat transfer analysis is performed when the material properties and boundary conditions are time dependent and the process involves radiation. These types of problem are solved using an incremental

iterative solution technique. In this case of non-linear transient heat transfer analysis of the circular cross-sections load heating, the modified Newton-Raphson methods (the option of recalculating the conductivity matrix at the beginning of each increment) was used in conjunction with the trapezoidal Crank-Nicholson integration techniques.

The transient heat conduction analysis is performed for furnace production of 12,4 t/h, i.e. for total heating time in the furnace of 7,1 h. In Figure 6, the curves present the model results of temperature variation along the first zone of the load surface, the load centre and the wall surface obtained by the model simulation.

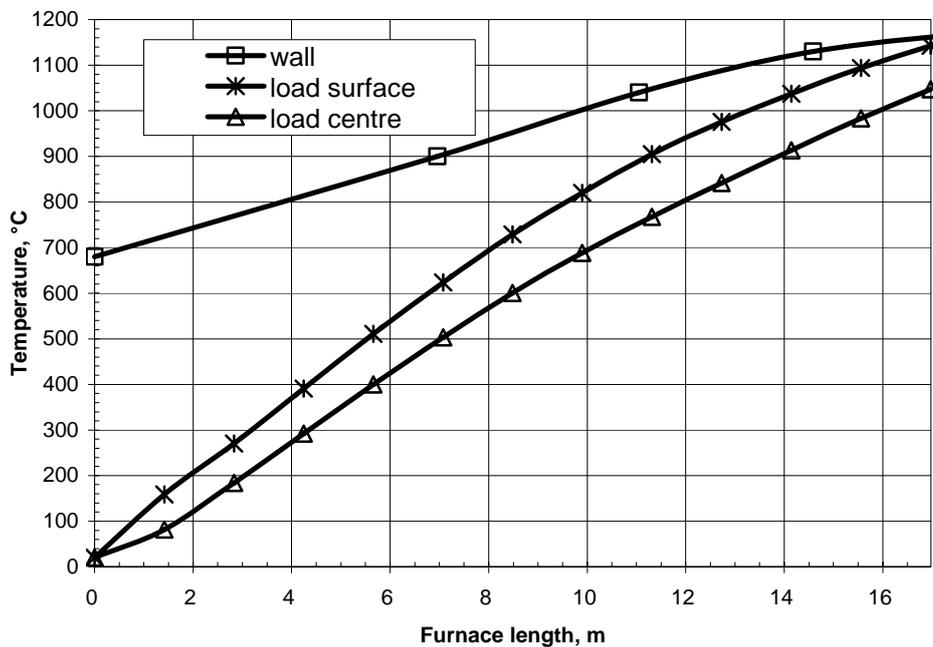


Figure 6. Model results of the first zone heating regime for furnace production of 12,4 t/h

When the body is loaded by the uniaxial stress state, the stress or the strength can be compared directly with *yield strength*, *tensile strength* or *shear strength*. The problem becomes more complicated in the case of bi-axial or triaxial stress state. In those cases, there are a multitude of stresses, but only one significant strength. Whether the body is safe during heating or cooling, a number of *failure theories* have been proposed to answer this question. In this paper, the *maximum-normal-stress theory* was used. According to this theory the failure occurs whenever one of the three principal stresses reaches or exceeds the tensile strength, i.e.

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad \sigma_1 \geq R_m,$$

where R_m is the tensile strength (Pa).

The samples of model results presentation are shown in Figure 7 for the principal stresses and in Figure 8 for the resultant deformations (displacements).

Model results of the load surface temperature, the load centre temperature, the temperature differences between the surface and the centre, as well as principal thermal stresses and resultant deformations are shown in Table 3 for two values of the heating time. Maximal temperature differences through the load cross-section appeared while the load surface temperature varied between 400 and 500 °C.

Table 3

Model results

Distance of the load from the charge door, m	4,24	5,66
Heating time, min	38	50
Temperature of the load surface, °C	391	511
Temperature of the load centre, °C	292	400
Temperature difference, °C	99	111
Principal stress, MPa	169	195
Resultant deformation, mm	2,10	2,96

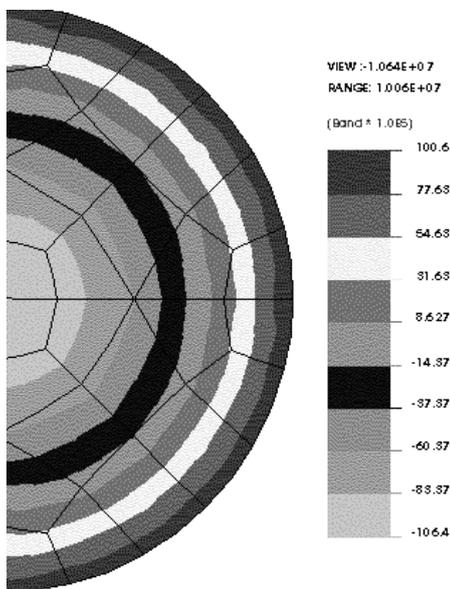


Figure 7. Principal stresses σ_1

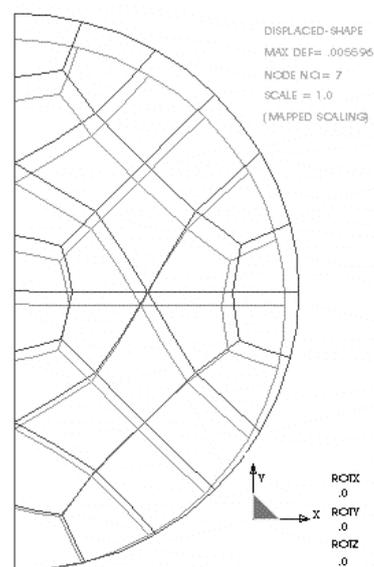


Figure 8. Resultant deformations

CONCLUSIONS

The experiments in this study suggest that there is a strong correlation between the microstructure and the mechanical properties of the continuous casting. Due to the macrosegregation of the non-metallic inclusions, porosity and the difference in the grain structure, the tensile strength of the core is lower in relation to the surface of the casting for 25 – 30 %.

According to the model results and the measured heating parameters in real conditions, it is established that, at the usual heating rates, the thermal stresses come up to the relative low values, i.e. the temperature difference of about 120°C causes the thermal stresses of about 200 MPa, which is much less in respect to the tensile strength of 530 MPa at 500 °C (Figure 1).

In the case of faster heating at the same temperature regime, the thermal stresses are considerably higher, but still below the values which could cause the appearance of cracks. Merely at the temperature differences of 250 °C, which might only be achieved in some extreme cases, the thermal stresses come up to the values of the tensile strength.

Model is based up to the assumption of the same value of heat transfer coefficient over the entire length of the single boundary surfaces of the cross-section. This assumption was accepted because of simplification of the mathematical model formulation. It is a fact that the unsymmetrical heating only insignificantly increases the temperature differences over the load cross-section, therefore the credibility of the above conclusions is not disputable.

In order to improve the mechanical properties of the furnace cast load and, more importantly, the quality of final rolling products, it is essential to advance the cleanness of the continuous casting products. For a better-grade cleanness control of the continuous casting, the following goals are to be set up [8, 9]:

- To avoid steel reoxidation during the final stage of Ladle Furnace (LF) Process and Continuous Casting;
- To achieve minimum refractory material erosion (tundish lining, shrouds, etc.);
- To avoid ladle and tundish slag vortexing;
- To avoid casting powder (mould liquid slag) entrainment.

LITERATURE

1. L. Lazić, J. Črnko, *Thermal Analysis During the Cooling of Octagonal Steel Semiproduct*, Acta Mechanica Slovaca 2 (2002) 6, 411 – 416.
2. L. Lazić, J. Črnko, *Finite-Element Thermal Analysis of a New Cooler Design*, Materiali in tehnologije 38 (2004) 3-A, 397 – 402.

3. V. Krivandin, B. Markov, *Metallurgical Furnaces*, Mir Publishers, Moskva, 1980.
4. K. Fisher, *Fundamentals of solidification*, Trans Tech Publications, Aedermannsdorf, Switzerland, 1986.
5. S.B. Vasil'kova et al., *Raschet nagrevatel'nih i termicheskikh pechej*, Metallurgija, Moskva, 1983.
6. W. Heiligenstaedt, *Wärmetechnische Rechnung für Industrieöfen*, Düsseldorf, 1955.
7. J.H. Lienhard IV, J.H. Lienhard V, *A heat transfer textbook*, Phlogiston Press (3rd edition), Cambridge, 2003.
8. R. Tadeusz, P. Krzysztof, Evolution of nonmetallic inclusions and oxygen during production of oxygen converter rail and construction steel, *5th Int. conf. on CLEAN STEEL*, Balatonfüred, Hungary, 1997, pp 226 – 235.
9. H. Albasa et al., Cleanliness improvements in oil country tubular goods, *5th Int. conf. on CLEAN STEEL*, Balatonfüred, Hungary, 1997, pp. 79 – 88.

Рукопись поступила 01.04.2008 г.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Яковлева И.Г. – д-р техн. наук, проф., ЗГИА

Назаренко И.А. – ассистент, ЗГИА

АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ СПОСОБОВ ОБОГРЕВА ЕМКОСТЕЙ ПРИ ХРАНЕНИИ ПЕКА

В работе рассмотрены существующие способы нагрева высокотемпературного пека применительно к графитовому производству. Определен рациональный вид обогрева емкостей хранения пека в условиях ОАО «Укрграфит».

Постановка задачи

Для производства графитовых электродов на ОАО «Украинский графит» в качестве связующего используют пек. Пек хранится в емкостях объемом 700 м³. Емкости теплоизолированы. Известно, что в данном технологическом процессе температура хранения высокотемпературного пека не должна быть ниже 185 °С. Для этого существует специально спроектированная система обогрева емкостей паром. Система функционирует так, что первоначально пар с давлением 0,6 МПа и температурой 260 °С идет на обогрев емкостей № 1 и № 2, в которых содержится высокотемпературный пек. Далее пар обогревает емкости № 3 и № 4, где соответственно хранится средне- и низкотемпературный пек. Поскольку температура хранения средне- и низкотемпературных пеков гораздо ниже и составляет 145 °С и 125 °С, то проблем с их обогревом предприятие не имеет. Теплоты, отданной паром для подогрева высокотемпературного пека, не хватает для достижения температуры 195 – 210 °С, поэтому, применительно только к этому производству была спроектирована нагревательная электрическая печь для догрева пека до заданной температуры, после чего он поступает на технологию. Для транспортировки пека по предприятию используют пекопроводы, которые проложены вместе с паропроводами по принципу «труба в трубе». Пар в этом случае рассматривается как тепловая изоляция. Применяемый способ хранения и подготовки пека для технологического процесса очень энергоемкий и весьма затратный, особенно, если учесть тот факт, что пар, используемый для обогрева емкостей, предприятие закупает. По-

этому возникает необходимость детального изучения всех способов, которые существуют для обогрева емкостей.

