

## ТЕПЛОТЕХНІКА ТА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКА

УДК 669.045:669.046.581.2

© Ленцов И.А.<sup>1</sup>, Сущенко А.В.<sup>2</sup>, Ленцов Д.И.<sup>3</sup>

### ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ПЕЧИ ДЛЯ ОБЖИГА ИЗВЕСТНЯКА И ЕГО АНАЛИЗ

*Выполнен сравнительный анализ известных методик расчета материального и теплового балансов комплекса «вращающаяся печь – запечные теплообменники» для обжига известняка. Показано, что предлагаемые авторами методики расчета имеют ограничения и неточности, связанные как с принятыми при их разработке допущениями, так и с конструктивными особенностями и условиями эксплуатации агрегатов. На основе проведенного анализа разработаны основные положения обобщенной методики расчета материального и теплового балансов, наиболее полно описывающей процесс обжига известняка в действующей вращающейся печи с запечными теплообменниками.*

**Ключевые слова:** производство извести, вращающаяся печь, материальный баланс, тепловой баланс, высокотемпературный шахтный подогреватель известняка, шахтный противоточный охладитель извести.

*Ленцов И.А., Сущенко А.В., Ленцов Д.И. Тепловий баланс обертової печі для випалу вапняку та його аналіз. Виконано порівняльний аналіз відомих методик розрахунку матеріального і теплового балансів комплексу «обертова піч – запічні теплообмінники» для випалу вапняку. Показано, що запропоновані авторами методики розрахунку мають обмеження і неточності, пов'язані як із прийнятими при їх розробці припущеннями, так і з конструктивними особливостями і умовами експлуатації агрегатів. На основі проведеного аналізу розроблені основні положення узагальненої методики розрахунку матеріального і теплового балансів, найбільш повно описуючі процес випалу вапняку в діючій обертовій печі із запічними теплообмінниками.*

**Ключові слова:** виробництво вапна, обертова піч, матеріальний баланс, тепловий баланс, високотемпературний шахтний підігрівач вапняку, шахтний охолоджувач вапна.

*I.A. Lentsov, A.V. Sushchenko, D.I. Lentsov. Heat balance of the rotary kiln for the limestone burning and its analysis. Comparative analysis of the known methods of calculation of material and heat balances of the rotary kilns with heat exchangers for limestone burning has been done. It is shown that the methods of calculations, proposed by the authors, have restrictions and inaccuracies, associated with both the assumptions made by authors for their conditions and the design of the units. Based on the made analysis the main provisions of the generalized method of calculation of the material and heat balances, that best describes the process of limestone burning in the rotary kiln with heat exchangers, have been developed. As can be seen it is impossible to perform analytical calculation of material and heat balances of the existing rotary kiln without balance test results. Thus, in the material balance calculation, besides of the content of carbonates, hydrated moisture and impurities in the feedstock, the influence of the physical hu-*

<sup>1</sup> канд. техн. наук, доцент, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь, [igor.lentsov@inpec.ua](mailto:igor.lentsov@inpec.ua)

<sup>2</sup> канд. техн. наук, доцент, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь, [Sushchenko.andrei@gmail.com](mailto:Sushchenko.andrei@gmail.com)

<sup>3</sup> аспирант, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь, [denis.lentsov@inpec.ua](mailto:denis.lentsov@inpec.ua)

midity, which may vary depending on season and storage conditions, should be taken into account. The amount and chemical composition of burnt dust carried away from the kiln, may differ significantly from the literature data. The value of the cold air inflow can reach 15% of the total amount of air entering the kiln, it has a significant impact on fuel consumption for lime burning. When calculating the heat balance needs to know the actual temperature of the heated air and burnt lime, temperature and flue gas composition at the outlet of the heater, the temperature of the flue dust. Determining of the heat loss to the environment through the kiln body is not possible without measuring the temperature of its surface. The accuracy of determining the heat transfer coefficient, depending on the temperature of the surface of the kiln can also have a significant impact on the calculation results.

**Keywords:** lime production, rotary kiln, material balance, heat balance, high temperature shaft limestone heater, shaft counter flow lime cooler.

**Постановка проблеми.** В последнее десятилетие украинские металлургические предприятия особенно остро ощущают влияние роста цен на природный газ. За период с 2002 по 2012 годы цена импортируемого природного газа увеличилась с 59,1 до 426,3 долларов США за тыс. м<sup>3</sup> [1]. Учитывая сложившуюся в Украине ситуацию, ожидать снижения стоимости импорта природного газа не приходится, поэтому первоочередной задачей для всех секторов украинской экономики, включая черную металлургию, является снижение его потребления.

Доля природного газа в структуре сквозной себестоимости производства конвертерной стали на украинских металлургических предприятиях достигает 20% и почти в 6 раз превышает аналогичный показатель для металлургических предприятий стран ЕС [2]. При этом, основные затраты топлива приходятся на производство чугуна и конвертерной извести.

Качество конвертерной извести оказывает существенное влияние на процесс шлакообразования и технико-экономические показатели кислородно-конвертерного процесса [3]. Скорость шлакообразования в начальный период продувки лимитируется скоростью растворения извести, как основного шлакообразующего материала, и характеризуется её химическим составом и реакционной способностью. Также следует отметить, что помимо качества извести на процесс шлакообразования оказывает существенное влияние и её фракционный состав [4]. При прочих равных условиях применение извести более крупной фракции (>40 мм) сопровождается большей окисленностью шлака.

Типовые требования, предъявляемые к качеству конвертерной извести за рубежом, представлены в табл. 1.

Таблица 1

Требования к качеству конвертерной извести за рубежом

№	Источник	Хим. состав, %		Фракционный состав		Реакционная способность [5]
				мм	%	
1	J. A. H. Oates [6]	CaO	> 95	>44	0	<2 мин
		MgO	< 1,5	44-38	< 10	
		SiO <sub>2</sub>	< 1,0	38-12	> 75	
		S	< 0,03	12-6	< 10	
		CO <sub>2</sub>	2,5	<6	< 5	
2	E. T. Turkdogan [7]	CaO	96	12-25	100	< 2 мин
		MgO	1			
		SiO <sub>2</sub>	1			
		S	< 0,04			
		CO <sub>2</sub>	1,5			

Производство конвертерной извести на предприятиях черной металлургии осуществляется главным образом в шахтных и вращающихся печах. При этом, использование вращающихся печей с запечными теплообменными устройствами объясняется высокими технико-экономическими показателями производства и качеством получаемой извести (CaO94-96%, ос-

таточный CO<sub>2</sub> 0,5-2%, содержание серы менее 0,025%) [8]. Показатели удельного расхода условного топлива на производство высококачественной извести во вращающихся печах ведущих мировых производителей составляют 170-190 кг.у.т./т извести при суточной производительности 450-550 т.

