



There are examined the factors, influencing on the efficiency of the pusher furnace operating in respect to reduction of heat loss.

В. БЛАГОДАРНЫЙ, П. ХОРБАЙ, И. АНДРЕЙЧАК,
Технический университет, Кошице, Словакия

УДК 621.047

ВЛИЯНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ И ЧАСТОТЫ РЕМОНТА ИЗОЛЯЦИИ ТОЛКАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ НА ПОТРЕБЛЕНИЕ ТЕПЛОТЫ

Введение

Снижение потребления теплоты и, следовательно, потребления топлива на единицу продукции при непрерывном росте цен на топливо должно стать одной из важнейших тенденций при эксплуатации толкательных печей в прокатных цехах металлургических заводов. Однако в последнее время динамика снижения удельного потребления топлива для нагревания металла в печи практически не меняется. А это приводит к увеличению цены металла и часто становится причиной снижения спроса на металлопродукцию и банкротства небольших металлургических заводов. Приведенные факты были главными аргументами для написания статьи, посвященной изучению удельного потребления теплоты, влияющей на производительность толкательных печей. Приведен также пример расчета толкательной печи на металлургическом комбинате в Кошицах.

Расчет охлаждения толкательных печей

Тепловые потери на охлаждение элементов печи и тепловые потери топлива являются одними из главных статей тепловых потерь при эксплуатации толкательных печей. С целью анализа возможной интенсификации процесса нагрева слябов в толкательных печах была разработана математическая модель охлаждения толкательной печи [1].

Оценку данных при использовании математической модели для практических расчетов проводили исходя из следующих условий:

- потери теплоты с охлаждающей водой возникают в нижней части толкательной печи, зонах поступления продуктов сгорания в утилизирующий канал; в первой и во второй зонах на выходе металла из толкательной печи, в так называемой зоне выдержки;

- при определении расхода воды весь расход делился на направляющие (47%), поперечины и стойки в нижних зонах толкательной печи (47%) и поддерживающую зону (6%) [2];

Уравнения, описывающие перенос теплоты из рабочей камеры печи к охлаждаемым элементам [1]:

1) перенос теплоты излучением из рабочей камеры печи на поверхность охлаждающей системы:

$$Q_s = C_0 \varepsilon_{sp} \varepsilon_m \left[\left(\frac{T_{sp}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] S, \quad (1)$$

где Q_s – тепловой поток излучением от продуктов сгорания к поверхности охлаждающей системы, Вт; $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴) – коэффициент излучения абсолютно черного тела; ε_{sp} и ε_m – соответственно степень черноты продуктов сгорания и поверхности охлаждающей системы [1]; T_{sp} , T_m – температура продуктов сгорания и поверхности охлаждающей системы, К; S – площадь поверхности охлаждающей системы, м²;

2) перенос теплоты конвекцией из рабочей камеры печи на поверхность охлаждающей системы:

$$Q_k = \alpha_k (t_{sp} - t_m) S, \quad (2)$$

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43}, \quad (3)$$

$$\alpha_k = \frac{Nu \lambda_{sp}}{d_h}, \quad (4)$$

где Q_k – тепловой поток конвекцией от продуктов сгорания к поверхности охлаждающей системы, Вт; α_k – коэффициент теплопередачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности охлаждающей системы, Вт/(м²·К); λ_{sp} – теплопроводность продуктов сгорания, Вт/(м·К); d_h – водонапорный диаметр соответствующей зоны печи, м; Nu – критерий Нуссельта; Pr – критерий Прандтля для температуры продуктов сгорания; Re – критерий Рейнольдса;

3) полный тепловой поток, излучаемый продуктами сгорания на поверхность охлаждающей системы:

$$Q_c = Q_s + Q_k; \quad (5)$$

4) перенос теплоты конвекцией с внутренней поверхности охлаждающей системы к воде:

$$Q_c = \alpha_k (t_s - t_v) S, \quad (6)$$

$$Nu = 0,21 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr'}{Pr''} \right)^{0,25}, \quad (7)$$

$$\alpha_k = Nu \lambda / d, \quad (8)$$

где Q_c – тепловой поток конвекцией от продуктов сгорания к поверхности охлаждаемой системы и тепловой поток от продуктов сгорания к воде через стенки охлаждающей системы, Вт; t_s – температура внутренней поверхности охлаждающей системы, °С; t_v – средняя температура воды в охлаждающей системе, °С; α_k – коэффициент передачи теплоты конвекцией от внутренней поверхности охлаждающей системы к воде, Вт/(м²·К); λ_v – теплопроводность воды, Вт/(м·К); d – водонапорный диаметр отдельных труб охлаждающей системы, м; Pr' и Pr'' – соответственно критерий Прандтля для температуры воды и температуры внутренних стенок труб охлаждающей системы;

5) полная отдача теплоты через охлаждающую систему:

$$Q_c = \frac{2\pi l n (t_m - t_s)}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} l_n \frac{d_{i+1}}{d_i}}, \quad (9)$$

где l – длина отдельных элементов охлаждающей системы, м; n – число отдельных элементов системы; λ_i – теплопроводность отдельных зон охлаждающей системы, Вт/(м·К); d_i, d_{i+1} – диаметры зон охлаждающей системы, м.