Цель работы

Цель данной работы заключается в сравнительном анализе существующих способов подогрева пека в емкостях и в оценке его применимости в условиях ОАО «Укрграфит».

Обзор способов подогрева пека

В настоящее время подробно изучены вопросы подогрева при сливе и хранении мазутов и смазочных масел. Опыт нагрева мазута может быть использован при проектировании системы отопления емкостей для хранения такого продукта как пек. Пек подогревают при сливе из железнодорожных цистерн, при хранении в резервуарах и транспортировании по внутрискладским и внутризаводским трубопроводам. С помощью повышения температуры достигается подвижность и текучесть продуктов, уменьшается их гидравлическое сопротивление в процессе перекачивания насосами [1].

Так как пек является легковоспламеняющимся веществом, то его можно нагревать только до температуры самовоспламенения. В промышленности широкое применение находит обогрев при помощи промежуточных теплоносителей, в качестве которых применяют водяной пар, горячую воду и высокотемпературные органические теплоносители (ВОТ), а также электрообогрев.

На ОАО «Укрграфит» на участке хранения пек подогревается при помощи нагревательных устройств, выполненных в виде секционных подогревателей, которые размещаются внутри резервуаров в нижней их части. Устройства подобной конструкции обладают высоким тепловым эффектом и небольшим гидравлическим сопротивлением. Для секционных подогревателей применим пар под давлением 0,4 – 0,6 МПа. Для высоковязких топлив необходимы подогреватели с достаточно большой поверхностью нагрева. Эти подогреватели трудно разместить в резервуаре. Уменьшение же площади поверхности нагрева приводит к увеличению времени подогрева пека и, как следствие, к увеличению тепловых потерь в окружающую среду. При эксплуатации подогревателей, размещенных внутри емкостей, существуют определенные сложности: осаждение механических примесей на поверхности теплообмена, из-за которых коэффициент теплопередачи снижается на 30 – 40 %, что вызывает необходимость соответствующего увеличения площади поверхности подогревателя; возможно обводнение пека и загрязнение конденсата [2].

При хранении маловязких нефтепродуктов иногда применяется местный подогреватель для разогрева топлива в зоне заборной трубы. Такие подогреватели по сравнению с секционными, обогревающими всю массу продукта, более экономичны, поскольку при их использовании меньше расходуется пара на разогрев топлива и уменьшаются потери тепла от резервуара в окружающую среду [3].

Подогрев высоковязких топлив методом рециркуляции является более эффективным, чем внутренний подогрев. При рециркуляционном подогреве топливо откачивается насосом из нижней части резервуара, пропускается через внешний подогреватель и по напорному трубопроводу подается в нижнюю часть емкости к центру или в сторону, противоположную отбору топлива. Этот метод подогрева имеет следующие преимущества по сравнению с подогревом в емкостях: 1) достигается эффективное перемешивание массы в резервуаре; 2) предотвращается обводнение пека; 3) повышается эффективность теплопередачи, улучшается процесс теплообмена; 4) сокращается продолжительность подогрева пека, легко достигается необходимая температура подогрева; 5) одним насосом и теплообменником можно обслуживать несколько емкостей. Применение рециркуляционного нагрева при прочих равных условиях (при одинаковых площадях поверхности нагрева и неизменных параметрах теплоносителя) позволяет сократить время, в среднем, в два раза. Единственным недостатком этого способа является большое количество вспомогательного оборудования и сложность организации технологического процесса.

Более дешевым и экономичным способом подогрева резервуара, позволяющим значительно снизить затраты топлива на одну тонну пека, является газоздушный разогрев пека в резервуарах пекохранилища. Источником горячей газоздушной смеси являются газовые теплогенераторы. При этом в качестве теплоносителя используются продукты сгорания природного газа, разбавленные с воздухом. Резервуар с таким способом подогрева, должен быть двустенным. Разогретая газоздушная смесь через входной патрубок прямоугольной формы нагнетается в межстенное пространство резервуара и через внутренние стенки резервуара подогревает вязкий нефтепродукт до необходимой температуры. При газоздушном разогреве теплоноситель имеет постоянные параметры в отличие от пара, параметры которого могут часто меняться. Кроме того, преимуществом газоздушной смеси, как теплоносителя, в сравнении с паром является низкая ее стоимость и гибкое, по сравнению с паровым, регулирование времени разогрева пека.

Преимуществами использования газовых теплогенераторов являются: 1) исключение дорогостоящего теплоносителя (пара) из тех-

нологии тепловой обработки; 2) экологически чистое сжигание газа; 3) экономичное управление процессом; 4) отсутствие постоянного обслуживающего персонала; 5) простота в эксплуатации и обслуживании; 6) компактность и простота в монтаже.

В настоящее время разработан комплекс различных электронагревательных приборов (ТЭНов), предназначенных для разогрева всех видов технологического оборудования складов легковоспламеняющихся жидкостей. Достоинством данного вида нагрева являются: высокий коэффициент полезного действия; возможность периодического использования электроподогрева; возможность автоматизации управления; меньшая численность обслуживающего персонала; отсутствие условий загрязнения воздушного бассейна. К недостаткам электрообогрева можно отнести: возможность возгорания ввиду повышенной взрывоопасности пека; сложность технического оснащения; большие капитальные затраты [4].

Выводы

На основе проведенного анализа можно сделать вывод, что способ внутреннего подогрева емкостей с пеком паром соответствует требованиям, предъявляемым к данной технологии, но не позволяет достичь необходимой температуры хранения пека и не рационален, с точки зрения экономии энергоресурсов. Одним из эффективных способов обогрева емкостей является электрообогрев, но его внедрение не представляется возможным, ввиду описанных выше недостатков.

Таким образом, для организации рациональной системы отопления емкостей хранения пека в условиях ОАО «Укрграфит» предлагается проведение исследований конструктивных и энергетических ее характеристик с целью разработки рекомендаций по внедрению энергосберегающих мероприятий.

Список литературы

1. Верховский Н.И., Красноселов Г.К., Машилов Е.В., Цирульников Л.М. Сжигание высокосернистого мазута на электростанциях. – М.: Энергия, 1970. – 447 с.
2. Бережковский М.И. Хранение и транспортирование химических продуктов. – Л.: Химия, 1982. – 256 с.
3. Ляндю И.М. Эксплуатация мазутного хозяйства котельной промышленного предприятия. – М.: Энергия, 1968. – 149 с.
4. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. – М.: Химия, 1987. – 496 с.

Рукопись поступила 14.02.2008 г.

НАЦИОНАЛЬНАЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ УКРАИНЫ

кафедра теплотехники и экологии металлургических печей и кафедра промышленной теплоэнергетики

ведут подготовку специалистов с высшим образованием по двум направлениям.

Направление	Квалификации	Форма обучения
Теплоэнергетика	бакалавр теплоэнергетики (обучение 4 года)	дневная безотрывная заочная
	магистр теплоэнергетики (обучение 2 года)	дневная
	магистр теплофизики (обучение 2 года)	дневная
Металлургия	бакалавр металлургии – теплоэнергетика металлургии и промышленные печи (обучение 4 года)	дневная безотрывная заочная
	магистр промышленной теплотехники (обучение 2 года)	дневная

Выпускники специальностей «Теплоэнергетика» и «Промышленная теплотехника» работают на промышленных предприятиях, в коммерческих фирмах, государственных учреждениях, энергетических компаниях, проектных организациях, научно-исследовательских институтах, учебных заведениях различного уровня аккредитации.

**Адрес: г. Днепропетровск, пр. Гагарина 4, НМетАУ,
кафедра ТЭМП к. Б-207, кафедра ПТЭ к. 106,
т. 47-44-27, 46-24-73, <http://www.nmetau.edu.ua>**

ОГЛАВЛЕНИЕ

<i>Абраменков Ю.Я., Стригунов Н.А.</i> Сравнение технико-экономических и технологических характеристик процессов жидкофазного восстановления железа.	3
<i>Берлов А.В., Веселовский В.В.</i> Решение нелинейных задач теплопроводности для составных элементов конструкций.	20
<i>Бойко В.Н.</i> Расчет насыпных пористых перегородок для улавливания известковой пыли.	31
<i>Веселовский В.Б., Босенко Т.М.</i> Математическое моделирование импульсного нагрева твёрдых тел.	39
<i>Веселовский В.Б., Губин А.И.</i> Математическое моделирование лазерного термического упрочнения без плавления поверхности.	47
<i>Воробьева Л.А., Губинский В.И.</i> Сравнительные характеристики минирегенераторов с шариковой и трубной насадкой.	55
<i>Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С.</i> Анализ влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на характеристики парового котла и разработка технических решений.	69
<i>Гичёв Ю.А., Перцевой В.А.</i> Анализ энергетических характеристик турбулентной газовой струи на основе математического моделирования.	81
<i>Горбунов А.Д.</i> Определение коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении в трубах и каналах аналитическим методом.	92
<i>Горбунов А.Д., Глуценко Е.Л.</i> Расчёт радиального распределения температур аналитическим методом.	98
<i>Грес Л.П., Миленина А.Е., Щурова Н.И., Карпенко С.А., Науменко А.А.</i> Анализ факторов, влияющих на возможности исключения природного газа при отоплении воздухонагревателей доменных печей.	105
<i>Грес Л.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М., Щурова Н.И.</i> Исследование влияния длительности паузы и периодов работы доменных воздухонагревателей на эффективность нагрева дутья.	118