Удельный расход топлива на производство конвертерной извести во вращающихся печах украинских металлургических предприятий достигает 250 кг.у.т./т.извести при суточной производительности 330-380 т.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Определить пути возможного снижения удельного расхода топлива на производство извести заданного качества можно выполнив анализ материального и теплового балансов агрегата [8-16]. Для этого следует рассматривать балансы печей и запечных теплообменников, как в комплексе, так и по отдельности.

Наиболее полно методики расчета теплового и материального балансов вращающихся обжиговых печей представлены Ходоровым Е. И. [9], Цибиным И. П. [10], Боатэнгом А. А. [11], Перэем К. Е. [12], Кунии Д. [13] и Лисиенко В. Г. [14].

Е. И. Ходоров [9] приводит материальный и тепловой балансы вращающейся печи для обжига цементного клинкера. Уравнение материального баланса представлено в следующем виде, кг/кг клинкера:

$$G_T + G_M + G_B + G_B^{nod} = G_{CO_2}^T + G_{N_2}^T + G_{O_2}^T + G_{H_2O}^T + G_{H_2O}^T + G_{H_2O}^M + G_{CO_2}^M + G_W^M + G_{H_2O}^M + G_{nl} \quad (1)$$

где  $G_T$  – удельный расход топлива;  $G_M$  – удельный расход сырья;  $G_B$  – удельный расход подаваемого воздуха,  $G_B^{nod}$  – количество воздуха, подсосываемого через горячую головку печи;  $G_{CO_2}^T, G_{N_2}^T, G_{O_2}^T, G_{H_2O}^T$  – продукты горения топлива;  $G_{H_2O}^T$  – потери топлива в результате химического недожога;  $G_{CO_2}^M$  – выход углекислоты сырья;  $G_W^M, G_{H_2O}^M$  – выход физической и гидратной влаги сырья;  $G_{nl}$  – количество пыли, уносимое из печи.

Статьи теплового баланса представлены Е. И. Ходоровым в следующем виде, кДж/кг:

$$Q_T^x + Q_M^{\phi} + Q_B + Q_T^{\phi} = Q_P + Q_W^M + Q_{d.z.}^{omx} + Q_{nom} + Q_B^{xol} + Q_{кл} + Q_{nl} + Q_{x.n.} + Q_{m.n.} \quad (2)$$

где  $Q_T^x$  – теплота сгорания топлива;  $Q_M^{\phi}, Q_B, Q_T^{\phi}$  – физическая теплота загружаемого материала, воздуха и топлива;  $Q_P$  – тепловой эффект клинкерообразования;  $Q_W^M$  – расходы теплоты на испарение влаги;  $Q_{d.z.}^{omx}$  – потери теплоты с отходящими газами;  $Q_{nom}$  – потери теплоты через корпус печи в окружающую среду;  $Q_B^{xol}$  – потери теплоты с выбиваниями подогретого воздуха;  $Q_{кл}$  – потери теплоты с клинкером;  $Q_{nl}$  – потери теплоты с пылеуносом;  $Q_{x.n.}$  – потери теплоты от химического недожога;  $Q_{m.n.}$  – потери теплоты от механического недожога.

Процесс клинкерообразования существенно отличается от процесса обжига карбонатов во вращающихся печах. Так, помимо расхода теплоты на дегидратацию сырья и декарбонизацию  $CaCO_3$  и  $MgCO_3$  имеют место затраты теплоты на образование жидкой фазы, приход теплоты в результате образования клинкерных минералов и застывания жидкой фазы.

Взяв за основу методику Е. И. Ходорова [9], И. П. Цибиным [10] был предложен метод расчета материального и теплового балансов обжига магнезита во вращающейся печи. Приходная и расходная части материального и теплового балансов приняты автором без изменений. Общий приход теплоты, кДж/кг:

$$Q_T^x + Q_C^{\phi} + Q_B^{\phi} + Q_T^{\phi} \quad (3)$$

где  $Q_T^x$  – теплота сгорания топлива;  $Q_C^{\phi}, Q_B^{\phi}, Q_T^{\phi}$  – физическая теплота загружаемого сырья, воздуха и топлива.

Общий расход теплоты на обжиг карбонатов автор представляет в виде, кДж/кг:

$$Q_{x.п.} + Q_{N_2}^B + Q_{H_2O}^T + Q_{o.м.} + Q_{ном} + Q_{x.н.} + \\ + Q_{CO_2}^M + Q_{CO_2}^T + Q_{пл} + Q_w^M + Q_{зид}^M \quad (4)$$

где  $Q_{x.п.}$ ,  $Q_w^M$  – расходы теплоты на химические процессы, нагрев и испарение гигроскопической влаги;  $Q_{o.м.}$ ,  $Q_{зид}^M$ ,  $Q_{пл}$  – количество теплоты, уносимой с обожженным материалом, гидратной влагой и пылью;  $Q_{CO_2}^M$ ,  $Q_{CO_2}^T$ ,  $Q_{N_2}^B$ ,  $Q_{H_2O}^T$  – теплота, уносимая с  $CO_2$  материала, топлива, азотом воздуха и  $H_2O$  топлива;  $Q_{x.н.}$ ,  $Q_{ном}$  – потери теплоты от химического недожога и в окружающую среду.

А. А. Боатэнг [11] приводит тепловой и материальный балансы обжига доломитизированного известняка во вращающейся печи с запечным охладителем обожженного доломита. Для отопления печи помимо природного газа используется пылеугольное топливо, поэтому статьи материального и теплового балансов несколько отличаются от рассмотренных выше. Так, вследствие конструктивных особенностей системы подачи пылеугольного топлива, часть подогретого в охладителе воздуха используется для вдувания топлива в печь. Часть воздуха поступает в печь непосредственно из охладителя. Кроме того, небольшое количество холодного воздуха используется для охлаждения горелки и также подается в рабочее пространство печи. При расчете балансов автор не учитывает подсосы холодного воздуха в горячей головке печи. Кроме того, по причине использования пылеугольного топлива, количество и состав уносимой из печи пыли существенно отличается от представленных И. П. Цибиным.

