

РОЗДІЛ «ТЕПЛОТЕХНІКА. ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА»

УДК 669.162.1

МНЫХ А.С., к.т.н., доцент

Запорожская государственная инженерная академия

ИССЛЕДОВАНИЕ СЕГРЕГАЦИИ ГРАНУЛ ПО ВЫСОТЕ СЛОЯ,
ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ ИСКЛЮЧЕНИЕ
НЕРАВНОМЕРНОЙ ТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ ОКАТЫШЕЙ

Введение. Промышленные окатыши получают путем их высокотемпературной обработки в обжиговых агрегатах. В настоящее время используется три типа агрегатов: шахтные печи, конвейерные машины и комбинированные установки. На сегодня агрегаты конвейерного типа являются самыми распространенными при производстве окучкованного железорудного сырья на территории Украины и стран СНГ в связи с эффективностью и экономичностью данной схемы производства.

В современных условиях среди различных показателей качества окучкованного железорудного сырья наиболее важным является механическая прочность, которая лимитирует уровень форсирования доменной плавки и сокращения расхода твердого топлива на выплавку чугуна. Механическая прочность окатышей зависит как от физико-химических показателей сырья, так и от технологических факторов его обработки в процессе окучкования. При этом существенное значение имеет интенсивность температурно-временного режима обжига.

Постановка задачи. Опыт эксплуатации конвейерных обжиговых машин показал, что основная масса низкокачественных обожженных окатышей образуется в нижних горизонтах слоя, что связано с неравномерностью их температурного режима обжига во времени по высоте материала. Низкое качество окатышей связано с ограниченным временем их пребывания при температуре обжига.

Известно, что время протекания физико-химических процессов при термической обработке окатышей зависит от их размера. Таким образом, актуальным становится вопрос определения требуемой сегрегации фракций окатышей по высоте слоя, а также времени и количества энергии, необходимой для нагрева окатыша заданного размера до требуемой температуры $1250 \div 1300^\circ\text{C}$ и полного завершения процессов термоупрочнения.

В связи с тем, что в настоящее время окатыши на обжиговую машину загружаются с помощью роликового укладчика, не позволяющего обеспечить разделение классов крупности окатышей, в работе целесообразно рассмотреть изменение конструкции узла загрузки для создания требуемого распределения окатышей со средним диаметром d_{cp} по высоте слоя.

Результаты работы. Для производства обожженных окатышей в условиях ЦГОК масса тонкоизмельченного железорудного материала предварительно окомковывается с целью получения сырых окатышей, гранулометрический состав которых приведен в табл. 1.

Таблица 1 – Гранулометрический состав сырых окатышей ЦГОК

	Фракции, мм					
	+16	16-12	12-10	10-8	-8	
Доля, %	7,6	52,5	34,1	4,7	1,1	100
d_{cp} , мм	18	14	11	9	5	12,947

Распространенность в природе магнетитовых руд, а также высокие технико-экономические показатели магнетитовых способов обогащения привели к тому, что окатыши, в основном, изготавливают из магнетитовых концентратов. Химический состав окатышей, подготовленных к термической обработке, представленный в табл.2, имеет существенное влияние на тепловой режим и физико-химические реакции, протекающие в окатыше при обжиге.

Таблица 2 – Химический состав сырых окатышей

	Концентрат	Бентонит	Флюс
Доля, %	97,18	0,82	2
Feобщ	69,5	3,17	3,75
FeO	28,25	0,63	0,2
SiO ₂	2,58	54,91	11,37
Al ₂ O ₃	0,1	15,08	25,31
CaO	0,09	6,99	25,68
MgO	0,18	1,72	0,56
MnO	0,02	1,16	0,37

Технологический процесс обжига окатышей протекает с непрерывным выделением и поглощением значительного количества тепловой энергии. Для ее численного определения разобьем слой материала, обжигаемого на паллете конвейерной машины, на единичные объемы и рассмотрим процессы, составляющие тепловой баланс в объеме P (рис.1).

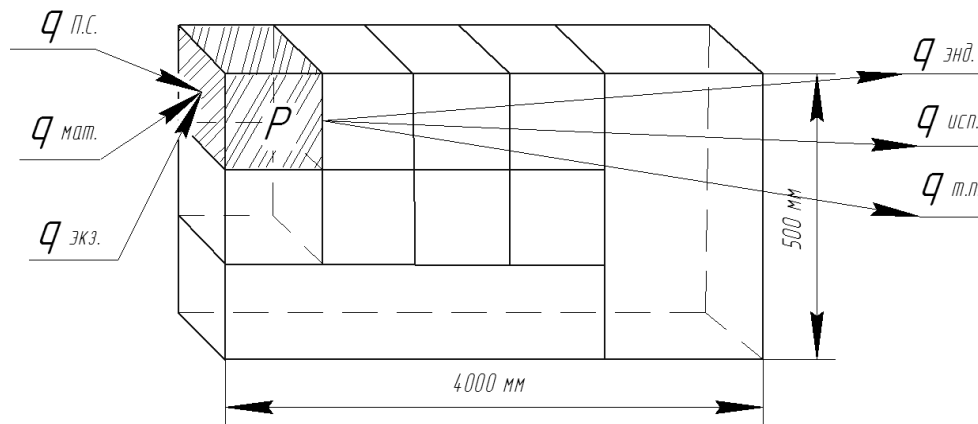


Рисунок 1 – Единичный расчетный объем слоя обжигаемых окатышей

Основным источником тепловой энергии, поступающей в единичный объем, является теплота продуктов сгорания топлива, просасываемых через слой. Для количественного определения объемов теплоты, выделяемой по пяти зонам обжиговой машины, воспользуемся формулой:

$$q_{п.с.} = S_{п} \omega_{п.с.} t c_{п.с.} T_{п.с.} \rho_{п.с.}, \quad (1)$$

где $S_{п}$ – площадь единичной поверхности элемента, м²; $\omega_{п.с.}$ – скорость движения продуктов сгорания, м/с; t – время термообработки в каждой зоне I-V, с; $c_{п.с.}$ – теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кг·°C); $\rho_{п.с.}$ – плотность продуктов сгорания, кг/м³; $T_{п.с.}$ – температура продуктов сгорания, °C; $T_{п.с.} = (T_M - 100)$ – температура газов определяется по результатам моделирования процесса на тепловой модели обжига окатышей [1].

Тепло, вносимое сырыми окатышами, можно определить следующим образом:

$$q_{мат} = V \rho_m c_m T_m (1 - \varepsilon) \vartheta, \quad (2)$$

где V – объем расчетного элемента, м³; c_m – теплоемкость сырых окатышей, кДж/(кг·°C);

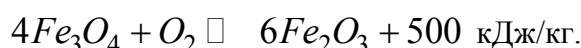
T_m – температура окатышей, °С; ρ_m – плотность окатышей, кг/м³; ε – порозность слоя; \mathcal{G} – коэффициент аккумуляции тепловой энергии (0,01÷0,5).

Основной химической реакцией в период прогрева окатышей из магнетитовых руд является окисление магнетита до гематита. Превращение магнетита в гематит сопровождается значительным выделением теплоты [2]:

$$q_{\text{экз}} = a_m \cdot \Delta H_m, \quad (3)$$

где a_m – содержание магнетита в материале, кг; ΔH_m – теплота превращения магнетита в гематит, кДж/кг.

Окисление магнетита проходит по реакции:



К расходным статьям, связанным с поглощением тепла в элементарном объеме шихты, отнесем эндотермические реакции, протекающие в зоне подогрева в результате разложения карбонатов, содержащихся в шихте при производстве офлюсованных окатышей:

$$q_{\text{энд}} = a_u \cdot \Delta H_u + a_d \cdot \Delta H_d, \quad (4)$$

где a_u , a_d – доля известняка и доломита в шихте, кг; ΔH_u , ΔH_d – теплота на химическую реакцию, кДж/кг.

Разложение карбонатов происходит по реакциям:



Тепло на испарение влаги, содержащейся в единичном объеме слоя, рассчитаем следующим образом:

$$q_e = a_g \cdot \Delta H_g, \quad (5)$$

где a_g – содержание влаги в материале, кг; $\Delta H_g = 179,5$ кДж/кг – теплота испарения влаги.

Для единичных объемов, соприкасающихся со стенками паллет обжиговой машины, тепловые потери теплопроводностью $q_{T.П.}$ составляют:

$$q_{T.П.} = \alpha_F \cdot S_{П.} (T_{П.} - T_g), \quad (6)$$

где $T_{П.}$ – температура поверхности паллеты, °С; T_g – температура воздуха, °С; α_F – коэффициент теплопередачи через стенку, Вт/(м²°С).

Результаты расчетов количества теплоты, вносимой в единичный объем P продуктами сгорания в каждую зону обжиговой машины в зависимости от расположения расчетного элемента по высоте паллеты, а также суммарная энергия, выделяемая в элементе P по горизонтам, представлена на рис.2.

Из кривой $Q_{\text{сум}}$ видно, что распределение тепловой энергии, выделяемой в единичном объеме по горизонтам слоя, является неравномерным в связи с аккумуляцией теплоты в верхних слоях обжигаемого материала.