<i>Дремов В.В., Недопекин Ф.В., Роговец О.В.</i> Движение фронта затвердевания в отливках с обратной конусностью.	129
<i>Ерёмин А.О.</i> Современные способы отопления нагревательных печей.	139
<i>Ильченко К.Д.</i> Исследование зависимости вредных выбросов в атмосферу от вида твердого топлива, сжигаемого на тепловых электрических станциях.	152
<i>Ильченко К.Д., Маркелова А.В.</i> Исследование и прогнозирование теплофизических свойств формовочных смесей на основе композиционных материалов.	159
<i>Казяев М.Д., Гуцин С.Н., Лошкарев Н.Б., Мадисон В.В., Зырянов И.А.</i> Улучшение тепловой работы коксо-газовой вагранки для плавления базальтовых пород.	168
<i>Каракаш Е.А.</i> Исследование аккумулирующей способности доменных воздушнонагревателей.	177
<i>Лазич Ладислав (Lazić Ladislav), Бровкин В.Л., Гупало В.И., Гупало Е.В.</i> Косвенный радиационный теплообмен в камерных печах при использовании плоскопламенных горелок.	182
<i>Лаптев А.М., Захарчук С.С., Вейнов А.М.</i> Компьютерное моделирование спреерной закалки прокатных валков.	198
<i>Мануйленко А.А.</i> Тепловая обработка известняка в адиабатных условиях.	205
<i>Павленко А.М., Кошлак А.В.</i> Особенности управления процессами формирования структуры и свойств пористых тел.	211
<i>Пинчук В.А., Губинский М.В., Потапов Б.Б.</i> Использование водоугольного топлива и продуктов его переработки в энергетике и металлургии.	221
<i>Пинчук В.А., Потапов Б.Б., Шарабура Т.А.</i> Использование термодинамических показателей для оценки энергетической и технологической ценности различных марок углей.	228
<i>Потапов Б.Б., Пинчук В.А., Шелудько И.Б.</i> Принципиальные решения энерготехнологического комбинирования при переработке железосодержащих шламов металлургического производства.	236

<i>Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Иванов В.И.</i> Управление качеством сжигания топлива в рекуперативных ко- лодцах с отоплением из центра пода.	242
<i>Романько Я.В., Решетняк С.И.</i> Исследование сушки наливной футеровки промежуточного ковша.	246
<i>Румянцев В.Д.</i> Выравнивание температур в теле при постоян- ной энтальпии $i_0 = \text{const}$	255
<i>Сибирь А.В., Решетняк С.И., Губинский В.И.</i> Моделирование сжигания топлива и сложного теплообмена в колодце с цен- тральной регенеративной горелкой.	259
<i>Сысоева Т.Е., Абраменков Ю.Я.</i> Конечно-разностное решение задачи нагрева (охлаждения) неподвижного пористого слоя ма- териала на основе уточненной физической модели движения газа.	273
<i>Усенко А.Ю., Шевченко Г.Л., Губинский С.М., Кремнева Е.В., Шишко Ю.В., Федоров С.С.</i> Оценка снижения эмиссии парни- ковых газов при использовании процессов пиролиза биомассы.	288
<i>Форись С.М., Федоров С.С., Федоров О.Г.</i> Результати дослі- джень теплової роботи шахтної вапняно-випалювальної печі на природному газі.	297
<i>Ladislav Lazić, Augustin Varga, Vladimir L. Brovkin, Jan Kizek.</i> Influence analysis of the structural defects in the casting load on the heating rate.	307
<i>Яковлева И.Г., Назаренко И.А.</i> Анализ существующих спосо- бов обогрева емкостей при хранении пека.	320

АННОТАЦИИ

УДК 669.162.8

Абраменков Ю.Я., Стригунов Н.А.

Сравнение технико-экономических и технологических характеристик процессов жидкофазного восстановления железа.

С. 3- 19.

Рус.

Библ.- 10 назв.

В статье приведен обзор основных современных способов бескоксовой металлургии (Corex, HIs melt и т.п.) и краткое описание механизма жидкофазного восстановления. Рассмотрены схемы основных современных способов бескоксовой металлургии и их технологические (теплотехнические) особенности. Приведены основные статьи текущих затрат на осуществление процессов в энергетическом (тепловом) эквиваленте. Сделано сравнение рассмотренных способов по их энергетической эффективности.

Ключевые слова: процессы бескоксового получения чугуна, жидкофазное восстановление окислов железа, удельный расход условного топлива.

Абраменков Ю.Я., Стригунов М.О.

Порівняння техніко-економічних і технологічних характеристик процесів рідкофазного відновлення заліза.

У статті наведено огляд основних сучасних способів бескоксової металургії (Corex, HIs melt і т.п.) та короткий опис механізму рідкофазного відновлення. Розглянуто схеми основних сучасних способів бескоксової металургії і їх технологічні (теплотехнічні) особливості. Наведено основні статті поточних витрат на здійснення процесів в енергетичному (тепловому) еквіваленті. Зроблено порівняння розглянутих способів за їх енергетичною ефективністю.

Ключові слова: процеси бескоксового здобуття чавуну, рідкофазного відновлення оксидів заліза, питома витрата умовного палива.

Abramenkov J.Y., Strigunov N.A.

Comparison of techno-economic and technological characteristics of liquid-phase iron reduction processes.

The review of principal method of cokeless metallurgy (Corex, HIs melt, etc.) and short description of liquid-phase reduction are presented in the paper. The outlines of principal modern methods of cokeless metallurgy and their technological (heat engineering) features are considered. The main operative expenditure areas in implementation of processes in energy (thermal) equivalent are analyzed. The comparison of the methods under study regarding their energy efficiency is carried out.

Key words: cokeless iron-production processes, liquid-phase ferric oxide reduction, specific consumption of conventional fuel.

УДК 536.2:539.3

Берлов А.В., Веселовский В.В.

Решение нелинейных задач теплопроводности для составных элементов конструкций.

С. 20- 30.

Рус.

Библ.- 7 назв.

Приведены решения нелинейных задач нестационарной теплопроводности с переменным коэффициентом теплообмена, с нелинейностью первого, второго рода, а также для задач теплопроводности с общей нелинейностью. В основу решений положены операционный метод и метод последовательных интервалов.

Ключевые слова: нелинейные задачи, теплопроводность, составные элементы конструкций, операционный метод, метод последовательных интервалов.

Берлов О.В., Веселовський В.В.

Розв'язок нелінійних задач теплопровідності для складених елементів конструкцій

Наведено розв'язки нелінійних задач нестационарної теплопровідності зі змінним коефіцієнтом теплообміну, з нелінійністю першого, другого роду, а також для задач теплопровідності із загальною нелінійністю. В основу розв'язків покладені операційний метод і метод послідовних інтервалів.

Ключові слова: нелінійні задачі, теплопровідність, складові елементи конструкцій, операційний метод, метод послідовних інтервалів.

Berlov A.V., Veselovskiy V.V.

Solution of non-linear thermal conductivity equations for construction constituents.

Solutions for non-linear equations of non-stationary heat conductivity with variable heat exchange coefficient and non-linearity of the first and second order have been proposed, as well as for the heat exchange equations with general non-linearity. Solutions are based on the operational method and the method of successive intervals.

Key words: non-linear equations, heat conductivity, construction constituents, operational method, method of successive intervals.

УДК 628.511.4

Бойко В.Н.

Расчет насыпных пористых перегородок для улавливания известковой пыли.

С. 31- 38.

Рус.

Библ.- 4 назв.

Рассмотрена методика расчета насыпных пористых перегородок со стационарным и динамическим слоем на основе математических зависимостей, определяющих пылеулавливающие и аэродинамические характеристики зернистых слоев при улавливании известковой пыли.

Ключевые слова: пористая перегородка, зернистый материал, стационарный и динамический слой, известковая пыль, улавливание.

Бойко В.М.

Розрахунок насипних пористих перегородок для уловлювання вапняного пилу.

Розглянуто методику розрахунку насипних пористих перегородок зі стаціонарним і динамічним шаром на основі математичних залежностей, які визначають пиловловлюючі і аеродинамічні характеристики зернистих шарів при уловлюванні вапняного пилу.

Ключові слова: пориста перегородка, зернистый материал, стационарный і динамічний шар, вапняний пил, уловлювання.

Бойко В.М.

Computation of bulk porous partitions for catching lime dust.

The method of computing bulk porous partitions with stationary and dynamic layers has been analyzed on the basis of mathematical relations, defining dust-catching and aerodynamic characteristics of granular layers in terms of lime dust-catching.

Keywords: porous partitions, granular material, stationary and dynamic layer, lime dust, catching.

УДК 536.2:621.078

Веселовский В.Б., Босенко Т.М.

Математическое моделирование пульсационного нагрева твердых тел.

С. 39- 46.

Рус.

Библ.- 6 назв.

Представлены и проанализированы аналитические решения гиперболического и интегро-дифференциального уравнений теплопроводности при пульсационном режиме нагрева твердых тел. Общее решение получено для произвольных по времени длительности импульсов. Рассмотрен предельный случай пульсационного воздействия на материалы. Проведены численно-параметрические исследования уравнений гиперболического типа на предмет сходимости решений и выявления отклонения от интегро-дифференциального уравнения.

Ключевые слова: интегро-дифференциальное уравнение теплопроводности, пульсационный режим нагрева, длительность импульса,

общее решение, сходимость решения, пульсационное воздействие на материал.

Веселовський В.Б., Босенко Т.М.

Математичне моделювання пульсаційного нагріву твердих тіл.

Представлено та проаналізовано аналітичні розв'язки гіперболічного та інтегро-диференціального рівнянь теплопровідності при пульсаційному режимі нагріву твердих тіл. Загальний розв'язок отримано для довільних за часом тривалості імпульсів. Розглянуто граничний випадок пульсаційного впливу на матеріали. Проведено чисельно-параметричні дослідження рівнянь гіперболічного типу на предмет збіжності розв'язків і виявлено відхилення від інтегро-диференціального рівняння.

Ключові слова: інтегро-диференційне рівняння теплопровідності, пульсаційний режим нагріву, тривалість імпульсу, загальний розв'язок, збіжність розв'язку, пульсаційний вплив на матеріал.

Veselovskiy V.B., Bosenko T.M.

Mathematical modeling of pulsating heating of hard bodies.

Analytical solutions of hyperbolic and integro-differential equations of heat conductivity have been presented and analyzed for pulsating regime of hard bodies heating. General solution for time-independent impulses has been produced. The paper deals with the finite case of pulsating impact on materials. Numerical and parametrical study of hyperbolic equations has been done with the view to establishing solution convergence and indicating deviation from integro-differential equation.

Key words: integral-differential equations of heat conductivity, pulsation heating regime, impulse, duration, general solution, solutions convergence, pulsating impact on material.