К. Е. Перэй [12], как и Е. И. Ходоров, рассматривая процесс обжига клинкера во вращающихся печах, предлагает в расходной части теплового баланса, помимо вышеуказанных статей расхода, учитывать и затраты теплоты на обжиг уносимой пыли.

Д. Кунии [13] приводит тепловой баланс вращающейся печи для обжига известняка с запечными теплообменниками. Конструктивно рассматриваемые автором печь и запечные теплообменники наиболее полно соответствуют действующей вращающейся печи, рассматриваемой в данной статье.

В. Г. Лисиенко [14] предлагает учитывать теплоту, затрачиваемую на нагрев шихты и разложение карбонатов сырья отдельно. В остальном представленный автором метод расчета материального и теплового балансов не отличается от приведенного Е. И. Ходоровым.

Для анализа эффективности работы действующей печи в сравнении с аналогами, были рассмотрены статьи расхода тепловых балансов вращающихся печей, приведенные Монастыревым А. В. [8], Цибиным И. П. [10], Боатэнгом А. А. [11], Кунии Д. [13], Бойтоном Р. С. [15] и Табунщиковым Н. П. [16].

Часть авторов [8, 13, 15, 16] приводят балансы однотипных высокоэффективных вращающихся печей для производства извести, оборудованных запечными теплообменниками и рассматривают тепловой баланс системы в целом (табл. 2). Остальные [10, 11, 15] приводят балансы печей без запечного теплообменного оборудования, что позволяет оценить эффективность применения запечных теплообменников (табл. 3).

Сравнивая данные, приведенные в таблицах 2 и 3, можно сделать вывод о том, что применение современного запечного оборудования позволяет сократить затраты топлива на обжиг извести в 2-3 раза. Стоит обратить внимание на существенные различия в приведенных авторами потерях теплоты с уходящими газами. Например, в работах [13] и [15] (см. таблицу 1) они отличаются более, чем в два раза, а теплота уносимая с продуктами сгорания топлива в этих же работах отличается более, чем в три раза. Обращает на себя внимание и существенное (более, чем в три раза) расхождение в потерях теплоты в окружающую среду [15] и [16], потерях теплоты с уносимой пылью и выгружаемой известью [8] и [15].

Вышеуказанные данные требуют дополнительного анализа.

**Целью данной работы** является разработка уточненной методики расчета развернутого теплового баланса действующей вращающейся печи с запечными теплообменниками и его анализ.

**Изложение основного материала.** Принципиальная технологическая схема действующей вращающейся печи с запечным подогревателем сырья и холодильником извести представлена на рис. 1.

Таблица 2

Тепловые балансы вращающихся печей с запечными теплообменниками

№	Расход теплоты, кДж/кг (%)	[8]	[13]	[15]	[16]
1	2	3	4	5	6
1	На диссоциацию карбонатов	3 100 (56,5)	3 025 (68,1)	2930 (47,8) <sup>1</sup>	3 201 (67,5) <sup>2</sup>
	на разложение CaCO <sub>3</sub>	-	-	-	3 176 (66,9)
	на разложение MgCO <sub>3</sub>	-	-	-	25 (0,5)
2	С отходящими газами	1 005 (18,4)	621 (14,0)	1 569 (25,6)	1 192 (25,1)
	с продуктами горения		383 (8,6)	1 289 (21,0)	-
	с CO <sub>2</sub> сырья		172 (3,9)	280 (4,6)	-
	с нагретым избытком воздуха	-	65 (1,5)	-	-
3	В окружающую среду	713 (12,6)	759 (17,1)	1 021 (16,7)	314 (6,6)
4	На испарение влаги сырья	545 (10,1)	-	310 (5,1)	-
5	С уносимой пылью	72 (1,3)	-	176 (2,9)	-
6	С недожогом топлива	46 (0,9)	-	-	-
7	С выгружаемой известью	9 (0,1)	40 (0,9)	117 (1,9)	38 (0,8)
8	Всего:	5 490 (100)	4 444 (100)	7 690 (100)	4 745 (100)

<sup>1</sup>Расход теплоты на разложение CaCO<sub>3</sub>;

<sup>2</sup>Расход теплоты на разложение CaCO<sub>3</sub> и MgCO<sub>3</sub>, включая нагрев сырья до температуры 880°C.

Таблица 3

Тепловые балансы вращающихся печей без запечных теплообменников

№	Расход теплоты, кДж/кг (%)	[10]	[11]	[15]
1	2	3	4	5
1	На диссоциацию карбонатов	3 461 (23,9)	3 668 (31,2)	2 930 (33,1)
	на разложение CaCO <sub>3</sub>	-	-	-
	на разложение MgCO <sub>3</sub>	-	-	-
2	С отходящими газами	5 767 (39,8)	3 935 (33,4)	3 284 (37,2)
	с продуктами горения	2 362 (16,3)	-	2 845 (32,2)
	с CO <sub>2</sub> сырья	955 (6,6)	-	439 (5,0)
	с нагретым избытком воздуха	2 450 (16,9)	-	-
3	В окружающую среду	1 640 (11,3)	2 074 (17,6)	3 933 (34,6)
4	На испарение влаги сырья	265 (1,8)	119 (1,0)	310 (3,5)
5	С уносимой пылью	300 (2,1)	99 (0,8)	184 (2,1)
6	С недожогом топлива	1 391 (9,6)	-	-
7	С выгружаемой известью	1 666 (11,5)	1 876 (15,9)	710 (8,0)
8	Всего:	14 490 (100)	11 770 (100)	11 350 (100)

Суточная производительность печи по готовому продукту составляет 350 т. при этом удельный расход условного топлива достигает 250 кг.у.т./т. В качестве топлива используется природный газ (теплота сгорания 33,4МДж/м<sup>3</sup>). Печь производит конвертерную известь высокого качества(потери при прокаливании менее 2%). Коэффициент расхода сырья составляет 1,83 кг/кг.