Для решения задачи по установлению времени и количества теплоты, необходимых для обжига окатыша заданного размера и единичного объема в рассматриваемом

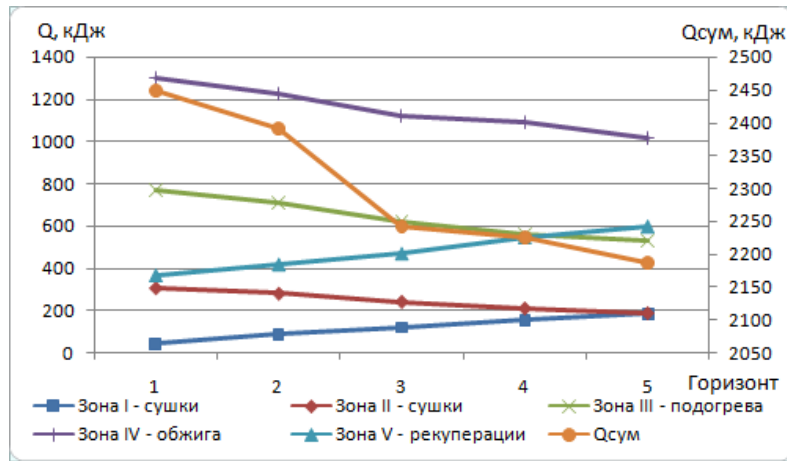


Рисунок 2 – Количество теплоты, поступающей в слой каждой зоны обжиговой машины, и суммарная энергия, выделяющаяся в единичном объеме P

$$Q_i = \frac{4}{3} \pi r^3 \rho \varepsilon_0 (Q_{сум} / m), \quad (7)$$

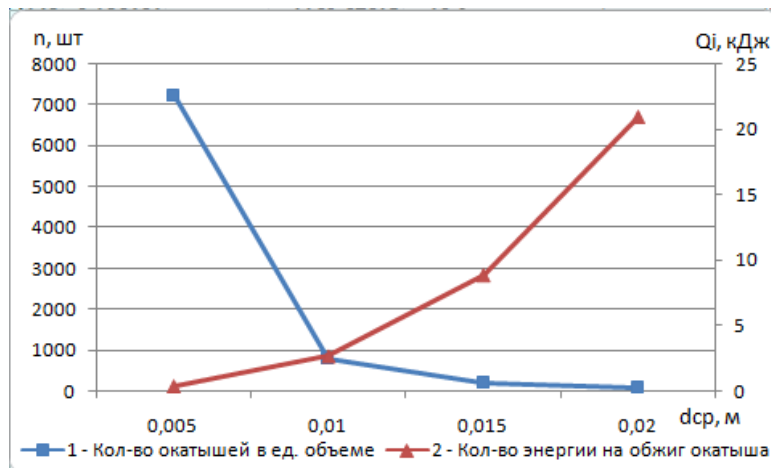


Рисунок 3 – Изменение количества окатышей и необходимого количества энергии для их термообработки в зависимости от d_{cp}

нам, количество теплоты, выделяемое в единичном объеме слоя окатышей, кДж.

Из кривой 1, рис.4 видно, что размер окатыша значительно влияет на время его обжига. Так, время термической обработки окатыша с $d_{cp}=0,01$ м практически в 10 раз меньше необходимого времени обработки окатыша с $d_{cp}=0,02$ м.

Суммарную энергию, необходимую для нагрева до температуры $1250 \div 1300^\circ\text{C}$ и завершения процессов термоупрочнения в единичном объеме, состоящем из окатышей заданного размера, определим из формулы:

$$Q_{сум_v} = Q_i n \frac{F}{V}. \quad (9)$$

горизонте слоя, определено количество окатышей, которое возможно расположить в данном объеме. При принятой плотной ромбоэдрической укладке окатышей с размером единичной ячейки $0,1 \times 0,1 \times 0,1$ м и диапазоном изменения d_{cp} окатыша $5 \div 20$ мм количество шарообразных частиц n изменяется в соответствии с кривой 1, рис.3.

Количество энергии, необходимое для обжига окатышей заданного размера, определим из формулы

где r – радиус окатыша, м; ε_0 – пористость окатыша (0,21-0,36); m – масса единичного объема, кг [3].

Из кривой 2, рис.3 видно, что с увеличением размера окатыша количество необходимой энергии для обжига существенно увеличивается. Необходимое время обработки окатыша определим следующим образом:

$$t_i = \frac{Q_i t_o}{Q_{сум}}, \quad (8)$$

где t_o – время обжига, с; $Q_{сум}$ – суммарное, по зо-

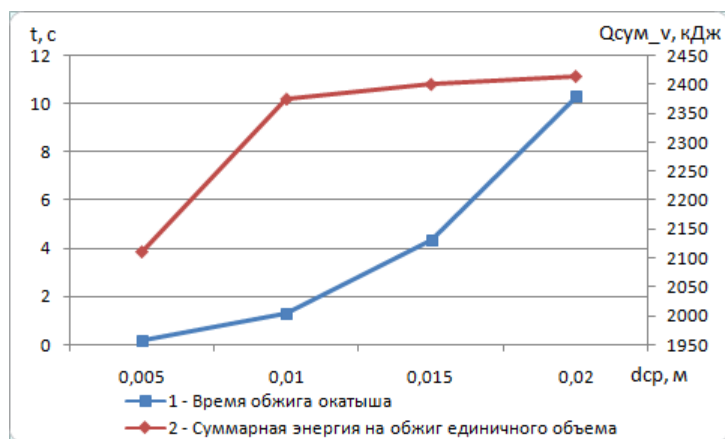


Рисунок 4 – Зависимость требуемого времени и энергии для обжига окатышей от d_{cp}

сов крупности окатышей и их дифференцированную укладку по высоте слоя. Последнее призвано исключить недостаточный обжиг крупных гранул, попадающих в нижние горизонты слоя, за счет неравномерности их температурно-временной обработки.

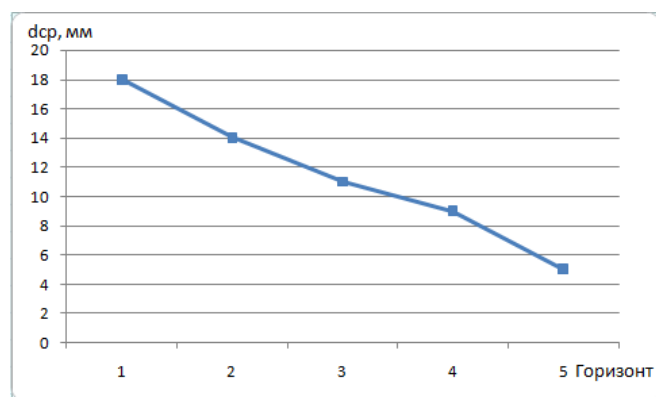


Рисунок 5 – Требуемое распределение крупности окатышей по горизонтам слоя

возможность настройки расстояния между валками таким образом, чтобы наиболее крупные частицы сырых окатышей концентрировались преимущественно в верхних горизонтах слоя, тем самым увеличивая время пребывания последних в зонах высоких температур, а мелкие окатыши укладывались в нижние горизонты. Таким образом возможно обеспечить требуемую сегрегацию сырых окатышей, что поспособствует увеличению прочности обожженных гранул и снижению затрат на тягодутьевые средства обжиговой машины за счет повышения порозности слоя и уменьшения его газодинамического сопротивления.

Выводы. В работе проведены исследования, направленные на изучение тепловых процессов и объемов тепловой энергии, выделяемой и поглощаемой в единичном объеме слоя обжигаемых окатышей. Установлено количество энергии и необходимое время обжига гранулы заданного размера. Определено суммарное количество тепловой энергии для термической обработки единичного объема окатышей с заданным d_{cp} .

Известно, что с уменьшением размера окатышей увеличивается их объемная поверхность F/V , что способствует интенсификации теплообмена [4]. В результате видно (рис.4), что суммарное количество энергии, необходимое на обжиг единичного объема состоящего из мелких окатышей, существенно ниже, чем требуется для обжига окатышей большего диаметра.

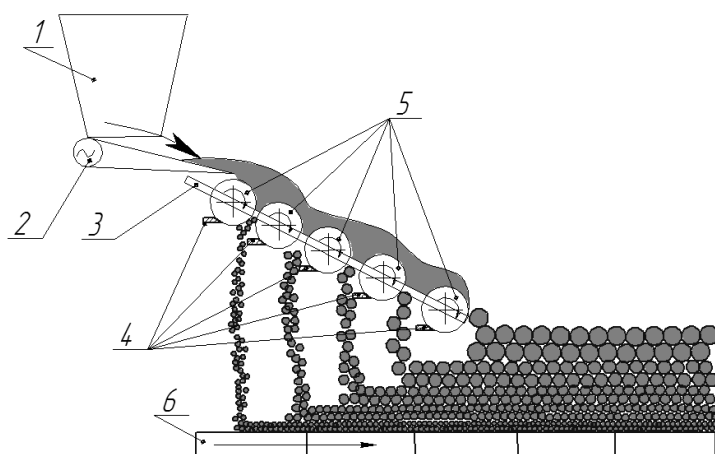
Таким образом, с целью обеспечения равномерного обжига окатышей различного размера необходимо обеспечить разделение клас-

Из анализа значений $Q_{сум}$ и

$Q_{сум_v}$ получено требуемое распределение d_{cp} окатышей по горизонтам слоя, представленное на рис.5.