УДК 536.2:621.078

Веселовский В.Б., Губин А.И.

Математическое моделирование лазерного термического упорочнения без плавления поверхности.

С. 47- 54.

Рус.

Библ.- 8 назв.

Разработана математическая модель лазерного термического упорочнения сплавов без плавления поверхности с учетом конечной скорости распространения тепла. Для решения задачи построена симметричная безусловно устойчивая разностная схема второго порядка аппроксимации по временной и пространственной переменным. Проведены расчеты и сравнение полей температуры и тепловых потоков для стали на основе предложенной модели и классической модели теплопроводности Фурье.

Ключевые слова: термическое упрочнение, лазерная обработка, симметричная разностная схема, конечная скорость распространения тепла, обобщенный закон теплопроводности, система дифференциальных уравнений первого порядка в частных производных.

Веселовський В.Б., Губін О.І.

Математичне моделювання лазерного термічного зміцнення без плавлення поверхні.

Розроблена математична модель лазерного термічного зміцнення сплавів без плавлення поверхні з урахуванням скінченної швидкості розповсюдження тепла. Для розв'язання задачі побудована симетрична безумовно стійка різницева схема другого порядку апроксимації за часовою та просторовою змінними. Проведені розрахунки й співставлення полів температури і теплових потоків для сталі на основі запропонованої моделі та класичної моделі теплопроводності Фур'є.

Ключові слова: термічне зміцнення, лазерна обробка, симетрична різницева схема, скінчена швидкість розповсюдження тепла, узагальнений закон теплопроводності, система диференціальних рівнянь першого порядку в часних похідних.

Veslovskiy V.B., Gubin A.I.

Mathematical modeling of laser thermal treatment without surface smelting.

Mathematical modeling of laser thermal treatment of alloys without surface smelting has been done in view of finite rate of heat distribution. For solving the problem, symmetrical unequivocally stable difference scheme of the second-order approximation of time and space variables has been developed. Temperature fields and heat flows for steel have been compared on the basis of the suggested model and classic Fourier heat conductivity model.

Key words: thermal treatment, laser treatment, symmetrical difference scheme, finite rate of heat distribution, generalized heat conductivity law, system of differential first-order equations in partial differentials.

УДК 662.612.125

Воробьева Л.А., Губинский В.И.

Сравнительные характеристики минирегенераторов с шариковой и трубной насадкой.

С. 55- 68.

Рус.

Библ.- 7 назв.

По результатам испытания минирегенератора с насадкой из металлических трубок проведена адаптация математической модели теплообмена в трубной насадке. Исследовано влияние продольной теплопроводности трубок на теплообмен в насадке. Выполнен сравни-

тельный анализ эффективности работы шарикового и трубчатого регенераторов.

Ключевые слова: минирегенератор, шариковая насадка, трубная насадка, математическая модель, теплопроводность, теплообмен.

Воробйова Л.О., Губинський В.Й.

Порівняльні характеристики мінірегенераторів з кульковою та трубною насадкою.

За результатами випробування мінірегенератора з насадкою з металевих трубок проведена адаптація математичної моделі теплообміну в трубній насадці. Досліджено вплив подовжньої теплопровідності трубок на теплообмін в насадці. Виконано порівняльний аналіз ефективності роботи кулькового і трубчастого регенераторів.

Ключові слова: мінірегенератор, кулькова насадка, трубна насадка, математична модель, теплопровідність, теплообмін.

Vorobiova L.A., Gubinsky V.I.

Comparative characteristics of mini-regenerators with ball and tube checker work.

The mathematical model of heat exchange in the tube checker work has been adapted following the results of testing mini-regenerators with metal tube checker work. The impact of longitudinal heat exchange of tubes on the heat exchange in the checker work has been studied. The comparative analysis of the work efficiency of ball and tube regenerators has been done.

Key words: mini-regenerators, ball checker work, tube checker work, heat exchange.

УДК 662.767:533:532.517.4

Гичёв Ю.А., Адаменко Д.С.

Анализ влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на характеристики парового котла и разработка технических решений.

С. 69- 80.

Рус.

Библ.- 6 назв.

Приведены результаты анализа влияния пульсационно-акустического сжигания топлива на эффективность работы парового котла. Разработана последовательность реализации технологии пульсационно-акустического сжигания топлива, и предложены технические решения для повышения эффективности применения акустических пульсаций в котельных агрегатах.

Ключевые слова: паровой котел, топка, пульсационно-акустическое сжигание топлива, эффективность.

Гичов Ю.О., Адаменко Д.С.

Аналіз впливу пульсаційно-акустичного спалювання палива на характеристики парового котла й розробка технічних рішень.

Наведено результати аналізу впливу пульсаційно-акустичного спалювання палива на ефективність роботи парового котла. Розроблено послідовність реалізації технології пульсаційно-акустичного спалювання палива, і запропоновані технічні рішення для підвищення ефективності застосування акустичних пульсацій у котельних агрегатах.

Ключові слова: паровий котел, топка, пульсаційно-акустичне спалювання палива, ефективність.

Gichov Y.A., Adamenko D.S.

Effect of pulse-acoustic fuel combustion on steam boiler characteristics and development of technical solutions.

The paper presents the results of the effect of pulse-acoustic fuel combustion on efficiency of steam boiler work. The sequence of technological steps for pulse-acoustic fuel combustion has been developed and technical solutions for raising the efficiency of using acoustic pulsations in boilers have been proposed.

Key words: steam boiler, oven, pulse-acoustic fuel combustion, efficiency.

УДК 532.525.6

Гичёв Ю.А., Перцевой В.А.

Анализ энергетических характеристик турбулентной газовой струи на основе математического моделирования.

С. 81- 91.

Рус.

Библ.- 7 назв.

Анализ энергетических характеристик газовой струи связан с разработкой систем газодинамической отсечки шлака. В результате обобщений экспериментальных данных сделаны постановка задачи и математическое моделирование турбулентной газовой струи. На основе математического моделирования проанализированы энергетические характеристики струи.

Ключевые слова: турбулентная газовая струя, модельная труба, сопло, давление, газодинамическая отсечка шлака.

Гічов Ю.О., Перцевий В.О.

Аналіз енергетичних характеристик турбулентного газового струменя на основі математичного моделювання.

Аналіз енергетичних характеристик газового струменя пов'язаний з розробкою систем газодинамічного відсічення шлаку. У результаті узагальнень експериментальних даних зроблена постановка задачі й математичне моделювання турбулентного газового струменя. На ос-

нові математичного моделювання проаналізовані енергетичні характеристики струменя.

Ключові слова: турбулентний газовий струмінь, модельна труба, сопло, тиск, газодинамічне відсічення шлаку.

Gichov Y.A., Persevov V.A.

Analysis of the turbulent gas jet energy characteristics on the basis of mathematical modeling.

Analysis of the turbulent gas jet energy characteristics is linked with the development of gas-dynamic system of slag separation. The task is set on the basis of experimental data generalization which allowed to do mathematical modeling of the turbulent gas jet. Energy characteristics of the jet have been analyzed on the basis of its mathematic modeling.

Key words: turbulent gas jet, model tube, nozzle, pressure, gas-dynamic slag separation.

УДК 536.24

Горбунов А.Д.

Определение коэффициента теплоотдачи при турбулентном течении в трубах и каналах аналитическим методом.

С. 92- 97.

Рус.

Библ.- 3 назв.

Приводится аналитический расчёт коэффициента теплоотдачи. Получены простые приближённые зависимости для расчёта коэффициента теплоотдачи при развитом турбулентном течении четырёх широко распространённых теплоносителей: воды, водяного пара, воздуха и продуктов сгорания среднего состава. Приводится проверка решений на адекватность, которая дала положительный результат.

Ключевые слова: коэффициент теплоотдачи, аппроксимация, турбулентное течение, водяной пар, продукты сгорания.

Горбунов О.Д.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі при турбулентній течії в трубах і каналах аналітичним методом.

Наводиться аналітичний розрахунок коефіцієнту тепловіддачі. Отримано прості наближені залежності для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі при розвиненому турбулентному потоці чотирьох широко розповсюджених теплоносіїв: води, водяної пари, повітря й продуктів згоряння середнього складу. Наводиться перевірка рішень на адекватність, яка дала позитивний результат.

Ключові слова: коефіцієнт тепловіддачі, апроксимація, турбулентна течія, водяна пара, продукти згорання.

Gorbunov A.D.

Assessment of heat irradiation factor of the turbulent flow in pipes and channels by the analytical method.

Analytical calculation of heat irradiation coefficient has been presented. The simple approximate relations for factor calculation of heat irradiation are received for the developed turbulent flow of four widespread heat carriers: water, water-steam, air and products of combustion for the average composition. The check of decisions on adequacy has yielded positive results.

Key words: factor of heat irradiation, turbulent flow, water steam, combustion products.

УДК 669.162.215

Горбунов А.Д., Глущенко Е.Л.

Расчёт радиального распределения температур аналитическим методом.

С. 98- 104.

Рус.

Библ.- 8 назв.

Получены аналитические решения по расчёту радиального распределения температур. Данные решения позволяют определять температуры на поверхности и в центре печи с учётом тепловых потерь.

Ключевые слова: радиальное распределение, тепловые потери, аналитические решения, стационарное поле температур.

Горбунов О.Д., Глущенко О.Л.

Розрахунок радіального розподілу температур аналітичним методом.

Отримані аналітичні рішення по розрахунку радіального розподілу температур. Дані рішення дозволяють визначати температури на поверхні й у центрі печі з урахуванням теплових втрат.

Ключові слова: радіальний розподіл, теплові втрати, аналітичні рішення, стаціонарне поле температур.

Gorbunov A.D., Glushchenko E.L.

Calculation of radial distribution of temperatures by analytical method.

Analytical solutions for radial distributions of temperatures have been obtained. They allow to determine temperatures on the surface and in the centre of the furnace taking into accounts heat losses.

Key words: radial distribution, heat losses, analytical solutions, stationary temperature field.

УДК 669.162.231

Грес Л.П., Миленина А.Е., Щурова Н.И., Карпенко С.А., Науменко А.А.

Исключение природного газа при отоплении воздухонагревателей доменных печей.

С. 105- 117.

Рус.

Библ.- 5 назв.