Запишем уравнение материального баланса на 1 кг обожженной извести, взяв за основу формулу (1):

$$G_T + G_C + G_B + G_B^{nod} = P_0 + G_B^{выб} + G_T^{CO_2} + G_B^{N_2} + G_B^{O_2} + G_T^{H_2O} + G_C^{CO_2} + G_C^W + G_C^{H_2O} + G_{n.y.}^C + G_{n.y.}^{CO_2} \quad (5)$$

где  $G_T$ ,  $G_C$ ,  $G_B$  – удельные расходы топлива, сырья и принудительно подаваемого воздуха;  $G_B^{nod}$ ,  $G_B^{выб}$  – количество воздуха подсосываемого или выбиваемого через горячую головку печи;  $P_0$  – выход обожженной извести (1 кг);  $G_T^{CO_2}$ ,  $G_T^{H_2O}$  – продукты горения топлива;

$G_B^{N_2}$ ,  $G_B^{O_2}$  – количество азота и кислорода воздуха в дымовых газах;  $G_C^{CO_2}$  – выход углекислоты сырья;  $G_C^W$ ,  $G_C^{H_2O}$  – выход физической и гидратной влаги сырья;  $G_{n.y.}^C$  – выход сухой пыли;  $G_{n.y.}^{CO_2}$  – выход углекислоты пылеуноса.

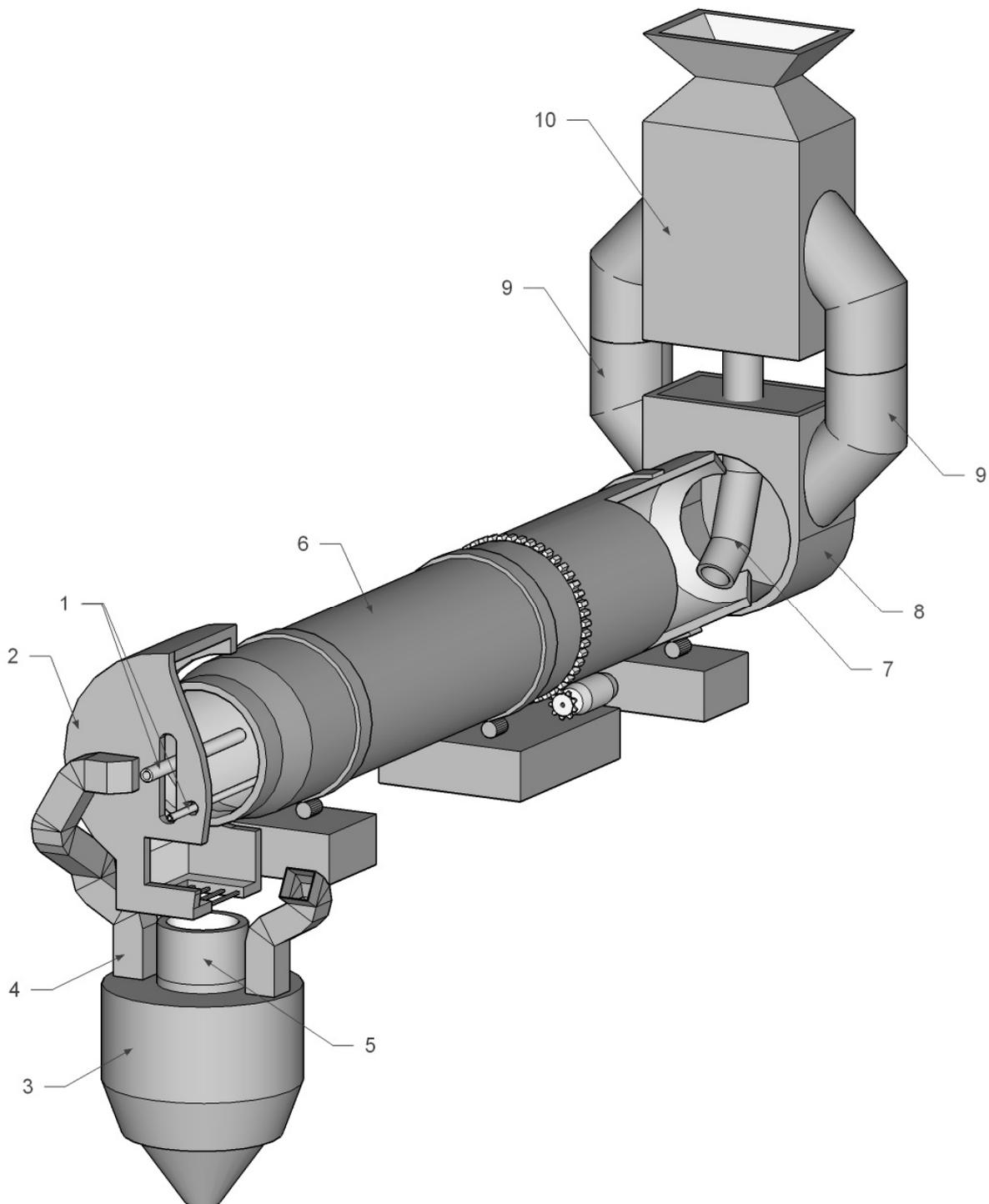


Рис. 1 – Технологическая схема производства извести во вращающейся печи с запечными теплообменниками: 1 – центральная и боковая горелки; 2 – горячая головка; 3 – охладитель извести; 4 – воздуховоды; 5 – загрузочная шахта охладителя; 6 – барабан печи; 7 – загрузочная тетка; 8 – загрузочная головка; 9 – дымоходы; 10 – шахтный подогреватель сырья

Удельный расход газообразного топлива, кг/кг:

$$G_T = \frac{B \rho_T}{\Pi} \quad (6)$$

$$B' = \frac{B}{\Pi}$$

где  $B$  – расход топлива,  $\text{нм}^3/\text{ч}$ ;  $B'$  – удельный расход топлива,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $\rho_T$  – плотность природного газа,  $\text{кг}/\text{нм}^3$ ;  $\Pi$  – фактическая производительность печи по готовому продукту во время балансовых испытаний,  $\text{кг}/\text{ч}$ .

Удельный расход влажного сырья,  $\text{кг}/\text{кг}$ :

$$G_C = \frac{G_C^\phi}{\Pi}, \quad (7)$$

где  $G_C^\phi$  – фактический расход сырья по результатам балансовых испытаний,  $\text{кг}/\text{ч}$ .

Фактический расход сухого сырья,  $\text{кг}/\text{кг}$ :

$$G_C^c = \frac{G_C (100 - W^c)}{100}, \quad (8)$$

где  $W^c$  – средняя влажность сырья за время балансовых испытаний, %.

Выход физической влаги сырья,  $\text{кг}/\text{кг}$ :

$$G_C^W = \frac{G_C^c W^c}{100 - W^c}, \quad (9)$$

Выход гидратной влаги сырья,  $\text{кг}/\text{кг}$ :

$$G_C^{H_2O} = \frac{G_C^c H_2O^c}{100}, \quad (10)$$

где  $H_2O^c$  – влагосодержание, входящее в минеральный состав сырья, %.