В результате анализа существующих загрузочных систем для укладки сырых окатышей наиболее близким решением для обеспечения требуемой дифференцированной укладки материала будет применение традиционной загрузочной системы с заменой роликового укладчика на валковый грохот [5], рис.6.

Достоинством грохота приведенной конструкции является



- 1 – бункер, 2 – вибрационный питатель,
3 – валковый грохот, 4 – валки,
5 – очистные ножи, 6 – паллеты

Рисунок 6 – Загрузочная система с применением валкового грохота

Проведенные исследования позволили установить необходимость дифференцированной укладки окатышей по высоте слоя для исключения неравномерности их тепловой обработки. Предложена конструкция валкового грохота, призванная обеспечить требуемую сегрегацию гранул по горизонтам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мных, А.С. К вопросу синтеза тепловой модели термообработки железорудных окатышей [Текст] / А.С.Мных // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2015. – №7. – С.14-20.
2. Лисиенко В.Г. Теплофизика металлургических процессов: учебник для вузов [Текст] / В.Г.Лисиенко, В.И.Лобанов, Б.И.Китаев. – М.: Металлургия, 1982. – 240с.
3. Плотников С.В. Исследование механизма фазообразования при окислительном обжиге и металлизации окатышей из руд железистых кварцитов [Текст]: автореф. дисс. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.16.02 „Металлургия черных, цветных и редких металлов” / С.В.Плотников. – Москва, 2013. – 28с.
4. Исаченко В.П. Теплопередача: учебник для вузов [Текст] / В.П.Исаченко, В.А.Осипова, А.С.Мукомел. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Энергия, 1975. – 488с.
5. Пат. № 2089806 Российская Федерация, МПК F27B21/10. Устройство для загрузки обжиговой конвейерной машины / Л.К.Кокорин, Ю.Д.Флягин; заявитель и патентообладатель АО «Уральский завод тяжелого машиностроения». – № 94003993/02; заявл. 02.03.1994; опубл. 10.09.1997. – 4 с.

Поступила в редколлегию 26.05.2015.

УДК 621.1.018

КАШИНСКИЙ И.С., студент
ЧУХНО С.И., к.т.н., доцент

Днепродзержинский государственный технический университет

РАСЧЕТ ВРЕМЕНИ НАГРЕВА КАПЛИ НА ПЕРЕГРЕТОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Введение. Применение распыленной мелкодисперсной охлаждающей жидкости является одним из эффективных способов охлаждения при обработке резанием. Интенсифицирование теплоотвода при этом обеспечивается кипением и испарением капель жидкости на охлаждаемой поверхности. Несмотря на то, что этот способ охлаждения давно известен, он не получил достаточно широкого распространения. Вероятно, это связано с тем, что теоретические исследования, посвященные процессу кипения жидкости на перегретой поверхности, не имели прямого экспериментального подтверждения.

Метод капельного испарения жидкости применяется также в других отраслях,

связанных с процессами охлаждения, выпаривания, сушки и опреснения. Эти процессы отличаются тепловыми потоками значительной интенсивности. Для повышения эффективности, производительности и снижения энергоемкости таких процессов, разработки соответствующего оборудования необходим выбор оптимальных параметров воздушно-капельной смеси: концентрации капель, их размеров и скорости движения. Для этого необходимо установление связи между этими параметрами и временем испарения капель.

Экспериментально установлено, что при температурах поверхности ниже температуры Лейденфроста капля жидкости растекается на поверхности нагрева [1, 2]. В работах [3, 4] показано, что размеры контакта капли с поверхностью определяются скоростью движения капли до соприкосновения и коэффициентом поверхностного натяжения жидкости. При этом происходит нагрев капли до температуры кипения и последующее кипение жидкости в объеме капли. Этот период отличается наибольшей интенсивностью испарения и теплоотвода и наиболее благоприятен с точки зрения охлаждения поверхности. При более высоких температурах жидкость собирается в сфероид, периодически контактирующий с нагретой поверхностью или полностью изолированный от нее паровой пленкой. Время испарения капли увеличивается, а теплоотвод ухудшается.

Очевидно, что чем меньше время нагрева и испарения капли, тем больше продуктивность охлаждения, так как подача капель должна обеспечиваться с периодом, равным времени их испарения, для того чтобы предыдущая капля успела испариться и освободить нагретую поверхность для следующей капли. При меньшем времени подачи капель производительность испарения снизится вследствие неполного испарения капель, а при большем – вследствие меньшего удельного количества капель, попадающих на поверхность. Таким образом, это время является важным параметром процесса охлаждения.

Постановка задачи. В данной статье рассматривается задача расчета времени нагрева капли до температуры кипения в условиях свободной конвекции на поверхности, перегретой до температуры максимальной интенсивности капельного испарения, и сравнение полученных результатов с данными известных экспериментальных исследований.

Результаты работы. Для оценочного определения времени нагрева капли до температуры кипения использован балансовый подход. В соответствии с законом сохранения энергии при нагреве капли до температуры кипения в результате конвективного теплообмена в условиях свободной конвекции

$$c \cdot \rho \cdot V (t_k - t_{жс}) = \alpha (t_n - t_{жс}) S \cdot \tau,$$

где c и ρ – удельная теплоемкость и плотность капельной жидкости; V – объем капли; α – коэффициент теплоотдачи; $t_k, t_n, t_{жс}$ – температура кипения, температура поверхности и температура жидкости; S – средняя площадь пятна контакта капли с поверхностью.

Определение размеров пятна контакта капли с поверхностью рассматривалось ранее в работах [3-5]. Так в работе [5] диаметр пятна контакта капли с поверхностью принят равным 6-кратному диаметру исходной капли, что никак не обосновывается. В работе [4] размеры пятна контакта капли с поверхностью получают в результате решения системы дифференциальных уравнений. С этими результатами достаточно хорошо коррелируются данные работы [3], полученные на основании простого аналитического выражения. С учетом результатов, полученных в [3], средняя площадь пятна контакта капли с поверхностью может быть определена как

$$S = \pi \cdot v^2 \cdot \frac{\rho \cdot R_k^3}{6\sigma},$$

где V – скорость капли при подлете к поверхности; R_k – радиус капли; σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости.

Тогда время нагрева капли до температуры кипения

$$\tau = \frac{c \cdot \rho \cdot V \cdot (t_k - t_{жс})}{\alpha \cdot (t_n - t_{жс}) \cdot S}.$$

После соприкосновения с поверхностью капля сплющивается, растекаясь по поверхности. Но, поскольку жидкость при этом остается на весьма ограниченном участке поверхности, будем считать, что теплообмен происходит в условиях свободной конвекции.

Коэффициент теплоотдачи α в условиях свободной конвекции можно определить, исходя из критериального уравнения вида

$$Nu = C \cdot Ra^n,$$

где Nu и Ra – критерии Нуссельта и Рэлея.

Используя критериальное уравнение Михеева [6] для диапазона значений критерия Рэлея $10^{-3} \dots 5 \cdot 10^2$, что соответствует рассматриваемым условиям конвективного теплообмена, определим коэффициент теплоотдачи в следующем виде:

$$\alpha = \frac{1,53 \cdot Ra^{0,125} \cdot \lambda}{R},$$

где λ – коэффициент теплопроводности капельной жидкости; R – характерный размер, в качестве которого принят средний радиус пятна контакта капли с поверхностью, определяемый согласно [3]:

$$R = v \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot R_k^3}{6\sigma}}.$$

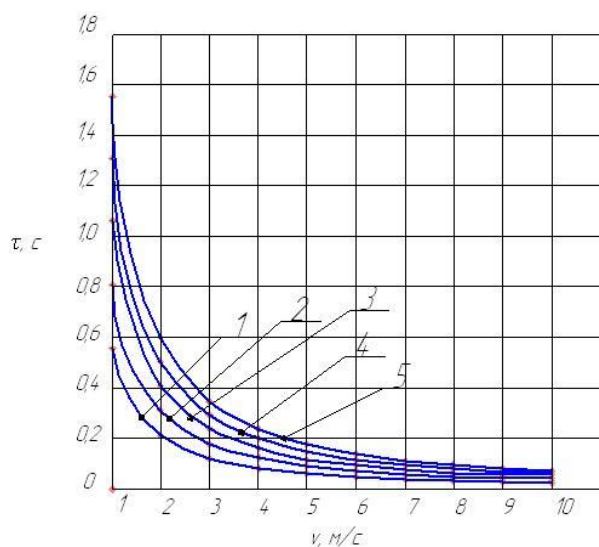
Расчеты времени нагрева капли до температуры кипения проводились для значения температуры поверхности $t_n = 150^\circ\text{C}$, что соответствует максимальной интенсивности капельного кипения [2].

Результаты расчетов приведены на рис.1 и 2.

График на рис.1 отражает время нагрева крупных капель ($R_k = 1 \dots 3\text{мм}$), движущихся с относительно невысокими скоростями ($v = 1 \dots 10\text{м/с}$), а график на рис.2 – время нагрева мелких капель ($R_k = 10 \dots 50\text{мкм}$), движущихся с высокими скоростями ($v = 10 \dots 100\text{м/с}$). Последнее характерно для параметров распыленных смазывающе-охлаждающих жидкостей, применяющихся при обработке резаньем.