Рассмотрены вопросы использования теплоты отходящих дымовых газов для подогрева компонентов горения с целью исключения природного газа или значительного сокращения его доли в природно-доменной смеси при отоплении воздухонагревателей доменных печей. Изучено влияние влагосодержания доменного газа на необходимые для обеспечения температуры газов, входящих в насадку, доли природного газа в природно-доменной смеси. Выполнено сравнение параметров работы воздухонагревателя с использованием подогрева компонентов горения и с использованием природного газа на его отопление.

Ключевые слова: подогрев компонентов горения, влагосодержание доменного газа, коэффициент использования топлива.

Грес Л.П., Миленина О.Є., Щурова Н.І, Карпенко С.О., Науменко О.О.

Вилучення природного газу при опаленні повітрянагрівників доменних печей.

Розглянуто питання використання теплоти відхідних димових газів для підігріву компонентів спалення з метою вилучення природного газу або значного зниження його долі в природно-доменній суміші під час опалення повітрянагрівників доменних печей. Досліджено вплив вологовмісту доменного газу на необхідні для досягнення температури газів, що входять в насадку, долі природного газу в природно-доменній суміші. Виконано порівняння параметрів роботи повітрянагрівника з використанням підігріву компонентів спалення та використанням природного газу на опалення повітрянагрівника.

Ключові слова: підігрів компонентів спалення, вологовміст доменного газу, коефіцієнт використання палива.

Gres L.P., Milenina A.E., Shchurova N.I., Karpenko S.A., Naumenko A.A.

Natural gas elimination from the blast furnace stove heating.

The issues of exiting fume gas heat utilization for combustion components heating with the view of natural gas elimination or significant reduction of its part in the blast-furnace stoves are examined. The influence of moisture content in the blast gas on the natural gas proportion in the blast-furnace gas mixture which is necessary for maintaining temperature of the

gases entering the checker has been considered. The stove operating parameters for the mode of combustion components heating are compared with the natural gas utilization for its heating.

Key words: heating of combustion components, moisture content of blast gas, fuel utilization coefficient.

УДК669.162.2;669.046.5.001.2

Грес Л.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М.

Исследование влияния длительности периодов работы доменных воздухонагревателей (ВН) и паузы на эффективность нагрева дутья.

С. 118- 128.

Рус.

Библ.- 6 назв.

Проведен анализ параметров теплообмена в насадке доменного воздухонагревателя (ВН) за период паузы. Показано, что тепловые потери за время перекидки клапанов заметно снижают тепловую мощность воздухонагревателя. Уменьшение длительности паузы и работа с оптимальными длительностями периодов являются резервом повышения эффективности работы ВН.

Ключевые слова: доменный воздухонагреватель, длительность периодов, пауза, тепловые потери, оптимальность, эффективность.

Грес Л.П., Самойленко Т.В., Флейшман Ю.М.

Дослідження впливу тривалості періодів роботи доменних повітрянагрівачів (ПН) і паузи на ефективність нагріву дутьтя.

Проведено аналіз параметрів теплообміну у насадці доменного повітрянагрівача (ПН) за період паузи. Вказано, що теплові втрати за час перекидання клапанів помітно знижують теплову потужність повітрянагрівача. Зменшення тривалості паузи і робота з оптимальними тривалостями періодів є резервом підвищення ефективності роботи ПН.

Ключові слова: доменний повітрянагрівач, тривалість періодів, пауза, теплові втрати, оптимальність, ефективність.

Gres L.P., Samoilenko T.V., Fleishman Y.M.

Research into the effect of blast stove operational periods and break duration on the flow heating efficiency.

Parameters of heat exchange in the stove checker during the break have been analyzed. The paper demonstrates that heat losses during the valve reversing decreases the heat capacity of the stove. Shortening of the break duration and operation with optimal period duration potentially increase the efficiency of blast stove.

Key words: blast stove, period duration, break, heat loss, optimal operation, efficiency.

УДК 539.19

Дремов В.В., Недопекин Ф.В., Роговец О.В.

Движение фронта затвердевания в отливках с обратной конусностью.

С. 129- 138.

Рус.

Библ.- 5 назв.

Методом, основанным на понятии локального термодинамического потенциала с последующим привлечением вариационного исчисления и частичного интегрирования, решена задача о движении фронта затвердевания жидкого металла в плоской клинообразной изложнице с обратной конусностью, то есть слитков, уширенных книзу.

Ключевые слова: фронт затвердевания, вариационный метод, скорость затвердевания.

Дремов В.В., Недопьокін Ф.В., Роговець О.В.

Рух фронту твердіння в зливках з оберненою конусністю.

Методом заснованим на понятті локального термодинамічного потенціала з подальшим притягненням варіаційного числення та часткового інтегрування, розв'язана задача про рух фронту твердіння рідкого металу у плоскій клиноподібній виливниці з оберненою конусністю, тобто зливків, розширених донизу.

Ключові слова: фронт твердіння, варіаційний метод, швидкість твердіння.

Driomov V.V., Nedopiokin F.V., Rogovets O.V.

Motion of solidification front in ingots with reverse tapering.

The liquid metal solidification front motion problem in the flat wedge-shaped mould with reverse tapering (ingots widened downwards) has been solved by the method based on the notion of thermodynamic potential with the subsequent computation of variations and partial integration.

Key words: solidification front, variation method, hardening rate.

УДК 658.567.1: 662.613.125: 662.661.25

Ерёмин А.О.

Современные способы отопления нагревательных печей.

С. 139- 151.

Рус.

Библ.- 24 назв.

Проанализированы современные способы отопления топливных промышленных нагревательных печей с точки зрения качества нагрева металла, энерго- и ресурсосбережения и снижения количества вредных выбросов в атмосферу. Предложен новый объёмно-регенеративный способ сжигания топлива, применение которого в

промышленных нагревательных печах обеспечивает высокий уровень технико-экономических показателей. Приведены данные по результатам промышленной эксплуатации нагревательной печи с реализованным объемно-регенеративным сжиганием топлива.

Ключевые слова: нагревательная печь, способ отопления, объемно-регенеративный способ сжигания топлива.

Ерьомін О.О.

Сучасні способи опалювання нагрівальних печей.

Проаналізовано сучасні способи опалювання паливних промислових нагрівальних печей з точки зору якості нагріву металу, енерго- і ресурсозбереження і зниження кількості шкідливих викидів в атмосферу. Запропоновано новий об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива, вживання якого в промислових нагрівальних печах забезпечує високий рівень техніко-економічних показників. Наведено дані за результатами промислової експлуатації нагрівальної печі з реалізованим об'ємно-регенеративним спалюванням палива.

Ключові слова: нагрівальна піч, спосіб опалювання, об'ємно-регенеративний спосіб спалювання палива.

Eryomin A.O.

Modern ways of heating furnaces.

The paper analyzes modern ways of fuel industrial furnace heating from the perspective of metal heating quality, energy and resource savings and the reduction of harmful emission into the atmosphere. A new volumetrical regenerative way of fuel combustion ensuring the high level of technical and economic characteristics has been proposed. The data resulting from industrial operation of heating furnace with the implemented volumetric regenerative fuel combustion have been presented.

Key words: heating furnaces, way of heating, volumetrical regenerative way of fuel combustion.

УДК 504.3+662.62+621.311

Ильченко К.Д.

Исследование зависимости вредных выбросов в атмосферу от вида твердого топлива, сжигаемого на тепловых электрических станциях.

С. 152- 158.

Рус.

Библ.- 3 назв.

Расчетным методом определены выбросы в атмосферу загрязняющих веществ и парниковых газов тепловыми электрическими станциями Украины, работающими на разных видах твердого топлива.

Ключевые слова: антрацит, тощий, газовый угли, оксиды азота, серы, углерода, твердые частицы, тяжелые металлы, парниковые газы.

Льченко К.Д.

Дослідження залежності шкідливих викидів в атмосферу від виду твердого палива, що спалюється на теплових електричних станціях.

Розрахунковим методом визначено викиди в атмосферу забруднюючих речовин та парникових газів тепловими електричними станціями України, що працюють на різних видах твердого палива.

Ключові слова: антрацит, пісне, газове вугілля, оксиди азоту, сірки, вуглецю, тверді частки, важкі метали, парникові газы.

Ilchenko K.D.

Research into relation of harmful emission into the atmosphere to the kind of solid fuel burned at thermoelectric power plants.

Harmful emission of air pollutants and greenhouse gases into atmosphere by Ukrainian thermoelectric power plants using various kinds of solid fuel has been evaluated by computational method.

Key words: anthracite, lean coal, fiery coal, nitrogen oxide, sulfur oxide, carbon oxide, solid particles, heavy metals, greenhouse gases.

УДК 536:621.742

Ильченко К.Д., Маркелова А.В.

Влияние теплофизических свойств литейных смесей на качество отливок и производительность.

С. 159- 167.

Рус.

Библ.- 4 назв.

Исследовано влияние теплофизических свойств на качество отливок и производительность для захолаживающих, утепляющих, металлокерамических и литейных смесей из отходов промышленности и энергетики.

Ключевые слова: формовочные смеси, дробь, пыль, шлам, зола, алюминиевый порошок, теплоаккумулирующая способность, время застывания.

Льченко К.Д., Маркелова А.В.

Вплив теплофізичних властивостей ливарних сумішей на якість відливок і продуктивність.

Досліджено вплив теплофізичних властивостей на якість відливок і продуктивність для захолажуючих, утеплюючих, металлокерамічних і ливарних сумішей з відходів промисловості та енергетики.

Ключові слова: формувальні суміші, дріб, пил, шлам, зола, алюмінієвий порошок, теплоакумулююча властивість, час застигання.

Ilchenko K.D., Markelova A.V.

Dependence of castings quality and output rate on thermal and physical properties of casting mixtures.

The influence of thermal and physical properties on casting quality and output rate has been studied depending on the use of cooling, heat-keeping casting blends, sintering metal-ceramic mixture from industrial and power engineering wastes.

Key words: casting blend, grit, slime, char, aluminum powder, heat accumulating capacity, setting time.

УДК 553.2

Казяев М.Д., Гуцин С.Н., Лошкарев Н.Б., Мадисон В.В., Зырянов И.А.

Улучшение тепловой работы коксо-газовой вагранки для плавления базальтовых пород.

С. 168- 176.

Рус.

Библ.- 3 назв.