Выход углекислого газа сырья при диссоциации карбонатов,  $\text{кг}/\text{кг}$ :

$$G_C^{CO_2} = G_C - (P_0 + G_C^W + G_C^{H_2O} + G_{n.y.}), \quad (11)$$

где  $G_{n.y.}$  – безвозвратный пылеунос,  $\text{кг}/\text{кг}$ .

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сжигания топлива [10]:

$$L_0 = \frac{0,01 \left( 0,5CO^T + 2CH_4^T + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n^T - O_2^T \right)}{k_{O_2}}, \text{нм}^3/\text{кг}, \quad (12)$$

где  $O_2^T, CO^T, CH_4^T, C_m H_n^T$  – содержание компонентов газообразного топлива во время балансовых испытаний, %;  $k_{O_2}$  – количество кислорода в воздухе, %.

Действительное количество воздуха, поступающего на горение:

$$L_\alpha = \alpha L_0, \text{нм}^3/\text{нм}^3; V_B^\alpha = B L_\alpha, \text{нм}^3/\text{ч}; G_B^\alpha = V_B^\alpha \rho_B, \text{кг}/\text{ч}, \quad (13)$$

где  $\alpha$  – действительный коэффициент избытка воздуха.

Выход углекислоты при сжигании топлива [10]:

$$V_T^{CO_2} = B' \cdot 0,01 (CO_2^T + CO^T + CH_4^T + \sum m C_m H_n^T), \text{нм}^3/\text{кг} \quad (14)$$

$$G_T^{CO_2} = V_T^{CO_2} \rho_{CO_2}, \text{кг}/\text{кг}$$

Выход водяных паров при сжигании топлива ( $\alpha=1,0$ ) [10]:

$$V_T^{H_2O} = 0,01 \cdot B' \left( H_2^T + 2CH_4^T + \sum \frac{n}{2} C_m H_n^T + 0,124(d_T + L_\alpha d_B) \right), \text{нм}^3/\text{кг}, \quad (15)$$

$$G_T^{H_2O} = V_T^{H_2O} \rho_{H_2O}, \text{кг}/\text{кг}$$

где  $d_T$  – влажность, отнесенная к 1 м<sup>3</sup> сухого газа, г/м<sup>3</sup>;  $d_B$  – влажность, отнесенная в 1 м<sup>3</sup> сухого воздуха, г/м<sup>3</sup>.

Количество азота воздуха в дымовых газах:

$$V_B^{N_2} = B' \left( 0,01 \cdot N_2^T + (1 - k_{O_2}) L_\alpha \right), \text{ нм}^3 / \text{кг} \quad (16)$$

$$G_B^{N_2} = V_B^{N_2} \rho_{N_2}, \text{ кг} / \text{кг}$$

Количество кислорода воздуха в дымовых газах:

$$V_B^{O_2} = B' \cdot 0,21 (\alpha - 1) L_0, \text{ нм}^3 / \text{кг} \quad (17)$$

$$G_B^{O_2} = V_B^{O_2} \rho_{O_2}, \text{ кг} / \text{кг}$$

Количество пыли, уносимое из печи, кг/кг:

$$G_{n.y.}^{\bar{\sigma}} = \frac{G_{n.y.}^{\bar{\sigma}}}{\Pi}, \quad (18)$$

где  $G_{n.y.}^{\bar{\sigma}}$  – общий безвозвратный пылеунос во время балансовых испытаний, кг/ч.

Выход сухой пыли, кг/кг:

$$G_{n.y.}^C = \frac{G_{n.y.} \cdot 100}{100 - n.n.n.^{n.y.}}, \quad (19)$$

где  $n.n.n.^{n.y.}$  – потери при прокаливании пыли из средней пробы за время балансовых испытаний, %.

Выход углекислоты пылеуноса, кг/кг:

$$G_{n.y.}^{CO_2} = \frac{G_{n.y.} \cdot n.n.n.^{n.y.}}{100}. \quad (20)$$

Принимаем, что в частично прокаленной пыли гидратная влага отсутствует, следовательно, выход углекислоты пыли и является потерями при прокаливании.

В качестве основы для составления теплового баланса примем уравнения (2) и (3). Суммарный приход теплоты  $\Sigma Q_{np}$  в печь определяется следующим выражением, кДж/кг:

$$\begin{aligned} Q_T^x + Q_T^{\phi} + Q_B + Q_B^{nod} + Q_C^{\phi} = \\ = Q_n^p b + G_T c_T t_T + G_B c_B t_B + G_B^{nod} c_B^{o.c.} t_{o.c.} + G_C c_C t_C \end{aligned} \quad (21)$$

где  $Q_n^p$  – теплотворная способность газа, кДж/нм<sup>3</sup>;  $b$  – удельный расход топлива, нм<sup>3</sup>/кг;  $c_T$  – теплоемкость топлива при температуре  $t_T$ , кДж/(кг·град);  $c_B$  – теплоемкость воздуха с температурой  $t_B$ , поступающего на горение, кДж/(кг·град);  $c_B^{o.c.}$  – теплоемкость подсосываемого воздуха с температурой окружающей среды ( $t_{o.c.}$ ), кДж/(кг·град);  $c_C$  – теплоемкость сырья с температурой  $t_C$ , кДж/(кг·град).

Суммарный расход теплоты  $\Sigma Q_{pac}$  (кДж/кг) состоит из:

$$\begin{aligned} Q_{x.n.} + Q_B^{N_2} + Q_B^{O_2} + Q_B^{gib} + Q_T^{H_2O} + Q_{o.i.} + Q_{nom} + \\ + Q_{x.n.} + Q_C^{CO_2} + Q_T^{CO_2} + Q_{n.y.}^C + Q_C^W + Q_C^{H_2O} + Q_{n.y.}^{CO_2}, \end{aligned} \quad (22)$$

где  $Q_C^{H_2O}$ ,  $Q_{x.n.}$  – расход теплоты на нагрев и испарение гидратной влаги, химический процесс разложения карбонатов сырья;  $Q_{o.i.}$ ,  $Q_C^W$ ,  $Q_{n.y.}^C$  – теплота, уносимая с обожженной извесью, гидратной влагой и пылью;  $Q_C^{CO_2}$ ,  $Q_T^{CO_2}$ ,  $Q_{n.y.}^{CO_2}$ ,  $Q_B^{N_2}$ ,  $Q_B^{O_2}$ ,  $Q_T^{H_2O}$  – теплота, уносимая с  $CO_2$  материала, топлива и пыли, азотом и кислородом воздуха, а также  $H_2O$ , выделившимся при сжигания топлива;  $Q_{x.n.}$ ,  $Q_{nom}$ ,  $Q_B^{gib}$  – потери теплоты от химической неполноты горения, в окружающую среду и с выбиваниями воздуха через головки печи.