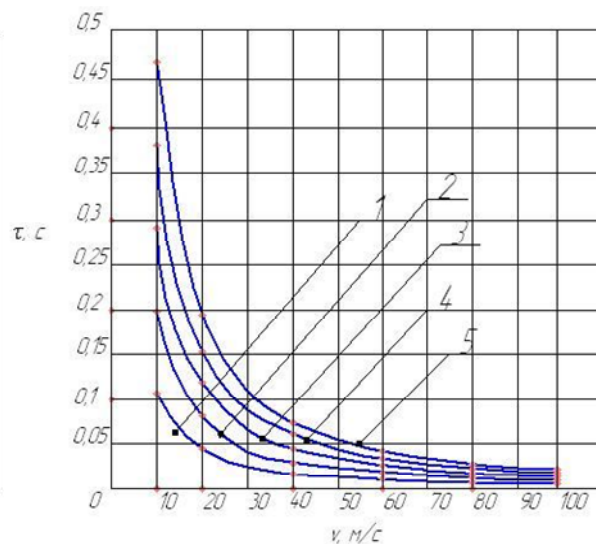
Результаты расчетов близки к результатам экспериментальных исследований капельного кипения, приведенных в [2]. Для капель радиусом около 1мм при скоростях 1м/с и 3м/с здесь получены значения времени нагрева 0,5 и 0,2сек. Расчеты, проведенные для тех же условий по приведенной в данной статье методике, дают значения времени соответственно 0,57 и 0,13сек.

Экспериментальная установка, описанная в работе [2], генерирует капли с помощью капельницы, а скорость капли определяется высотой ее падения. В таких условиях невозможно получить мелкие, высокоскоростные капли. Экспериментальные исследования времени испарения мелких капель, движущихся с большими скоростями, в литературе отсутствуют. Для проверки данных, полученных при таких условиях в резуль-



1- $R_k = 1\text{ мм}$, 2- $R_k = 1,5\text{ мм}$, 3- $R_k = 2\text{ мм}$,
3- $R_k = 2,5\text{ мм}$, 5- $R_k = 3\text{ мм}$

Рисунок 1 – График зависимости времени нагрева от размера и скорости крупных капель



1- $R_k = 5\text{ мкм}$, 2- $R_k = 10\text{ мкм}$, 2- $R_k = 15\text{ мкм}$,
2- $R_k = 20\text{ мкм}$, 2- $R_k = 25\text{ мкм}$

Рисунок 2 – График зависимости времени нагрева от размера и скорости мелких капель

тате настоящих теоретических исследований, необходимы более тонкие и сложные экспериментальные методики.

Выводы. Предложенная модель позволяет определить время нагрева капли до температуры кипения в условиях свободной конвекции на поверхности, перегретой до температуры максимальной интенсивности капельного испарения. Результаты расчетов, выполненных по предлагаемой методике, достаточно близки к результатам известных экспериментальных исследований кипения крупных капель воды при относительно невысоких скоростях их соударения с перегретой твердой поверхностью. Однако результаты подобных исследований для мелких высокоскоростных капель в настоящее время отсутствуют.

ЛИТЕРАТУРА

1. Анохина Е.В. Исследование процессов испарения и кипения жидкостей / Анохина Е.В. // Журнал технической физики. – 2010. – Том 80, вып. 8. – С.32-38.
2. Экспериментальное исследование испарения капли с поверхности нагрева / С.Л.Рева, П.С.Васильев, Л.С.Рева, А.Б.Голованчиков // Инновационные наукоемкие технологии: эксперимент и практические результаты: междунар. науч.-практ. конф.; сб. докл. – РХТУ им. Д.И.Менделеева, Тульский гос. ун-т. – Тула, 2010. – С.24-28.
3. Жадан И.А. Деформация капель распыленной смазывающе-охлаждающей жидкости / Жадан И.А., Панасенко А.С., Чухно С.И. // Сборник научных трудов КГМТУ. – Керчь. – 2010. – Выпуск 11. – С.186-188.
4. Нгуен Тьонг Тан. К теории деформации капли на горизонтальной поверхности / Нгуен Тьонг Тан, Клевцов А.В., Чиликин Н.В. // Теплоэнергетика. – 1989. – № 10. – С.60-61.
5. Резников А.Н. Тепловые процессы в технологических системах / Резников А.Н., Резников Л.А. – М.: Машиностроение, 1990. – 228с.
6. Михеев М.А. Основы теплопередачи / Михеев М.А. – М.-Л.: ГЭИ, 1956. – 390с.

Поступила в редколлегию 10.06.2015.

Дніпродзержинський державний технічний університет

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ СПІЛЬНОЇ РОБОТИ ГАЗОВИХ ТА ПОВІТРЯНИХ РЕГЕНЕРАТОРІВ НАГРІВАЛЬНИХ КОЛОДЯЗІВ ДЛЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ЇХ УТИЛІЗАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК (ЧАСТИНА 1)

Вступ. Нагрівальні колодязі обтискних станів є однією з основних ланок у технологічному процесі виробництва металу й часто виявляються «вузьким місцем» виробництва. Через недостатню пропускну здатність виникають значні простоя діючого прокатного устаткування. До ефективних напрямків підвищення продуктивності та економічності функціонування колодязів відносять, насамперед, вдосконалення режимів нагрівання та розробку більш ефективного утилізаційного устаткування. Тому використання методів математичного моделювання, що дозволяють знайти найбільш раціональні рішення у технології вдосконалення утилізаційних установок та економії палива, є актуальними завданнями сьогодення.

Постановка задачі. Регенеративні нагрівальні колодязі для нагрівання зливків працюють, як правило, на низькокалорійному паливі. Насадки регенераторів виконуються по системі Сименса з розмірами чарунок від 50×50 до 115×115 мм. Цей діапазон у розмірах чарунок насадок обумовлений прагненням отримати найбільш високий температурний підігрів теплоносіїв та збільшити міжремонтні терміни експлуатації нагрівальних колодязів. Раціональний вибір конструкції та зносостійких вогнетривких матеріалів може виявитися одночасно ефективним як відносно поліпшення регенерації, так і підвищення стійкості елементів кладки регенератора.

Результати роботи. При розробці оптимальної конструкції регенеративних теплообмінників за критерій оптимальності прийнято сумарну кількість теплоти, яка вноситься у робочу камеру колодязя підігрітим газом та повітрям.

Звичайно при розрахунках теплової роботи нагрівальних колодязів температуру підігріву газу й повітря приймають однаковою, а розподіл димових газів по повітряному й газовому трактах визначають зі співвідношення [1]

$$\frac{\mathcal{Q}_{\text{д.г.}}(i'_{\text{д}} - i''_{\text{д.г.}})}{\mathcal{Q}_{\text{д.п.}}(i'_{\text{д}} - i''_{\text{д.п.}})} = \frac{i''_{\text{г}} - i'_{\text{г}}}{L_{\text{д}}(i''_{\text{п}} - i'_{\text{п}})}, \quad (1)$$

де $\mathcal{Q}_{\text{д.г.}}$ й $\mathcal{Q}_{\text{д.п.}}$ – витрати димових газів через газовий і повітряний регенератори, м³/с;

$i'_{\text{д}}, i'_{\text{п}}, i'_{\text{г}}$ – ентальпії диму, повітря й газу на вході у регенератори, Дж/м³;

$i''_{\text{д.г.}}, i''_{\text{д.п.}}$ – ентальпія диму на виході з газового й повітряного регенераторів, Дж/м³;

$i''_{\text{г}}, i''_{\text{п}}$ – ентальпія газу й повітря на виході з регенераторів, Дж/м³;

$L_{\text{д}}$ – дійсна витрата повітря для спалювання 1 м³ палива, м³/м³.

Вибір однакової температури підігріву газу й повітря при роботі нагрівального колодязя не завжди є оптимальним з погляду утилізації тепла. Відомо, що чим вища калорійність палива, що застосовується, тим більше повітря знадобиться для його спалювання. При цьому більш доцільно нагрівати повітря, тому що збільшується кількість теплоти димових газів, що використовуються [2]. Очевидно, що при одночасному підігріві палива й повітря, для певної калорійності палива й обраного розміру чарунок насадок регенераторів, існують оптимальні, з погляду утилізації теплоти, кінцеві температури газу й повітря, а, отже, і оптимальний розподіл димових газів між повітряним чи газовим трактами нагрівального колодязя.

Розв'язання задачі теплової роботи регенеративних теплообмінників з підігрівом палива й повітря може бути здійснене при дослідженні теплової роботи регенераторів

на математичній моделі з використанням ПЕОМ. З цією метою поставлено задачу розрахунку спільної роботи газового й повітряного регенераторів нагрівального колодязя з використанням методик [1-3] та методу послідовного наближення.

З метою підвищення точності визначення коефіцієнта теплопередачі газовий і повітряний регенератори розділяють на дві зони: високотемпературну й низькотемпературну. Межа розділу зон приймається залежно від температури димових газів на вході в регенератор.