Во всем мире остро стоит проблема экономии энергоносителей, которая достаточно актуальна на сегодняшний день при стремительной индустриализации современного общества и ухудшении экологической обстановки. Одним из путей решения указанной проблемы является применение эффективной, недорогой в производстве, простой в эксплуатации, безопасной для людей и окружающей среды тепловой изоляции, в частности, волокнистых неорганических материалов, использование которых позволяет существенно снизить потери тепловой энергии. В то же время применение в строительстве стеновых панелей с минеральным утеплителем вместо кирпичной кладки сокращает толщину стен в 2,5 раза, а их массу - более чем в 10 раз.

Ключевые слова: коксо-газовая вагранка, плавление, базальтовые породы, снижение энергозатрат.

Казяев М.Д., Гуцин С.М., Лошкарев М.Б., Мадисон В.В., Зырянов И.О.

Поліпшення теплової роботи коксо-газової вагранки для плавлення базальтових порід.

У всьому світі гостро стоїть проблема економії енергоносіїв, яка досить актуальна на сьогоднішній день при стрімкій індустріалізації сучасного суспільства і погіршенні екологічної обстановки. Одним з шляхів вирішення вказаної проблеми є вживання ефективної, недорогої у виробництві, простої в експлуатації, безпечної для людей і довкілля теплової ізоляції, зокрема, волокнистих неорганічних матеріалів, використання яких дозволяє істотно знизити втрати теплової енергії. В той же час вживання в будівництві стінних панелей з мінераль-

ним утеплювачем замість цегельної кладки скорочує товщину стін в 2,5 рази, а їх масу – більш ніж в 10 разів.

Ключові слова: коксо-газова вагранка, плавлення, базальтові породи, зниження енерговитрат.

*Kaziayev M.D., Gyshchin S.n., Loshkariov N.B., Madison V.V., Zyri-
anov I.A.*

*Optimizing the heat work of the coke-gas cupola for smelting basalt
ores.*

Rapid industrialization of modern society and worsening of the ecological situation makes the problem of energy saving especially critical at the moment. One of the ways to solve this problem is to use efficient heat insulation which is easy-to-use, cheap in production, safe for people and environment. Such insulation may comprise fibrous non-organic materials, which allows to significantly reduce heat energy losses. Application of wall panels with mineral insulator instead of brickwork in construction allows to make walls 2,5 times thinner and more than 10 times lighter.

Key words: coke-gas cupola, smelting, basalt ores, energy, loss reduction.

УДК 669.162

Каракаш Е.А.

***Исследование аккумулирующей способности доменных воздухо-
нагревателей.***

С. 177- 181.

Рус.

Библ.- 5 назв.

Исследована аккумулирующая способность доменного воздухо-нагревателя. Рассмотрены различные варианты распределения температур по высоте регенеративной насадки. Определены ресурсо- и энергосберегающие режимы нагрева доменного воздухонагревателя.

Ключевые слова: доменный воздухонагреватель, аккумулирующая способность, регенеративная насадка, распределение температур, режим нагрева.

Каракаш Е.А.

Дослідження акумулюючої здатності доменних повітрянагрівачів.

Досліджено акумулюючу здатність доменного повітрянагрівача. Розглянуто різні варіанти розподілу температур по висоті регенеративної насадки. Визначені ресурсо- і енергосберігаючі режими нагрівання доменного повітрянагрівача.

Ключові слова: доменний повітрянагрівач, акумулююча здатність, регенеративна насадка, розподіл температур, режим нагріву.

Karakash E.A.

Research into accumulating capacity of blast stove.

The paper studies the accumulating capacity of the blast stove. Different variants of temperature distribution along the regenerative checker work have been considered. Resource- and energy- saving thermal regimes of the blast stove have been determined.

Key words: blast stove, accumulating capacity, regenerative checker, temperature distribution, thermal regimes.

УДК 621.78.013

Лазич Ладислав (Lazić Ladislav), Бровкин В.Л., Гупало В.И., Гупало Е.В.

Косвенный радиационный теплообмен в камерных печах при использовании плоскопламенных горелок.

С. 182- 197.

Рус.

Библ.- 10 назв.

Выполнен расчетный и экспериментальный анализ теплообмена в камерной печи при использовании плоскопламенных горелок при различной высоте печи. Показана адекватность математической модели результатам эксперимента. Показано влияние коэффициента теплоотдачи от дыма к металлу на эффективность косвенного радиационного теплообмена.

Ключевые слова: камерная печь, радиационный теплообмен, плоскопламенная горелка, коэффициент теплоотдачи.

Лазіч Ладіслав, Бровкін В.Л., Гупало В.І., Гупало О.В.

Непрямої радіаційний теплообмін в камерних печах при використанні плоскополум'яних пальників.

Виконано розрахунковий та експериментальний аналіз теплообміну в камерній печі при використанні плоскополум'яних пальників при різній висоті печі. Показано адекватність математичної моделі результатам експерименту. Показано вплив коефіцієнта тепловіддачі від диму до металу на ефективність непрямого радіаційного теплообміну.

Ключові слова: камерна піч, радіаційний теплообмін, плоскополум'яний пальник, коефіцієнт тепловіддачі.

Lazic Ladislav, Brovkin V.L., Gupalo V.I., Gupalo O.V.

Indirect radiant heat exchange in chamber furnaces for flat-flame burners.

Computational and experiential analysis of heat exchange in the chamber furnace with flat-flame burners has been done for different furnace heights. The adequacy of the mathematical model to the experiment results has been confirmed. The effect of heat-irradiation from smoke to metal on the efficiency of indirect radiant heat exchange has been demonstrated.

Key words: chamber furnace, radiant heat exchange, flat-flame burner, heat-irradiation coefficient.

УДК 621.78.084.001.57

Лаптев А.М., Захарчук С.С., Вейнов А.М.

Компьютерное моделирование спреерной закалки прокатных валков.

С. 198- 204.

Рус.

Библ.- 6 назв.

Показана методика конечноэлементного моделирования поля температуры при спреерной закалке крупных прокатных валков. Применение методики проиллюстрировано результатами расчета распределения температуры при закалке валка из стали 70X3ГНМФ на спреерной установке Новокраматорского машиностроительного завода.

Ключевые слова: спреерная закалка, прокатный валок.

Лаптев О.М., Захарчук С.С., Вейнов А.М.

Компьютерне моделювання спреєрного гартування прокатних валків.

Показано методику кінцевоелементного моделювання поля температури при спреєрному гартуванні великих прокатних валків. Застосування методики проілюстроване результатами розрахунку розподілу температури при гартуванні валка зі сталі 70X3ГНМФ на спреєрній установці Новокраматорського машинобудівного заводу.

Ключові слова: спреєрне гартування, прокатний валок.

Laptev A.M., Zakharchuk S.S., Veinov A.M.

Computer modeling of spray quenching of rollers.

The method of finite-element modeling of the temperature field during the spray quenching of big rollers has been presented. The method application has been illustrated by the computation of temperature distribution for quenching the rollers made of steel 70X3ГНМФ on the spray unit at Novokramatorsk machine-building plant.

Keywords: spray quenching, roller.

УДК 666.92:536.12

Мануйленко А.А.

Тепловая обработка известняка в адиабатных условиях.

С. 205- 210.

Рус.

Библ.- 5 назв.

На основе ранее полученных решений задачи диссоциации известняка с использованием квазистационарного приближения разработана методика определения динамики перемещения фронта хими-

ческого превращения при выдержке в адиабатных условиях. Проведен анализ влияния начальной температуры поверхности куска материала и степени его обжига на время тепловой обработки в адиабатных условиях. Определено влияние выдержки материала после зоны обжига в адиабатных условиях на качество получаемой извести.

Ключевые слова: адиабатическая выдержка, диссоциация, химическое превращение, известняк, известь, фронт реакции, реакционная способность.

Мануйленко О.О.

Теплова обробка вапняку в адиабатних умовах.

На підґрунті раніш одержаних рішень задачі дисоціації вапняку з використанням квазістаціонарного наближення розроблено методику визначення динаміки переміщення фронту хімічного перетворення за витримки в адиабатних умовах. Проведено аналіз впливу початкової температури куску матеріалу та ступеня його випалу на час теплової обробки в адиабатних умовах. Визначено вплив витримки матеріалу після зони випалу в адиабатних умовах на якість одержуваного вапна.

Ключові слова: адиабатична витримка, дисоціація, хімічне перетворення, вапняк, вапно, фронт реакції, реакційна здатність.

Manuilenko A.A.

Thermal processing of limestone in adiabatic conditions.

Departing from the solutions of the problem related to dissociation of limestone using quasi-stationary approach, received earlier, the method of defining the motional dynamics of the chemical transformation under endurance in adiabatic conditions has been developed. The research into the influence of the material surface initial temperature and the range of its calcinizing during its thermal processing in adiabatic conditions has been conducted. The influence of the material setting after calcinizing zone in the adiabatic conditions on the quality of the derivable lime has been defined.

Key words: adiabatic setting, dissociation, chemical transformation, limestone, lime, reaction front, reactivity.

УДК 532

Павленко А.М., Кошлак А.В.

Особенности управления процессами формирования структуры и свойств пористых тел.

С. 211- 220.

Рус.

Библ.- 6 назв.

В работе предложена математическая модель динамики паровой фазы (парового пузырька), возникающей и развивающейся в объеме гелеобразной сырьевой массы при нагреве в процессе производства

пористого материала, которая дает возможность детально изучить данные процессы.

Ключевые слова: паровая фаза, нагрев, пористый материал, сырьевая смесь, пористость.

Павленко А.М., Кошлак Г.В.

Особливості управління процесами формування структури і властивостей пористих тіл.

У роботі запропонована математична модель динаміки парової фази (парового пухирця), яка виникає й розвивається в обсязі гелеоподібної сировинної маси при нагріванні в процесі виробництва пористого матеріалу, що дає можливість детально вивчити дані процеси.

Ключові слова: парова фаза, нагрів, пористий матеріал, сировинна суміш, пористість.

Pavlenko A.M., Koshlak A.V.

Peculiarities of controlling porous solids' structure and properties formation processes.

The paper presents the mathematical model of a vapor phase (vapor bubble) dynamics. This phase is emerging and developing in the gel-like raw mass while heating in the process of porous material production. The model provides the possibility to make a thorough research into these processes.

Key words: vapor phase, heating, porous material, raw blend, porosity.

УДК 662.764

Пинчук В.А., Губинский М.В., Потанов Б.Б.

Использование водоугольного топлива и продуктов его переработки в энергетике и металлургии.