Расход теплоты на химические процессы, кДж/кг:

$$Q_{x.n.} = \frac{1}{100} \left[ 3182CaO^H + 2769MgO^H + G_{n.y.} (3182CaO^{n.y.} + 2769MgO^{n.y.}) \right], \quad (23)$$

где  $CaO^H$ ,  $MgO^H$ ,  $CaO^{n.y.}$ ,  $MgO^{n.y.}$  – доля оксидов кальция и магния в обожженной извести и пыли, %; 3182 и 2769 кДж/кг – расходы теплоты на эндотермическую реакцию дегидратации и диссоциации карбонатов до  $CaO$  и  $MgO$  соответственно.

Как следует из приведенной формулы затраты теплоты на химические процессы определяются только степенью обжига извести и уносимой пыли. Однако разные авторы приводят различные значения удельных затрат теплоты. Так, на химическую реакцию диссоциации  $CaCO_3$ , относительно начальной температуры 25°C, по данным авторов [6, 10, 15] затрачивается от 2910 до 3490 кДж на кг  $CaO$ . По данным Р. С. Бойнтонна [15] на разложение карбоната кальция расходуется 2930 кДж/кг, в других источниках тот же автор указывает величину 3224 кДж/кг [6]. Ф. Шварцкопф [6] приводит величину 3157 кДж/кг, Д. Оатс [6] и И. П. Цибин [10] – 3182 кДж/кг. Причем Д. Оатс указывает, что непосредственно на разложение карбоната кальция расходуется только 3027 кДж/кг. Разница в 155 кДж/кг возникает вследствие того, что на нагрев 1,786 кг  $CaCO_3$  с 25 до 900°C требуется 1805 кДж, в то время как потери теплоты при охлаждении продуктов реакции — 1 кг  $CaO$  и 0,786 кг  $CO_2$  с 900 до 25°C составляют 871 и 779 кДж соответственно (в сумме — 1650 кДж). Количество тепла затрачиваемое на хим. реакцию диссоциации  $MgCO_3$  относительно начальной температуры 25°C составляет 3027 кДж на кг  $MgO$  [6, 10], И. П. Цибин [10] приводит величину 2769 кДж.

Теплота, уносимая с гидратной влагой сырья, кДж/кг:

$$Q_C^{H_2O} = G_C^{H_2O} c_{H_2O} t_{d.z.}, \quad (24)$$

где  $c_{H_2O}$  – теплоемкость водяных паров при температуре уходящих дымовых газов, кДж/(кг·град);  $t_{d.z.}$  – температура уходящих дымовых газов, °C.

Затраты теплоты на нагрев и испарение гидратной влаги сырья (дегидратацию) учтены в формуле (23).

Расход теплоты на нагрев и испарение физической влаги сырья, кДж/кг [10]:

$$Q_C^W = \left[ 2512 + c_{H_2O} (t_{d.z.} - t_C) \right] G_C^W, \quad (25)$$

где 2512 – расход тепла на испарение 1 кг влаги, кДж/кг.

Как видно из формулы (25), потери теплоты на нагрев и испарение физической влаги сырья зависят от количества влаги и разницы температур сырья и отходящих дымовых газов. По данным Бойнтонна Р. С. [15] снижение потерь теплоты на удаление физической влаги за счет сооружения силосного хранилища для защиты сырья от дождя и сырости не является экономически целесообразным. Однако анализ данных, приведенных в таблицах 2 и 3 показывает, что такие потери могут отличаться более, чем в 4,5 раза и достигают 10% от общего расхода теплоты (см. данные авторов [8] и [11]).

Расход теплоты с обожженной известью, кДж/кг:

$$Q_{o.u.} = P_0 c_{o.u.} t_{o.u.}, \quad (26)$$

где  $c_{o.u.}$  – теплоемкость обожженной извести при температуре  $t_{o.u.}$ , кДж/(кг·град);  $t_{o.u.}$  – температура обожженной извести на выходе из охладителя, °C.

Формула (26) показывает, что удельный расход теплоты с обожженной известью зависит только от её температуры на выходе. По величинам потерь с выгружаемой известью, приведенным в таблицах 2 и 3, можно оценить целесообразность применения запечных охладителей извести, а также сравнить эффективность различных охладителей между собой.

Количество теплоты, уносимой с пылью, кДж/кг:

$$Q_{n.y.}^C = G_{n.y.}^C c_{n.y.} t_{n.y.}, \quad (27)$$

где  $c_{n.y.}$  – теплоемкость пыли при температуре  $t_{n.y.}$ , кДж/(кг·град);  $t_{o.u.}$  – температура обожженной пыли, °C.

Теплота, уносимая с  $CO_2$  сырья, кДж/кг:

$$Q_C^{CO_2} = G_C^{CO_2} c_{CO_2} t_{d.z.}, \quad (28)$$

где  $c_{CO_2}$  – теплоемкость  $CO_2$  при температуре уходящих дымовых газов, кДж/(кг·град).

Теплота, уносимая с  $CO_2$  топлива, кДж/кг:

$$Q_T^{CO_2} = G_T^{CO_2} c_{CO_2} t_{d.z.} \quad (29)$$

Теплота, уносимая с  $H_2O$  топлива, кДж/кг:

$$Q_T^{H_2O} = G_T^{H_2O} c_{H_2O} t_{d.z.} \quad (30)$$

Теплота, уносимая с  $CO_2$ пылеуноса, кДж/кг:

$$Q_{n.y.}^{CO_2} = G_{n.y.}^{CO_2} c_{CO_2} t_{d.z.} \quad (31)$$

Теплота, уносимая с азотом воздуха, кДж/кг:

$$Q_B^{N_2} = G_B^{N_2} c_{N_2} t_{d.z.}, \quad (32)$$

где  $c_{N_2}$  – теплоемкость  $N_2$  при температуре уходящих дымовых газов, кДж/(кг·град).

Теплота, уносимая с кислородом воздуха, кДж/кг:

$$Q_B^{O_2} = G_B^{O_2} c_{O_2} t_{d.z.}, \quad (33)$$

где  $c_{O_2}$  – теплоемкость  $O_2$  при температуре уходящих дымовых газов, кДж/(кг·град).