Розділ димових газів по газовому й повітряному трактах у першому наближенні можна здійснювати пропорційно площам живого перетину, які залежать від розмірів регенераторів та обраних розмірів чарунок насадки Сименса.

Складання теплових балансів зон розглянемо на прикладі газового регенератора, тепловий баланс повітряного регенератора складається аналогічно.

Задавшись значенням температури димових газів на виході з газового регенератора ($t''_{д.г.}$), розглянемо тепловий баланс низькотемпературної зони.

Кількість теплоти, внесене в низькотемпературну зону з відхідними димовими газами, дорівнює:

$$Q'_{д.н.г.} = g_{д.г.} \cdot i^{t^R}_{д.г.} \cdot \tau_{д.г.}, \text{ Дж}, \quad (2)$$

де $g_{д.г.}$ – витрата димових газів, що проходять через газовий регенератор, $\text{м}^3/\text{с}$;

$i^{t^R}_{д.г.}$ – ентальпія димових газів при температурі диму на межі розподілу зон (приймається залежно від температури диму на вході у регенератор), $\text{Дж}/\text{м}^3$;

$\tau_{д.г.}$ – тривалість димового періоду, с.

Кількість теплоти, що втрачається з димовими газами при виході їх з низькотемпературної зони,

$$Q''_{д.н.г.} = g_{д.г.} \cdot i^{t^H}_{д.г.} \cdot \tau_{д.г.}, \text{ Дж}, \quad (3)$$

де $i^{t^H}_{д.г.}$ – ентальпія димових газів на виході з регенератора, $\text{Дж}/\text{м}^3$.

Кількість теплоти, що використовується у низькотемпературній зоні газового регенератора з врахуванням 5% втрат теплоти [3] у навколишнє середовище, дорівнює:

$$Q_{д.н.г.} = (Q'_{д.н.г.} - Q''_{д.н.г.}) \cdot 0,95 \text{ Дж} \quad (4)$$

або

$$Q_{д.н.г.} = 0,95 \cdot g_{д.г.} \cdot \tau_{д.г.} \cdot \left(i^{t^R}_{д.г.} - i^{t^H}_{д.г.} \right). \quad (5)$$

Кількість теплоти, внесеної в низькотемпературну зону регенератора з газом, дорівнює:

$$Q'_{г.н.г.} = g_{г.} \cdot i^{t^G}_{г.} \cdot \tau_{г.}, \text{ Дж} \quad (6)$$

де $i^{t^G}_{г.}$ – ентальпія газу, що надходить, $\text{Дж}/\text{м}^3$;

$t^G_{г.}$ – температура газу на вході у регенератор, $^{\circ}\text{C}$;

$\tau_{г.}$ – тривалість повітряного періоду, с;

$g_{г.}$ – витрата газу через регенератор, $\text{м}^3/\text{с}$.

Кількість теплоти, що виноситься з низькотемпературної зони газового регенератора при нагріванні його до температури $t^R_{г.}$,

$$Q''_{г.н.г.} = g_{г.} \cdot i^{t^R}_{г.} \cdot \tau_{г.}, \text{ Дж}, \quad (7)$$

де i_{Γ}^R – ентальпія газу при температурі виходу його з низькотемпературної зони регенератора, Дж/м³;

t_{Γ}^R – температура газу при виході його з низькотемпературної зони, °С.

Кількість теплоти, засвоєну газом у низькотемпературній зоні, можна представити рівнянням

$$Q_{\Gamma.н.г.} = Q''_{\Gamma.н.г.} - Q'_{\Gamma.н.г.} = \vartheta_{\Gamma} \cdot \tau_{\text{в}} \left(i_{\Gamma}^R - i'_{\Gamma} \right), \text{ Дж.} \quad (8)$$

Тоді рівняння теплового балансу низькотемпературної зони газового регенератора матиме вигляд

$$0,95 \cdot \vartheta_{\text{д.г.}} \cdot \tau_{\text{д}} \left(i^R_{\text{д.г.}} - i''_{\text{д.г.}} \right) = \vartheta_{\Gamma} \cdot \tau_{\text{в}} \left(i^R_{\Gamma} - i'_{\Gamma} \right). \quad (9)$$

Використовуючи отримані рівняння теплового балансу, визначаємо ентальпію підігрітого газу на виході з низькотемпературної зони:

$$i^R_{\Gamma} = \frac{0,95 \cdot \vartheta_{\text{д.г.}} \cdot \tau_{\text{д}} \cdot \left(i^R_{\text{д.г.}} - i''_{\text{д.г.}} \right) + \vartheta_{\Gamma} \cdot \tau_{\text{в}} \cdot i'_{\Gamma}}{\vartheta_{\Gamma} \cdot \tau_{\text{в}}}, \text{ Дж/м}^3. \quad (10)$$

З іншої сторони ентальпію підігрітого газу можна представити рівнянням

$$i^R_{\Gamma} = C_{\Gamma} \cdot t^R_{\Gamma} \cdot t^R_{\Gamma}, \text{ Дж/м}^3, \quad (11)$$

де $C_{\Gamma} \cdot t^R_{\Gamma}$ – об'ємна теплоємність газу в інтервалі температур t'_{Γ} й t^R_{Γ} , Дж/м³·град.

Відомо, що теплоємність газів є функцією температури, тому для визначення температури підігріву газу в низькотемпературній зоні газового регенератора використовуємо метод послідовних наближень. Задавшись орієнтовно температурою підігріву газу й використовуючи табличні дані, розраховуємо теплоємність та ентальпію газу. Отримане значення ентальпії порівнюємо із розрахунковим. При збігу значень прийнята температура вважається дійсною температурою підігріву газу в низькотемпературній зоні.

Після визначення температури газу на межі розподілу зон аналогічним чином складається тепловий баланс високотемпературної зони:

$$0,95 \cdot \vartheta_{\text{д.г.}} \cdot \tau_{\text{д}} \left(i^R_{\text{д.г.}} - i'_{\text{д.г.}} \right) = \vartheta_{\Gamma} \cdot \tau_{\text{в}} \left(i''_{\Gamma} - i^R_{\Gamma} \right). \quad (12)$$

На підставі теплового балансу високотемпературної зони визначаємо ентальпію підігрітого газу

$$i''_{\Gamma} = \frac{0,95 \cdot \vartheta_{\text{д.г.}} \cdot \tau_{\text{д}} \cdot \left(i^R_{\text{д.г.}} - i'_{\text{д.г.}} \right) + \vartheta_{\Gamma} \cdot \tau_{\text{п}} \cdot i^R_{\Gamma}}{\vartheta_{\Gamma} \cdot \tau_{\text{п}}}, \text{ Дж/м}^3 \quad (13)$$

і температуру підігріву газу в регенераторі t''_{Γ} . Отримані значення температур є вихідними для виконання теплового розрахунку та визначення розрахункової поверхні нагріву регенератора.

Тепловий розрахунок виконується окремо для кожної зони з визначенням поверхні нагріву за рівнянням

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} \text{ м}^2, \quad (14)$$

де Q – кількість теплоти, що передана від продуктів згоряння до газу, що нагрівається, Дж/цикл;

K – сумарний коефіцієнт теплопередачі від продуктів згоряння до газу, що нагрівається, Дж/м²·цикл·град.;

Δt – середньоарифметична різниця температур між теплоносіями, град.

Сумарний коефіцієнт теплопередачі визначається за рівнянням [3]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{д}} \cdot \tau_{\text{д}} \cdot 3,6} + \psi \frac{S_{\text{еф.}}}{\lambda \cdot 3,6} \left(\frac{1}{\tau_{\text{д}}} + \frac{1}{\tau_{\text{п}}} \right) + \frac{1}{S_{\text{еф.}} \cdot \rho \cdot C \cdot \zeta} + \frac{1}{\alpha_{\text{п}} \cdot \tau_{\text{п}} \cdot 3,6}} \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{м}^2 \cdot \text{цикл} \cdot \text{град.}}, \quad (15)$$

де $\alpha_{\text{д}}$, $\alpha_{\text{п}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від продуктів згоряння до стінки й від стінки до газу, що нагрівається, Вт/(м²·град.);

ψ – коефіцієнт, що коректує внутрішній тепловий опір насадки при реальних циклічних умовах її роботи. Приймається рівним 1/3 [1];

$S_{\text{еф.}} = \frac{\mathcal{V}}{f_1}$ – ефективна напівтовщина цегли, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу цегли, Вт/м·град.;

ζ – коефіцієнт гістерезису температури насадки, середньої по масі у димовий і повітряний період. Значення ζ приймається рівним 10 [3];

ρ – густина цегли насадки, кг/м³;

\mathcal{V} – питомий об'єм насадки, м³/м³;

$f_1 = \frac{2}{a+b} + 1,5 \cdot \frac{a \cdot b}{(a+b)^2 \cdot h}$ – питома поверхня нагріву насадки Сименса, м²/м³ [3].