С. 221- 227.

Рус.

Библ.- 6 назв.

Проведен анализ характеристик водоугольного топлива и особенностей его термической переработки, определены перспективные направления его использования в энергетике и металлургии. Приведена принципиальная схема циклонного газификатора для переработки водоугольного топлива, а также технологическая схема установки для исследования процесса газификации водоугольного топлива.

Ключевые слова: водоугольное топливо, циклонный газификатор.

Пінчук В.О., Губинський М.В., Потанов Б.Б.

Використання водовугільного палива і продуктів його переробки в енергетиці і металургії.

Проведено аналіз характеристик водовугільного палива й особливостей його термічної переробки, визначені перспективні напрямки його використання в енергетиці і металургії. Приведено принципову

схему циклоного газифікатора для переробки водовугільного палива, а також технологічна схема установки для дослідження процесу газифікації водовугільного палива.

Ключові слова: водовугільне паливо, циклонний газифікатор.

Pinchuk V.A., Gubinsky M.V., Potapov B.B.

Utilization of water-coal fuel and its processing products in energy-production and metallurgy.

The paper presents the analysis of the characteristics water-coal fuel and thermal processing, identifies promising directions of its use in energy and metallurgy. The principal scheme of cyclone gasifier for processing water-coal fuel, and also the technological scheme of the unit for the study of gasification process of coal-water fuel are given.

Keywords: water-coal fuel, cyclone gasifier.

УДК 662.764; 536.7

Пинчук В.А., Потанов Б.Б., Шарабура Т.А.

Использование термодинамических показателей для оценки энергетической и технологической ценности различных марок углей.

С. 228- 235.

Рус.

Библ.- 4 назв.

Для оценки энергетической ценности углей Украины и выбора рационального направления их применения определена энтальпия образования углей различных марок и месторождений Украины. Установлено влияние влажности и зольности угля на энтальпию его образования. Рассчитаны адиабатические температуры процессов сжигания, воздушной и кислородной газификации.

Ключевые слова: уголь, энтальпия образования угля, влажность, зольность.

Пінчук В.О., Потанов Б.Б., Шарабура Т.А.

Використання термодинамічних показників для оцінки енергетичної і технологічної цінності різних марок вугілля.

Для оцінки енергетичної цінності вугілля України і вибору раціонального напрямку їх вживання визначено ентальпію утворення вугілля різних марок і родовищ України. Встановлено вплив вологості і зольності вугілля на ентальпію його утворення. Розраховано адиабатичні температури процесів спалювання, повітряній і кисневій газифікації.

Ключові слова: вугілля, ентальпія утворення вугілля, вологість, зольність.

Pinchuk V.A., Potapov B.B., Sharabura T.A.

Assessment of energy and technological values of different coals by thermodynamic indexes.

To assess the energy value of coal in Ukraine and make the rational choice of their application, the enthalpy of coal formation for different grades and deposits of Ukraine has been determined. The influence of moisture and ash content of coal on the enthalpy of its formation has been established. The adiabatic temperatures of combustion processes, air and oxygen gasification have been calculated.

Keywords: coal, enthalpy of coal formation, moisture content, ash content.

УДК 669.2

Потапов Б.Б., Пинчук В.А., Шелудько И.Б.

Принципиальные решения энерготехнологического комбинирования при переработке железосодержащих шламов металлургического производства.

С. 236- 241.

Рус.

Библ.- 4 назв.

Представлен энерготехнологический комплекс по переработке шламов металлургического производства. Основу установки составляет реактор, в котором производится офлюсованный железистый расплав. Утилизация химического и теплового потенциала газов из реактора осуществляется в паротурбинном и газотурбинном циклах.

Ключевые слова: железосодержащие шламы, реактор, офлюсованный железистый расплав, утилизация газов, паротурбинный цикл, газотурбинный цикл.

Потапов Б.Б., Пинчук В.О., Шелудько И.Б.

Принципові вирішення енерготехнологічного комбінування при переробці залізовмісних шламів металургійного виробництва.

Представлено енерготехнологічний комплекс з переробки шламів металургійного виробництва. Основу установки складає реактор, в якому виробляється офлюсований залізистий розплав. Утилізація хімічного і теплового потенціалу газів з реактора здійснюється в паротурбінному і газотурбінному циклах.

Ключові слова: залізовмісні шлами, реактор, офлюсований залізистий розплав, утилізація газів, паротурбінний цикл, газотурбінний цикл.

Potapov B.B., Pinchuk V.A., Sheludko I.B.

Fundamental solutions of energotechnological combining during the processing of iron-bearing slime in metallurgical production.

Energy-technological complex of slime processing in metallurgical production has been presented. The installation is based on a reactor in which fluxed ferriferous melt is produced. Chemical and thermal potential of gases from the reactor is utilized in steam-turbine and gas-turbine cycles.

Key words: iron-bearing slime, reactor, fluxed ferriferous melt, gas, utilization, steam-turbine cycle, gas-turbine cycle.

УДК 621.783.224.2: 681.536.5

Радченко Ю.Н., Сапов В.Ф., Шибакинский В.И., Иванов В.И.

Управление качеством сжигания топлива в рекуперативных колодцах с отоплением из центра пода.

С. 242- 245.

Рус.

Библ.- 2 назв.

Разработана новая система автоматического регулирования (АСР) тепловым режимом рекуперативного нагревательного колодца на основе датчика кислорода в дымовых газах.

Ключевые слова: рекуперативный нагревательный колодец, качество сжигания топлива, система автоматического регулирования.

Радченко Ю.М., Сапов В.Ф., Шибакінський В.І., Іванов В.І.

Управління якістю спалювання палива в рекуперативних нагрівальних колодцях з опаленням з центру подини.

Розроблено нову систему автоматичного регулювання (САР) тепловим режимом рекуперативного нагрівального колодця на основі датчика кисню у димових газах.

Ключові слова: рекуперативний нагрівальний колодязь, якість спалювання палива, система автоматичного регулювання.

Radchenko Y.N., Sapov V.F., Shibakinskij V.I., Ivanov V.I.

Quality control of fuel combustion in recuperative soaking pits with central hearth heating.

A new system of automatic regulation (ARS) heat mode of recuperative soaking pit on the basis of the oxygen sensor in the fuel gases has been developed.

Key words: recuperative soaking pit, quality of fuel combustion, system of automatic regulation.

УДК 621.746: 669.18

Романько Я.В., Решетняк С.И.

Исследование сушки наливной футеровки промежуточного ковша.

С. 246- 254.

Рус.

Библ.- 9 назв.

Приведены результаты исследования сушки наливной футеровки промежуточного ковша машины непрерывного литья заготовок с помощью комплексной математической модели. Рассмотрено влияние

характеристик системы отопления на скорость разогрева футеровки и процесс сушки.

Ключевые слова: сушка, промежуточный ковш, наливная футеровка, машина непрерывного литья заготовок, математическая модель.

Романько Я.В., Решетняк С.І.

Дослідження сушки наливної футерівки проміжного ковша.

Приведено результати дослідження сушки наливної футерівки проміжного ковша машини безперервного литва заготовок за допомогою комплексної математичної моделі. Розглянуто вплив характеристик системи опалювання на швидкість розігрівання футерівки і процес сушки.

Ключові слова: сушка, проміжний ківш, наливне футерування, машина безперервного литва заготовок, математична модель.

Romanko Y.V., Reshetnyak S.I.

Studying the drying process in the filling lining of the pouring box.

Results of studying the drying process in the filling lining of the intermediary box in the continuous casting machine are based on a complex mathematical model. The heating system effect on the lining heating and drying progress are considered.

Key words: drying, filling lining, runner box, continuous casting machine, mathematical model.

УДК 536.24

Румянцев В.Д.

Выравнивание температур в теле при постоянной энтальпии $i_o=const$.

С. 255- 258.

Рус.

Библ.- 2 назв.

Приводится математическое описание процесса выравнивания температур в теле при постоянной энтальпии.

Ключевые слова: температура, тело, энтальпия.

Проводиться математичний опис процесу вирівнювання температур в тілі при постійній теплокількості.

Ключові слова: температура, тіло, теплокількість.

Rumyantsev V.D.

Temperature uniformity in a body under constant enthalpy $i_o=const$.

Mathematical description of temperature uniformity process in a body under constant enthalpy.

Key words: temperature, body, enthalpy.

УДК 621.783.2: 669.95

Сибирь А.В., Решетняк С.И., Губинский В.И.

Моделирование сжигания топлива и сложного теплообмена в колодце с центральной регенеративной горелкой.

С. 259- 272.

Рус.

Библ.- 3 назв.

В статье приведены результаты исследования температурных полей газов в рабочей камере регенеративного нагревательного колодца и тепловых потоков на нагреваемые слитки с помощью комплексной математической модели. Рассмотрено влияние конструктивных характеристик регенеративных горелок на температурное поле печи.

Ключевые слова: моделирование, математическая модель, теплообмен, нагревательный колодец, регенеративная горелка.

Сибір А.В., Решетняк С.І., Губинський В.Й.

Моделювання спалювання палива і складного теплообміну в колодязі з центральним регенеративним пальником.

У статті наведені результати дослідження температурних полів газів в робочій камері регенеративного нагрівального колодязя і теплових потоків на злитки, що нагріваються, за допомогою комплексної математичної моделі. Розглянуто вплив конструктивних характеристик регенеративних пальників на температурне поле печі.

Ключові слова: моделювання, математична модель, теплообмін, нагрівальний колодязь, регенеративний пальник.

Sybir A.V., Reshetnyak S.I., Gubinsky V.I.

Modeling of fuel combustion and complex heat exchange in the well with the central regenerative burner.

The paper presents the results of the research in the gas temperature fields in the operating chamber of the regenerative heating well and heat flows on the heated ingots by means of complex mathematical model. The effect of design characteristics of regenerative burners on the furnace temperature field has been considered.

Key words: modeling, mathematical model, heat exchange, heating well, regenerative burner.

УДК 621.1.016:669.183.213.2

Сысоева Т.Е., Абраменков Ю.Я.

Конечно-разностное решение задачи нагрева (охлаждения) неподвижного пористого слоя материала на основе уточненной физической модели движения газа.

С. 273- 287.

Рус.

Библ.- 12 назв.