Как следует из формул (28-33) количество теплоты, уносимое продуктами сгорания топлива и разложения сырья, определяется их удельным расходом и температурой. По данным авторов [13, 15] (см. таблицу 2), удельный расход теплоты, уносимый с продуктами разложения известняка различается более, чем в 1,5 раза. Учитывая, что обе печи производят известь требуемого качества (см. таблицу 1), удельный выход  $CO_2$ сырья на 1 кг обожженной извести не должен существенно отличаться. Следовательно, разница в расходе теплоты обусловлена только температурой отходящих дымовых газов, что свидетельствует о более эффективной утилизации теплоты уходящих газов в подогревателе сырья, рассматриваемого автором [13]. Разница в потерях теплоты с продуктами сгорания обусловлена не только разницей температур, но и увеличенным в два раза объемом отходящих дымовых газов, что может свидетельствовать о существенных подсосах воздуха по газовому тракту печи, рассматриваемой автором [15].

На основании сравнительного анализа статей расхода теплоты с уходящими дымовыми газами можно сделать вывод об эффективности работы запечных теплообменников и газодинамического режима работы печи.

Потери теплоты с выбиваниями воздуха через горячую головку, кДж/кг:

$$Q_B^{выб} = G_B^{выб} c_{\theta} t_{\theta}. \quad (34)$$

Потери теплоты от химической неполноты горения, кДж/кг:

$$Q_{x.n.} = 121,4 \cdot CO^{d.z.} \cdot (V_T^{CO_2} + V_T^{H_2O} + V_B^{N_2} + V_B^{O_2}), \quad (35)$$

где  $CO^{d.z.}$  – процентное содержание  $CO$  по результатам анализа дымовых газов на выходе из печи.

Потери теплоты от механической неполноты горения топлива при факельном сжигании природного газа не превышают 1% и могут, в данном случае, не учитываться.

Потери теплоты в окружающую среду, кДж/кг:

$$Q_{nom} = \frac{k \pi d_n L \alpha_{men} (t_{кор} - t_{o.c.})}{\Pi}. \quad (36)$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий величину поверхности теплообмена за счет бандажей, роликов, шестерни, накладок и т.п.;  $d_n$  – наружный диаметр печи, м;  $L$  – длина печи, м;  $\alpha_{men}$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·°C);  $t_{кор}$ ,  $t_{o.c.}$  – температуре корпуса печи и воздуха окружающей среды соответственно, °C.

Как видно из формулы (36), на величину потерь теплоты в окружающую среду оказывают влияние как геометрические размеры печи, так и температура её поверхности. Часть авторов [8, 13, 15] при расчете теплового баланса учитывают суммарные потери теплоты в окружающую среду через корпус печи и запечных теплообменников (см. таблицу 2), Табунщиков Н. П. [16] приводит только потери через корпус печи. Существенная разница в удельных потерях те-

плоты в окружающую среду, приведенных в таблицах 2 и 3, обусловлена не только геометрическими размерами, но и более низкой производительностью печей, рассматриваемых авторами [10, 11, 13] (см. таблицу 3). Отсутствие запечных утилизаторов теплоты не позволяет достигнуть производительности печей, рассмотренных в таблице 2.

Существенное влияние на результаты расчетов по формуле (36) также оказывает коэффициент теплоотдачи. Оценить правильность расчетов можно сравнивая результаты, полученные для  $1 \text{ м}^2$  поверхности барабана печи, с известными данными. Так, величина потерь теплоты с  $1 \text{ м}^2$  поверхности печи при разнице температур корпуса и окружающей среды  $\Delta t=200^\circ\text{C}$ , приведенная Цибиным И. П. [10], составляет 11 450 кДж/ч. Потери теплоты с  $1 \text{ м}^2$  при том же  $\Delta t$  по данным А. А. Боатэнга [11] и Д. Кунии [13] составляют 13 970 кДж/ч и 17 580 кДж/ч соответственно, что на 18% и 35% выше, чем у И. П. Цибина. При использовании табличных данных [8, 9] для определения коэффициента теплопередачи, полученных авторами для перепада температур  $\Delta t=200^\circ\text{C}$  и скорости ветра 0 и 2 м/с, потери теплоты составят 12 960 кДж/ч и 20 800 кДж/ч соответственно, что на 12% и 45% превышает приведенные И. П. Цибиным данные. При использовании для расчета коэффициента теплопередачи формулы, предложенной Лисиенко [14], потери теплоты с  $1 \text{ м}^2$  корпуса печи при  $\Delta t=200^\circ\text{C}$  составят 15 840 кДж/ч.

Очевидно, что выполнить аналитический расчет материального и теплового балансов действующей вращающейся печи без результатов балансовых испытаний не представляется возможным.

Так, при расчете материального баланса помимо содержания карбонатов, гидратной влаги и примесей в исходном сырье необходимо также учитывать его физическую влажность, которая может отличаться в зависимости от условий хранения, времени года и пр. Количество и химический состав обожженной пыли, уносимой из печи, также может существенно отличаться от приведенных в литературе данных в зависимости от прочности известняка, режима работы печи и запечного подогревателя сырья и пр. Подсосы холодного и выбивания подогретого воздуха через неплотности горячей головки зависят как от конструктивных особенностей, так и от газодинамического режима работы печи и запечных теплообменников. Величина подсосов холодного воздуха может достигать 15% от общего количества воздуха, поступающего в печь, что оказывает существенное влияние на удельный расход топлива на обжиг извести.

При расчете теплового баланса необходимо знать фактическую температуру подогрева воздуха и обожженной извести на выходе из охладителя, температуру и состав дымовых газов на выходе из подогревателя, температуру уносимой пыли. Определить потери теплоты в окружающую среду через корпус печи не представляется возможным без замеров температуры его поверхности. Точность определения коэффициента теплоотдачи, в зависимости от температуры поверхности, также может оказать существенное влияние на результаты расчета.

### Выводы

1. Показано, что предлагаемые авторами методики расчета материального и теплового балансов имеют ограничения и неточности, связанные как с принятыми при их разработке допущениями, так и с конструктивными особенностями и условиями работы агрегатов.
2. На основе проведенного анализа разработаны основные положения обобщенной методики расчета материального и теплового балансов, наиболее полно описывающей процесс обжига известняка в действующей вращающейся печи с запечными теплообменниками.
3. Задачами дальнейших исследований являются: уточнение ряда расчетных зависимостей для определения статей материального и теплового балансов, разработка метода определения количества подсосов и выбиваний воздуха через головки печи в зависимости от геометрии неплотностей и разрежения в головках, разработка прикладной программы и проведение численных исследований материального и теплового баланса вращающейся печи для обжига известняка с запечными теплообменниками с целью выявления резервов экономии природного газа.