Коефіцієнт тепловіддачі у димовий і повітряний період визначається за рівняннями

$$\alpha_{\text{д}} = \alpha_{\text{л.д.}} + \alpha_{\text{к.д.}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}; \quad (16)$$

при підігріві газу

$$\alpha_{\text{в}} = \alpha_{\text{л.п.}} + \alpha_{\text{к.п.}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}; \quad (17)$$

при підігріві повітря

$$\alpha_{\text{п}} = \alpha_{\text{к.п.}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}, \quad (18)$$

де $\alpha_{\text{л.д.}}$, $\alpha_{\text{к.д.}}$ – коефіцієнти тепловіддачі випромінюванням і конвекцією у димовий період, Вт/м²·град.;

$\alpha_{\text{л.п.}}$, $\alpha_{\text{к.п.}}$ – коефіцієнти тепловіддачі випромінюванням і конвекцією у повітряний період, Вт/м²·град.

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{C_0 \left[\frac{\varepsilon'_{\text{д}}}{\varepsilon''_{\text{д}}} \left(\frac{T_{\text{д.ср.}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст.ср.}}}{100} \right)^4 \right]}{\left(\frac{1}{\varepsilon''_{\text{д}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{ст.}}} - 1 \right) (T_{\text{д.ср.}} - T_{\text{ст.ср.}})}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}, \quad (19)$$

де $T_{\text{д.ср.}}$, $T_{\text{ст.ср.}}$ – середнє значення температур продуктів згоряння й стінки, К;

$\varepsilon'_{\text{д}}$, $\varepsilon_{\text{ст.}}$, $\varepsilon''_{\text{д}}$ – міри чорноти продуктів згоряння при їхній власній температурі, стінки й продуктів згоряння при температурі стінки.

Значення міри чорноти стінки прийнято рівним 0,85 [4]. Міра чорноти газу визначалася за спеціальною підпрограмою з урахуванням складу продуктів згоряння та складу палива при ефективній довжині проміння, що дорівнює [5]:

$$S_{\text{еф.}} = 3,6 \cdot \frac{1 - \vartheta}{f_1} \text{ м.} \quad (20)$$

Значення коефіцієнта конвективної тепловіддачі визначалося відповідно до рівняння [1]

$$\alpha_{\text{к}} = 1,605 \cdot \omega^{0,5} \cdot T_{\text{ср.}}^{0,25} \cdot a^{-0,33}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}, \quad (21)$$

де ω – швидкість руху теплоносія, м/с;

$T_{\text{ср.}}$ – середня абсолютна температура теплоносія, К.

Середньологарифмічна різниця температур, наприклад, для низькотемпературної зони газового регенератора дорівнює:

$$\Delta \bar{t}_{\text{ср.н.г}} = \frac{(t_{\text{д.г.}}^{\text{R}} - t_{\text{г}}^{\text{R}}) - (t_{\text{д.г.}}'' - t_{\text{г}}')}{\ln \frac{t_{\text{д.г.}}^{\text{R}} - t_{\text{г}}^{\text{R}}}{t_{\text{д.г.}}'' - t_{\text{г}}'}}. \quad (22)$$

Кількість теплоти, що передано, наприклад, у низькотемпературній зоні газового регенератора від диму до газу, що нагріває, можна визначити рівнянням

$$Q_{\text{г.н.г.}} = \vartheta_{\text{г}} \cdot \tau_{\text{п}} \left(i_{\text{г}}^{\text{R}} - i_{\text{г}}' \right) \text{ Дж/цикл.} \quad (23)$$

З метою дослідження теплової роботи регенеративних теплообмінників та створення оптимальної конструкції на підставі вищевикладеного алгоритму розроблено блок-схему розрахунку та комп'ютерну програму.

Висновки. 1. Розроблено математичну модель спільної теплової роботи газових і повітряних регенераторів нагрівальних колодязів.

2. На підставі теоретичних досліджень встановлено, що при підігріві палива та повітря існує оптимальне положення розподільної стінки регенераторів, що забезпечує максимальну утилізацію тепла відхідних продуктів згоряння.

ЛІТЕРАТУРА

1. Расчёты нагревательных печей / [Аверин С.И., Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф. и др.]; под ред. Н.Ю.Тайца. – [2-е изд.]. – К.: Техніка, 1969. – 538с.
2. Тимошпольский И.С. Совершенствование конструкции регенераторов нагревательных колодцев / Тимошпольский И.С., Сапов В.Ф., Саладинский Э.С. // Сталь. – 1983. – Вып. 8. – С.84-85.

3. Теплотехнические расчёты металлургических печей / [Китаев Б.И., Зобнин Б.Ф., Ратников В.Ф. и др.]; под ред. А.С.Телегина. – М.: Металлургия, 1970. – 528с.
4. Невский А.С. Лучистый теплообмен в печах и топках / Невский А.С. – М.: Металлургия, 1993. – 439с.
5. Расчёт нагревательных печей / [Гольдфарб Э.М., Кравцов А.Ф., Радченко И.И. и др.] – К.: Гостехиздат, 1996. – 421с.

Надійшла до редколегії 03.09.2015.

УДК 62.50:513.83

ДОЛГОПОЛОВ И.С., к.т.н., доцент
ТУЧИН В.Т., инженер
САДОВОЙ А.В., д.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

ТОПОЛОГОЭКСЕРГООЭКОНОМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ФИЗИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Введение. В современных технологических системах используется, как правило, несколько форм энергии. Разработка методов математического описания преобразований и взаимодействий форм энергии в процессе функционирования рассматриваемой системы имеют определяющее значение в решении задач энергоресурсосбережения. Важным звеном в решении этих задач является поиск подходов к разработке единых физико-технических критериев в оценке энергетической ценности энергоносителей, поступающих в систему. Это позволит установить экономически справедливые цены на энергоносители.

Одним из направлений в решении задач энергоресурсосбережения является разработанный нами топологоэксергетический подход к математическому моделированию физико-технологических систем (ФТС), основные принципы которого представлены в работах [1-6]. В [7, 8] рассмотрены особенности эксергэкономического моделирования ФТС и применение топологоэксергэкономического подхода в математическом моделировании гидравлической системы.

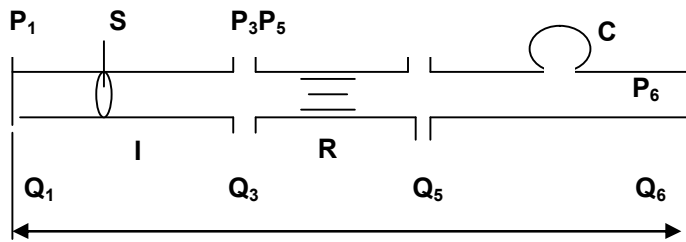
В предлагаемой работе рассмотрены результаты топологоэксергэкономического моделирования конкретной гидравлической системы. Разработанная математическая модель может применяться как часть моделей ФТС, в которых используется несколько форм энергии различной физической природы (например, системы горячего водоснабжения, отопления и т.п.).

Постановка задачи. Представить эксергэкономический модуль и результаты топологоэксергэкономического моделирования гидравлической системы, рассмотренной в работе [8].

Результаты работы. Схема моделируемой системы представлена на рис.1.

При моделировании гидравлического трубопровода (цепи) [9] примем допущения: 1) гидравлический трубопровод (цепь) представляется как набор элементов с сосредоточенными параметрами (участок ускорения, участок гидравлического сопротивления и участок деформации стенок трубопровода); 2) движение жидкости в трубопроводе характеризуется усреднёнными в поле скоростей и давлений характеристиками: объёмным расходом Q и давлением P ; 3) гидравлическая цепь моделируется как линии электропередачи, импедансы которой соответствуют отдельным участкам гидравлической системы; 4) в качестве жидкости используется вода.

На рис.2 показана схема, представляющая алгоритм описания ФТС с использованием аппарата топологических методов.



P_1, P_3, P_5, P_6 – давление потока в точках 1, 3, 5, 6 трубопровода; Q_1, Q_3, Q_5, Q_6 – расход среды в точках 1, 3, 5, 6 трубопровода; R – гидравлическое сопротивление трубопровода; I – элемент гидравлической инерции трубопровода; C – гидравлическая емкость трубопровода

Рисунок 1 – Схема гидравлической системы

Для параметрического, эксергетического и эксергоэкономического представления процессов разработан формализованный аппарат топологического описания в соответствии с разработанной стратегией системного анализа энергоресурсосбережения в ФТС [1].

В табл.1 представлена система энергетических, эксергетических и эксергоэкономических обобщенных переменных усилий и потоков. Особенностью этой системы переменных



1, 2, 3 – параметры потоков энергии (эксергии), материалов и финансов на входе ФТС соответственно; 4, 5, 6 – параметры потоков энергии (эксергии), материалов и финансов на выходе ФТС соответственно

Рисунок 2 – Алгоритм получения математического описания ФТС с использованием аппарата топологических методов

является то, что они описывают энергетические процессы в ФТС с использованием обобщенных переменных усилия и потока в параметрическом, эксергетическом и эксергоэкономическом виде. При этом в каждом виде описания произведение обобщенных переменных является мощностью потока, т.е. фактической работоспособностью энергии (эксергии) во времени, измеряемой в Вт. Оценка этой работоспособности (эксергии) в денежном выражении во времени измеряется финансовым потоком грн.(\$)/с.