В работе представлена конечно-разностная постановка задачи нагрева (охлаждения) пористого слоя материала потоком газа, учитывающая изменение этого объема газа, вследствие теплообмена с материалом неподвижного слоя с учетом потерь теплоты теплопроводностью через ограничивающие стенки камеры слоя. Предложена методика расчета процесса нагрева (охлаждения) материала слоя, которая, имея особенности существующих методик, дополнительно дает информацию о продвижении конкретных объемов газа по слою. Приведены результаты расчетов по этой методике в сравнении с результатами экспериментов и расчетов по существующим методикам.

Ключевые слова: температура, тело, энтальпия.

Сисоева Т.С., Абраменков Ю.Я.

Скінчено-різницевий розв'язок задачі нагрівання (охолодження) нерухомого пористого шару матеріалу на основі уточненої фізичної моделі руху газу.

У роботі представлена кінцево-різницева постановка задачі нагрівання (охолодження) пористого шару матеріалу потоком газу, що враховує зміну цього об'єму газу, унаслідок теплообміну з матеріалом нерухомого шару з урахуванням втрат теплоти теплопровідністю через обмежуючі стінки камери шару. Запропоновано методику розрахунку процесу нагрівання (охолодження) матеріалу шару, яка, маючи особливості існуючих методик, додатково дає інформацію про просування конкретних об'ємів газу по шару. Результати розрахунків за цією методикою порівняно з результатами експериментів і розрахунків за існуючими методиками.

Ключові слова: температура, тіло, ентальпія.

Sysoieva T.E., Abramenzov Y.Y.

Finite-difference solution for the heating-cooling equation of immobile porous layer of material on the basis of the specified physical model of gas motion.

The paper presents the finite-difference solution for the heating-cooling problem of material porous layer by gas flow, taking into account the gas volume change due to heat exchange between the gas and the immobile layer material given heat loss via heat conduction through the boundary walls of the layer chamber. The method of calculation of the heating-cooling process of the layer material is proposed. It is characterized by the existing methods features and gives additional information about the motion of the concrete gas bulks along the layer. The results of calculation by this method are compared with the experimental date and the results obtained by traditional methods.

Key words: temperature, body, enthalpy.

УДК 621.314

Усенко А.Ю., Шевченко Г.Л., Губинский С.М., Кремнева К.В., Шишко Ю.В., Федоров С.С.

Оценка снижения эмиссии парниковых газов при использовании процессов пиролиза биомассы.

С. 288- 296.

Рус.

Библ.- 6 назв.

На основе показателя удельного снижения выбросов парниковых газов, выполнен анализ снижения эмиссии парниковых газов в атмосферу при замене ископаемого топлива продуктами пиролиза биомассы.

Ключевые слова: биомасса, пиролиз, парниковые газы, удельное снижение выбросов.

Усенко А.Ю., Шевченко Г.Л., Губинський С.М., Кремнева К.В., Шишко Ю.В., Федоров С.С.

Оцінка зниження емісії парникових газів при використанні процесів піролізу біомаси.

На основі показника питомого зниження викидів парникових газів, надано аналіз зниження емісії парникових газів в атмосферу при зміні викопного палива продуктами піролізу біомаси.

Ключові слова: біомаса, піроліз, парникові гази, питоме зниження викидів.

Usenko A.Y., Shevchenko G.L., Gubinskyu S.M., Kremniova K.V., Shishko Y.V., Fiodorov S.S.

Evaluation of greenhouse emission reduction during biomass pyrolysis.

Greenhouse emission reduction owing to the replacement of fossil fuel by biomass pyrolysis products has been analyzed on the basis of specific decrease index of greenhouse emission.

Key words: biomass, pyrolysis, greenhouse gases, specific emission reduction.

УДК 669.162-669.181.4

Форись С.М., Федоров С.С., Федоров О.Г.

Результати досліджень теплової роботи шахтної вапняно-випалювальної печі на природному газі.

С. 297- 306.

Укр.

Библ.- 5 назв.

На основі математичного моделювання досліджено вплив режимних параметрів на показники роботи протиточної шахтної вапняно-випалювальної печі, що працює на природному газі. В якості основ-

них показників роботи печі розглянуті структура видаткових статей теплового балансу та ступінь випалу вапняку.

Ключові слова: вапно, шахтна піч, вапняно-випалювальна піч, природний газ, математичне моделювання, тепловий баланс, ступінь випалу вапняку.

Форис С.Н., Федоров С.С., Федоров О.Г.

Результаты исследований тепловой работы шахтной известково-обжиговой печи на природном газе.

На основе математического моделирования выполнено исследование влияние режимных параметров на показатели работы противоточной шахтной известково-обжиговой, которая работает на природном газе. В качестве основных показателей работы печи рассмотрены структура расходных статей теплового баланса и степень обжига известняка.

Ключевые слова: известь, шахтная печь, известково-обжиговая печь, природный газ, математическое моделирование, тепловой баланс, степень обжига известняка.

Foris S.M., Fyodorov S.S., Fyodorov O.G.

Results of research into the heat work of the shaft lime-burning furnace fired by natural gas.

Mathematical modeling has allowed to research into the effect of regime parameters on the operational indexes of the reverse shaft lime-burning furnace working on natural gas. The structure of the expenditure items of the heat balance and the degree of lime burning are assumed as the main parameters of the furnace operation.

Key words: lime, shaft furnace, lime-burning furnace, natural gas, mathematical modeling, heat balance, degree of lime burning.

UDC 532.771

Ladislav Lazić, Augustin Varga, Vladimir L. Brovkin, Jan Kizek

Influence analysis of the structural defects in the casting load on the heating rate.

P. 307- 319.

English.

Bibliography- 9 назв.

The object of this paper was to examine the structural defects that influence the mechanical properties of circular cross-section continuous steel casting (API N80) intended for the rolling mill production of the seamless tubes. The values of ultimate strength for tensile specimens at different temperatures are obtained from the standard tensile test. Optical and Scanning Electron Microscope (SEM) are used in investigations of the microstructural features of material structure and defects. The mathematical model of heating process of steel load in the rotary-hearth furnace, which

enables the required thermal analysis, was constructed on the basis of the finite element method (FEM). Transient heat conduction and thermal stress analysis were performed in order to determine the heating rate and, via the temperature variation throughout the structure, thermal stresses and deformations.

Key words: casting, heating rate, structural defects, mathematical model.

Ладислав Лазич, Августин Варга, Владимир Бровкин, Ян Кизек.

Анализ влияния структурных дефектов отливки на скорость нагрева.

Цель статьи – исследование структурных дефектов, влияющих на механические свойства поперечного сечения стальной заготовки, получаемой методом непрерывной отливки на прокатном стане для производства бесшовных труб, на результат испытаний на прочность. Рассчитаны величины оптимальной нагрузки на образцы при различных температурных режимах. Для исследования микроструктуры материалов и ее дефектов был использован оптический сканирующий электронный микроскоп. Математическая модель процесса нагрева стальной отливки в печи, позволяющая выполнить необходимый тепловой анализ, построена на основе метода конечных элементов. Анализ удельной теплопроводности и тепловой нагрузки выполнен для определения скорости нагрева и с учетом разницы температур по структуре, тепловых нагрузок и деформаций.

Ключевые слова: отливка, скорость нагрева, структурные дефекты, математическая модель.

Ладіслав Лазіч, Августин Варга, Володимир Бровкин, Ян Кизек.

Аналіз впливу структурних дефектів відливок на швидкість нагрівання.

Мета статті – дослідження структурних дефектів, що впливають на механічні властивості поперечного перетину сталеві заготовки, яка виробляється методом безперервного відливання на прокатному стані для виробництва безшовних труб, на результат випробувань на міцність. Розраховано величини оптимального навантаження на зразки при різних температурних режимах. Для дослідження микроструктури матеріалів і її дефектів використано оптичний скануючий електронний мікроскоп. Математична модель процесу нагрівання сталеві відливки в печі, що дозволяє виконати необхідний тепловий аналіз, побудована на основі методу кінцевих елементів. Аналіз питомої теплопроводності і теплового навантаження виконано для визначення швидкості нагрівання і з врахуванням різниці температур по структурі, теплових навантажень і деформацій.

Ключові слова: відливка, швидкість нагрівання, структурні дефекти, математична модель.

УДК 621.3.036:661.666.2

Яковлева И.Г., Назаренко И.А.

Анализ существующих способов нагрева емкостей при хранении пека.

С. 320- 323.

Рус.

Библ.- 4 назв.

Рассмотрены существующие способы нагрева и хранения высокотемпературного пека.

Ключевые слова: высокотемпературный пек, резервуар, электронагрев.

Яковлева І.Г., Назаренко І.А.

Аналіз існуючих способів нагрівання ємностей для зберігання пеку.

Розглянуті існуючі засоби нагрівання та зберігання високотемпературного пеку.

Ключові слова: високотемпературний пек, резервуар, електронагрів.

Yakovleva I.Y., Nazarenko I.A.

Analysis of the existent ways of heating containers for storing char.

The object of this paper is to analyze the ways of heating and storing high-temperature char.

Key words: high-temperature char, container, electrical heating.

Збірник наукових праць
Міністерство освіти і науки України
Національна металургійна академія України

МЕТАЛУРГІЙНА ТЕПЛОТЕХНІКА

Російською, українською та англійською мовами

Технічний редактор **О.В. Гупало**
Коректор **В.О. Гореленко**

Здано на складання 16.06.08. Рекомендовано до друку Вченою радою
Національної металургійної академії України (протокол № 5 від 27.06.2008.)
Підписано до друку 27.06.08. Формат 84x108/32 Папір офсетний.
Умовн. друк. арк. 19,3. Тираж 300 прим.

Видавництво «Нова ідеологія».
49044, м. Дніпропетровськ, вул. Гоголя, 15-а.
Свідоцтво ДК № 191 від 20.09.2000 р.

Віддруковано ПП Шевелєв Є.О.
Свідоцтво про внесення до державного реєстру
Серія В00 № 677317 від 11.01.2007 р.
52005, с. Ювілейне, вул. Фрунзе 8/11
Замовлення №

М 54 **Металургійна теплотехніка:** Збірник наукових праць Національної металургійної академії України. – Дніпропетровськ: «Нова ідеологія», 2008.– 328 с.

ISBN 978-966-8050-52-7

До цього збірника увійшли статті з теплотехніки та енергетики в металургії, ефективного використання палива, моделювання та експериментального дослідження теплофізичних процесів.

УДК 574:621.1
ББК 31.391Я46