### Список использованных источников:

1. Лелюк О.В. Аналіз особливостей українського ринку видобутку та споживання природного газу / О.В. Лелюк // БІЗНЕС ІНФОРМ. – 2013. – №11. – С. 170-179.
2. Жнякин С.Б. Влияние цены природного газа на стратегическую зону хозяйствования метал-

- лургического предприятия / С.Б. Жнякин // Экономика промышленности. – 2008. – №2. – С. 81-86.
3. Ярошенко Н.И. Исследование качества металлургической извести и влияние его на процесс шлакообразования в кислородных конвертерах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.16.02 / Н.И. Ярошенко; Днепропетр. металлург. ин-т. – Днепропетровск, 1973. – 24 с.
  4. Третьяков Е.В. Шлаковый режим кислородно-конвертерной плавки / Е.В. Третьяков, В.К. Дидковский. – М. : Металлургия, 1971. – 143 с.
  5. BS 6463-103:1999. Quicklime, hydrated lime and natural calcium carbonate. Methods for physical testing. – Pub. Date 15.06.1999. – BSI, 1999. – 16 p.
  6. Oates Joseph A.H. Lime and Limestone. Chemistry and Technology, Production and Use / J.A.H. Oates. – Weinheim : WILEY-VCH. – 1998. – 455 p.
  7. Turkdogan E.T. Fundamentals of Steelmaking / E.T. Turkdogan. – Leeds, UK: Maney Publishing Suite 1C, 2010. – 331 p.
  8. Монастырев А.В. Печи для производства извести / А.В. Монастырев, А.В. Александров. – М. : Металлургия, 1979. – 232 с.
  9. Ходоров Е.И. Печи цементной промышленности / Е.И. Ходоров. – Л. : Госстройиздат, 1968. – 457 с.
  10. Цибин И.П. Пуск, наладка и теплотехнические испытания печей и сушил огнеупорной промышленности / И.П. Цибин, М.З. Шварцман, В.В. Стрекотин. – М. : Металлургия, 1978. – 256 с.
  11. Boateng A.A. Rotary Kilns. Transport Phenomena and Transport Process / Akwasi A. Boateng. – Butterworth Heinemann, 2008. – 368 p.
  12. Peray K. E. Cement Manufacturer's Handbook / Kurt E. Peray. – N.Y. : Chemical Publishing Co., 1979. – 382 p.
  13. Kunii D. Rotary Reactor Engineering / Daizo Kunii, TatsuChisaki. – Hungary : Elsevier, 2008. – 204 p.
  14. Лисиенко В.Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология. Книга 1 / В.Г. Лисиенко, Я.М. Щелоков, М.Г. Ладыгичев. – М. : Теплотехник, 2004. – 688 с.
  15. Бойнтон Р.С. Химия и технология извести / Роберт С. Бойнтон. – М. : Госстройиздат, 1972. – 240 с.
  16. Табунщиков Н.П. Производство извести / Н.П. Табунщиков. – М. : Химия, 1974. – 240 с.

#### Bibliography:

1. Lelyuk O.V. Analysis of the Ukrainian market of natural gas production and consumption specialties / O.V. Lelyuk // Business inform. – 2013. – I. 11. – P. 170-179 (Ukr.)
2. Gnyakin S.B. The impact of natural gas prices in the area of strategic management of metallurgical enterprises / S.B. Gnyakin // Industrial Economics. – 2008. – I. 2. – P. 81-86 (Rus.)
3. Yaroshenko N.I. Study of metallurgical lime's quality and its influence on the process of slag formation in oxygen converters : Phd. thesis : 05.16.02 / N.I. Yaroshenko; Dnepropetrovsk metallurgical institute. – Dnepropetrovsk, 1973. – 24 p. (Rus.)
4. Tretyakov E.V. BOF smelting slag mode / E.V. Tretyakov, V.K. Didkovskiy. – M. : Metallurgy, 1971. – 143 p. (Rus.)
5. BS 6463-103:1999. Quicklime, hydrated lime and natural calcium carbonate. Methods for physical testing. – Pub. Date 15.06.1999. – BSI, 1999. – 16 p.
6. Oates Joseph A.H. Lime and Limestone. Chemistry and Technology, Production and Use / J.A.H. Oates. – Weinheim : WILEY-VCH. – 1998. – 455 p.
7. Turkdogan E.T. Fundamentals of Steelmaking / E.T. Turkdogan. – Leeds, UK: Maney Publishing Suite 1C, 2010. – 331 p.
8. Monastirev A.V. Furnaces for lime production / A.V. Monastirev, A.V. Alexandrov. – M. : Metallurgy, 1979. – 232 p. (Rus.)
9. Hodorov E.I. Cement industry furnaces / E.I. Hodorov. – L. : State Building publishing house, 1968. – 457 p. (Rus.)
10. Cibir I.P. Commissioning and testing of heat engineering kiln dried and refractory industry / I.P. Cibir, M.Z. Shvartsman, V.V. Strekotin. – M. : Metallurgy, 1978. – 256 p. (Rus.)
11. Boateng A.A. Rotary Kilns. Transport Phenomena and Transport Process / Akwasi A. Boateng. –

- Butterworth Heinemann, 2008. – 368 p.
12. Peray K. E. Cement Manufacturer's Handbook / Kurt E. Peray. – N.Y. : Chemical Publishing Co., 1979. – 382 p.
  13. Kunii D. Rotary Reactor Engineering / Daizo Kunii, TatsuChisaki. – Hungary : Elsevier, 2008. – 204 p.
  14. Lisienko V.G. Rotary kilns: thermal engineering, management and ecology: Reference Edition: In the 2 books. book 1 / V.G. Lisienko, Y.M. Schelkov, M.G. Ladygichev. – M. : Teplotechnic, 2004. – 688 p. (Rus.)
  15. Boynton R.S. Chemistry and technology of lime / Robert S. Boynton. – M. : State Building publishing house, 1972. – 240 p. (Rus.)
  16. Tabunshikov N.P. Lime production / N.P. Tabunshikov. – M. : Chemistry, 1974. – 240 p. (Rus.)

Рецензент: В.А. Маслов  
д-р техн. наук, проф., ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 28.11.2014