Таблица 1 – Обобщенные переменные в диаграмме связи, топологоэксергетической и топологоэксергоэкономической структурах связей

Обобщенные переменные усилия и потока	Обозначение	Единица измерения
Параметрическое описание		
Давление	P	Па
Объемный расход	Q	м ³ /с
Мощность потока	P · Q	Вт (Дж/с)
Эксергетическое описание		
Удельная эксергия	$e_{\Gamma} = P / \rho$, ρ – плотность потока	Дж/кг кг/м ³
Массовый расход	\dot{m}	кг / с
Мощность потока	$e_{\Gamma} \cdot \dot{m}$	Вт (Дж/с)
Эксергоэкономическое описание		
Удельная цена эксергии источника	$c^{\text{ЭК}}$	грн(\$)/Дж
Поток мощности	$f^{\text{ЭК}}$	Вт (Дж/с)
Мощность финансового потока	$c^{\text{ЭК}} \cdot f^{\text{ЭК}}$	грн(\$)/с

Детальное описание стратегии предлагаемого подхода при анализе ФТС, содержание этапов параметрического, топологоэксергетического и эксергоэкономического моделирования рассматриваемой системы представлено в [8]. В этой работе показано получение аналитических формы диссипатора, элемента инерции потока в трубопроводе и емкости трубопровода с эксергетических позиций.

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{dQ_2}{dt} &= (P_1 - \frac{8 \cdot \xi \cdot l \cdot \rho \cdot Q_2^2}{\pi^2 \cdot D^5} - P_5) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot \rho \cdot l} \\
 \frac{dP_5}{dt} &= \frac{4 \cdot P_5 \cdot (Q_2 - Q_6)}{\pi \cdot D^2 \cdot l} \\
 \frac{d\dot{m}_2}{dt} &= \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot (e_1^{\Gamma} - \frac{8 \cdot \xi \cdot l \cdot \dot{m}_2^2}{\pi^2 \cdot \rho^2 \cdot D^5} - e_5^{\Gamma})}{4 \cdot l} \\
 \frac{de_5^{\Gamma}}{dt} &= \frac{4 \cdot e_5^{\Gamma} \cdot (\dot{m}_2 - \dot{m}_6)}{\pi \cdot \rho \cdot D^2 \cdot l} \\
 \frac{df_2^{\text{ЭК}}}{dt} &= \frac{(c_1^{\text{ЭК}} - c_1^{\text{ЭК}} \cdot \frac{1}{e_1^{\Gamma}} \cdot \frac{8 \cdot \xi \cdot \dot{m}_2^2 \cdot l}{\rho^2 \cdot \pi^2 \cdot D^5} - c_5^{\text{ЭК}}) \cdot (e_2^{\Gamma})^2 \cdot \rho \cdot \pi \cdot D^2 \cdot e_1^{\Gamma}}{\left[c_1^{\text{ЭК}} \cdot e_1^{\Gamma} - (c_1^{\text{ЭК}})^2 \cdot \frac{1}{f_2^{\text{ЭК}} \cdot e_1^{\Gamma}} \cdot \frac{8 \cdot \xi \cdot \dot{m}_2^2 \cdot l}{\rho^2 \cdot \pi^2 \cdot D^5} \cdot \dot{m}_2 - c_5^{\text{ЭК}} \cdot e_1^{\Gamma} \right] \cdot 4l} \\
 \frac{dc_5^{\text{ЭК}}}{dt} &= \frac{4 \cdot c_5^{\text{ЭК}} \cdot (f_2^{\text{ЭК}} - f_6^{\text{ЭК}})}{e_5^{\Gamma} \cdot \pi \cdot \rho \cdot D^2 \cdot l}
 \end{aligned} \right\} (1)$$

В результате получена система уравнений (1), описывающая параметрическую, эксергетическую и эксергоэкономическую динамику моделируемой ФТС.

В уравнениях системы (1) приняты обозначения:

ρ – плотность потока кг/м^3 ; l – длина трубопровода, м; D – диаметр трубопровода, м; ξ – коэффициент трения; Q_2 – объёмный расход жидкости в трубопроводе; $\text{м}^3/\text{с}$; P_5 – давление жидкости в трубопроводе, Па; \dot{m}_2 – массовый расход жидкости в трубопроводе, кг/с ; e_5^r – удельная эксергия жидкости в ёмкостном элементе, Дж/кг ; $c_1^{\text{ЭК}}$ – цена единицы эксергии на входе в трубопровод, грн/Дж ; $f_1^{\text{ЭК}}$ – поток эксергии, Дж/с ; $c_6^{\text{ЭК}}$ – цена единицы эксергии на выходе трубопровода, грн/Дж ; $f_6^{\text{ЭК}}$ – поток эксергии на выходе тракта трубопровода, Дж/с ; $f_2^{\text{ЭК}}$ – поток эксергии в тракте трубопровода, Дж/с ; $c_5^{\text{ЭК}}$ – цена единицы эксергии, отражающая эксергоэкономические ёмкостные свойства гидравлического тракта трубопровода, грн/Дж .

На основе системы уравнений (1) разработан модуль для расчета параметрических, эксергетических и эксергоэкономических характеристик рассматриваемой системы в динамике, представленный ниже.

$P1 = 160000 \text{ Па}$; $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; $PH = 150000 \text{ Па}$; $e1 = P1/\rho$; $e1 = 160 \text{ Дж/кг}$; $l = 20 \text{ м}$;
 $Q1 = 0.2 \text{ м}^3/\text{с}$; $Q6 = 0.2 \text{ м}^3/\text{с}$; $D = 0.4 \text{ м}$; $\xi = 0.03$
 $m6 = \rho \cdot Q6$; $m6 = 200 \text{ кг/с}$

$$B(t, y) := \begin{bmatrix} \left[P1 - \frac{8 \cdot \xi \cdot l \cdot \rho \cdot (y_0) \cdot y_0}{\pi^2 \cdot D^5} - y_1 \right] \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot \rho \cdot l} \\ \left[\frac{4 \cdot y_1 \cdot (y_0 - Q6)}{\pi \cdot D^2 \cdot l} \right] \\ \left[\frac{\pi \cdot D^2 \cdot \rho \cdot \left[e1 - \frac{8 \cdot \xi \cdot l \cdot (y_2)^2}{\pi^2 \cdot \rho^2 \cdot D^5} - y_3 \right]}{4 \cdot l} \right] \\ \left[\frac{4 \cdot y_3 \cdot (y_2 - m6)}{\pi \cdot \rho \cdot D^2 \cdot l} \right] \\ \left[e1 - \frac{8 \cdot \xi \cdot l \cdot (y_2) \cdot y_2}{\pi^2 \cdot \rho^2 \cdot D^5} - y_3 \right] \cdot y_2 \\ \left[(y_3) \cdot y_2 - y_3 \cdot m6 \right] \cdot \frac{y_5^4}{\pi \cdot \rho \cdot D^2 \cdot l \cdot y_3} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$y0 := \begin{pmatrix} 0.196 \\ 150000 \\ 196 \\ 150 \\ 2.94 \times 10^4 \\ 20 \end{pmatrix}$$

$$t_0 := 0 \quad t_1 := 300 \quad M := 300$$

$$U := \text{Rkadapt}(y_0, t_0, t_1, M, B)$$

На рис.3-8 представлены расчетные зависимости изменения во времени объемного расхода и давления воды, массового расхода и удельной эксергии потока, мощности потока воды и удельной цены эксергии потока в трубопроводе (цена удельной эксергии потока взята условно). Из этих зависимостей можно заключить, что изменение во времени параметров, характеризующих динамику эксергетической и эксергоэкономической картины процессов в рассматриваемой системе имеет аналогичный характер.

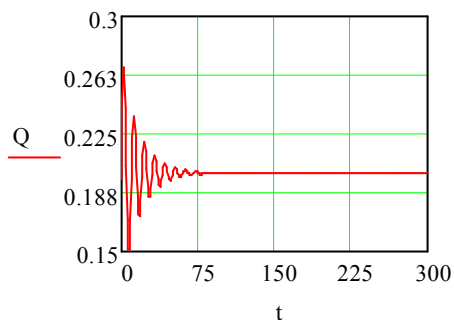


Рисунок 3 – Зависимость изменения объемного расхода воды Q ($\text{м}^3/\text{с}$) в трубопроводе во времени t , с

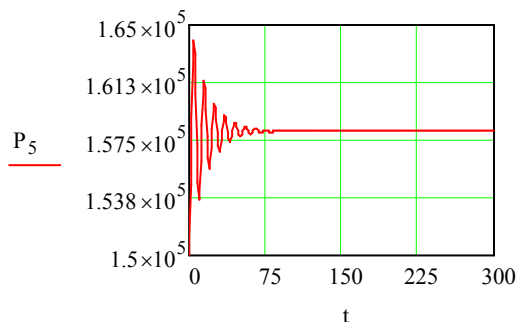


Рисунок 4 – Зависимость изменения давления воды P_5 (Па) в трубопроводе во времени t , с

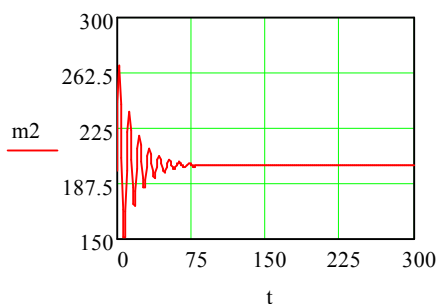


Рисунок 5 – Зависимость изменения массового расхода воды m_2 ($\text{кг}/\text{с}$) в трубопроводе во времени t , с

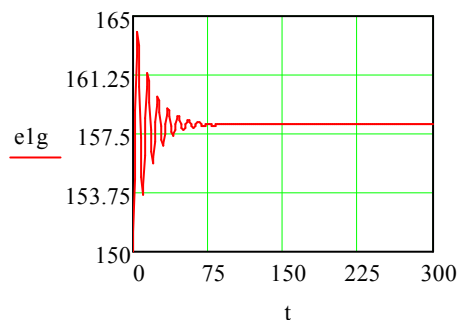


Рисунок 6 – Зависимость изменения удельной эксергии воды e_{1g} ($\text{Дж}/\text{кг}$) в трубопроводе во времени t , с

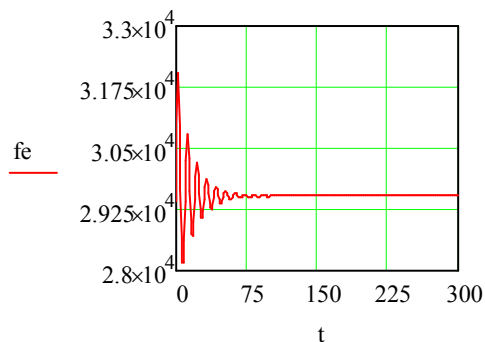


Рисунок 7 – Зависимость изменения мощности потока воды f_e (Вт) на выходе трубопровода во времени t , с

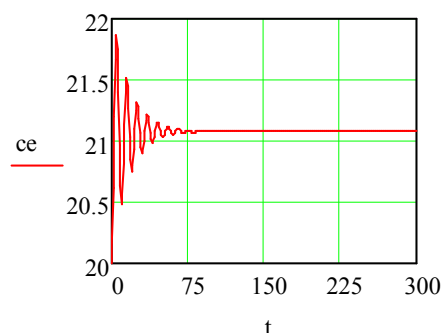


Рисунок 8 – Зависимость изменения цены удельной эксергии потока воды c_e (грн/Дж) в трубопроводе во времени t , с

Приведенная математическая модель гидравлической системы позволяет определить её эксергоэкономическую эффективность:

$$\eta_{еке} = \frac{N_{ПВЫХ} \cdot C_{еВЫХ}}{N_{ПВХ} \cdot C_{еВХ}}, \quad (3)$$

где $N_{ПВЫХ}$ – мощность потока гидравлической энергии на выходе трубопровода, Вт; $N_{ПВХ}$ – мощность потока гидравлической энергии на входе трубопровода, Вт; $C_{еВЫХ}$ – цена удельной эксергии потока гидравлической энергии на выходе из трубопровода, грн (\$)/Дж; $C_{еВХ}$ – цена удельной эксергии потока гидравлической энергии на входе трубопровода, грн (\$)/Дж.

На рис.9 представлен график зависимости эксергоэкономического критерия эффективности $\eta_{еке}$ рассматриваемой системы во времени. Этот график показывает, что на выходе из трубопровода установившийся финансовый поток, соответствующий цене передаваемой мощности гидравлической энергии на выходе трубопровода, наступает через 145 с и составляет долю 0,893 от цены мощности потока, подаваемого на вход трубопровода.

В наших разработках получен эксергоэкономический TDe-критерий, показывающий отношение разности финансовых потоков, отражающих эксергетическую мощность гидравлической энергии, между входом и выходом трубопровода к финансовому потоку, отражающему эксергетическую мощность потока гидравлической энергии на входе в трубопровод. На рис.10 приведена кривая изменения коэффициента эксергоэкономической эффективности и эксергоэкономического TDe-критерия рассматриваемой ФТС. Из графика зависимости TDe-критерия во времени следует, что в неустановившемся режиме система потребляет до 15% вводимого в систему финансового потока, в установившемся – 10,7%.

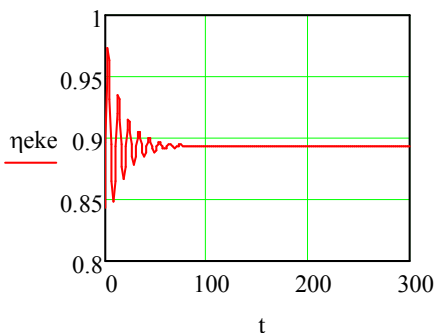


Рисунок 9 – Зависимость изменения эксергоэкономической эффективности $\eta_{еке}$ ФТС во времени t, c

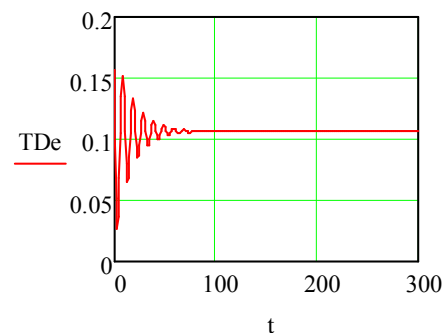


Рисунок 10 – Зависимость изменения эксергоэкономического TDe-критерия эффективности ФТС во времени t, c

Из анализа результатов расчетов, представленных на рис.3-10, следует, что на параметрическую, эксергетическую и эксергоэкономическую эффективность рассматриваемой системы влияют ее конструктивные и технологические параметры. Функциональный оператор этой ФТС, представленный системой уравнений (1), модуль функционального оператора (2) позволяют оценить влияние указанных параметров на динамику параметрической, эксергетической и эксергоэкономической эффективности физико-технологической системы. От выбора *технологических* параметров P (давление) и Q (расход) зависят уровень начальной работоспособности энергии и величина мощности, поступающей в систему и потребляемой ФТС.

От выбора *конструктивных* параметров l, D, ξ (длина трубопровода, внутренний диаметр трубы, коэффициент трения потока, как функция скорости потока и шерохова-

тости стенки), зависят диссипативные, инерционные и емкостные энергетические (эксергетические) характеристики системы, работающей в нестационарных режимах.

В целом предлагаемый подход позволяет определить направления энергоресурсосбережения в ФТС и оценить их эксергоэкономическую эффективность.

Выводы.

1. Рассмотрена идеология топологэксергоэкономического подхода к анализу физико-технологических систем.

2. Приведены результаты математического моделирования физико-технологической системы на примере гидравлической системы и показаны ее параметрические, эксергетические и эксергоэкономические характеристики в динамическом режиме.

3. Модель разработана для анализа эффективности ФТС, в которых используется несколько форм энергии различной физической природы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Долгополов И.С. Научные основы энергоресурсосбережения с позиций эксерго- и энергоэффективного анализа физико-технических систем / И.С.Долгополов, В.Т.Тучин, А.В.Садовой. – Днепродзержинск: ДГТУ, 2013. – 379с.
2. Долгополов И.С. Топологэксергетический метод моделирования физико-технологических систем (ФТС) / Долгополов И.С., Тучин В.Т. // V Minsk International Forum on Heat and Mass Transfer. May 24-28, Minsk, 2004, Секция 8. – С.8-14.
3. Энергетические аспекты топологэксергетического метода анализа физико-технологических систем (ФТС). Часть 1 / Тучин В.Т., Долгополов И.С., Братута Э.Г., Тучина У.Н. // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2004. – № 4. – С.81-89.
4. Энергетические аспекты топологэксергетического метода анализа физико-технологических систем (ФТС). Часть 2 / Тучин В.Т., Долгополов И.С., Братута Э.Г., Тучина У.Н. // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2005. – № 1. – С.36-42.
5. Тучин В.Т., Долгополов И.С. Основы формализма топологэксергетического метода моделирования физико-технологических систем// Сборник научных трудов Днепродзержинского государственного технического университета: (технические науки).- Днепродзержинск: ДГТУ, 2006.- С.202-213.
6. Экономические аспекты топологэксергетического метода моделирования физико-технологических систем / Кашеева Н.Ю., Долгополов И.С., Тучин В.Т., Рышков А.В. // Проблеми математичного моделювання: міждерж. наук.-метод. конф., травень 2008 р.: тези доповідей. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2008. – С.91-92.
7. Эксергоэкономический анализ физико-технологических систем (топологэксергетический подход). Часть 1 / Тучин В.Т., Долгополов И.С., Садовой А.В., Касимов А.М. // Экология, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей среды и здоровье человека, утилизация отходов: XVIII междунар. науч.-практ. конф., сентябрь 2010 г.: сборник научных статей в 2-х т. Т.1. – УкрГНТЦ «Энергосталь» - Харьков: Райдер, 2010. – С.234-241.
8. Эксергоэкономический анализ физико-технологических систем (топологэксергетический подход). Часть 2 / Тучин В.Т., Долгополов И.С., Садовой А.В., Касимов А.М. // Экология, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей среды и здоровье человека, утилизация отходов: XVIII междунар. науч.-практ. конф., сентябрь 2010 г.: сборник научных статей в 2-х т. Т.2. – УкрГНТЦ «Энергосталь» - Харьков: Райдер, 2010. – С.241-251.
9. Rosenberg R.C. Introduction to Physical System Dynamics / Rosenberg R.C., Karnopp D.C. – New York: Mc Grow – Hill Inc., 1983. – 420p.

Поступила в редколлегию 10.09.2015.