Обсуждение полученных результатов

Результаты, полученные с использованием математической модели, и результаты измерений полных потерь теплоты с охлаждающей водой, дали максимальную разницу 5%. Известно, что потери теплоты с охлаждающей водой зависят от температуры сгорания топлива в печи, расхода воды и изоляции охлаждающей системы [1, 6]. Влияние этих факторов моделировали с использованием разработанной модели. Схема внутреннего пространства толкательной печи с обозначением зон показана на рис.1. Основные характеристики печи:

размеры сляба, мм:	
длина	9000
высота	200
ширина	1000
полезная длина печи, мм	34395
длина неподвижной поверхности	
зоны выдержки, мм	12000

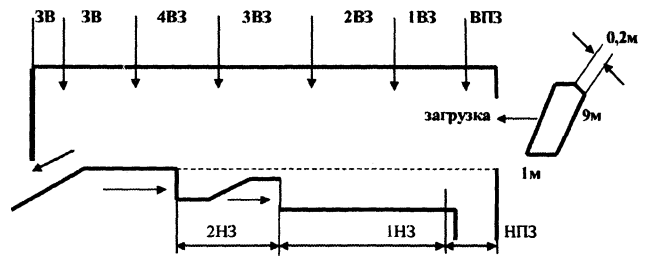


Рис. 1. Схема рабочего пространства толкательной печи: ЗВ – зона выдержки; ВЗ – верхняя зона; НЗ – нижняя зона; ВПЗ – верхняя подогревательная зона; НПЗ – нижняя подогревательная зона

высота печи, мм	9000
высота печи над уровнем пода, мм	1500
высота печи под уровнем пода, мм	2600/3100
число направляющих скольжения	4
уровень пода и подводящей платформы, мм	2785
уровень выходной платформы, мм	800
температура нагрева сляба, °С	1270±20
максимальный расход газа, м³/с	6
производительность печи, т/год	800 000
часовой производственный фонд, ч/год	7500
температура сгорания топлива в печи, °С	1700

Теплота сгорания топлива, МДж/м³	Удельный расход теплоты, Дж/т	Удельные расходы, \$/т	Вид газа
36,84	1,71	4,7	Природный
16,08	1,61	1,7	Коксовый
3,43	.71	3,0	Доменный

Влияние расхода воды и температуры сгорания топлива в печи

На рис. 2 и 3 показаны зависимости потерь теплоты с охлаждающей водой для отдельных зон печи. В общем объеме расхода воды, которая используется на металлургическом комбинате в Кошицах (Словакия), потери теплоты с охлаждающей водой зависят не от расхода воды, а прежде всего от температуры сгорания топлива в печи (рис. 3).

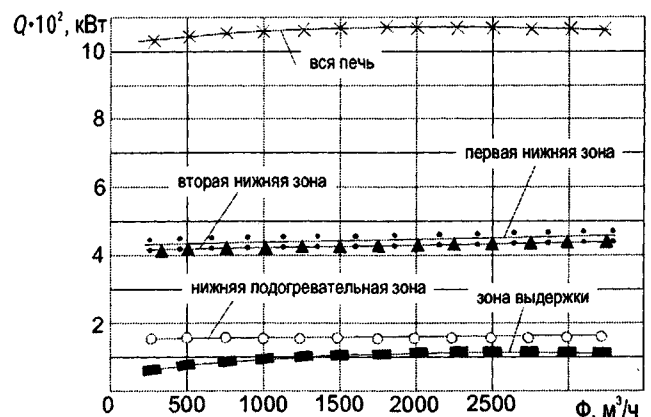


Рис. 2. Влияние расхода воды на потери теплоты с охлаждающей водой: ▲ – вторая нижняя зона; ◻ – первая нижняя зона; ○ – первая нижняя подогревательная зона; ■ – зона выдержки; × – вся печь; $t_{22}=1280^{\circ}\text{C}$, $t_{1d}=1240^{\circ}\text{C}$, $t_{ap}=1070^{\circ}\text{C}$, $t_{uc}=1270^{\circ}\text{C}$; охлаждающая система – неизолирована

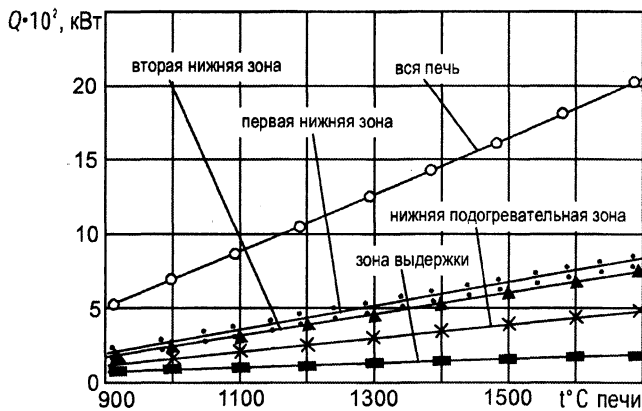


Рис. 3. Влияние температуры сгорания топлива в печи на потери теплоты с охлаждающей водой: ▲ – вторая нижняя зона; ⚬ – первая нижняя зона; × – первая нижняя подогревательная зона; ■ – зона выдержки; ○ – вся печь; расход воды – 1050 м³/ч; охлаждающая система – без изоляции

Так, например, при температуре печи 900°С потери теплоты с охлаждающей водой при расходе воды 1050 м³/ч для неизолированной охлаждающей системы составляют лишь 5 Вт, в то время как при температуре 1700°С – 20 Вт, т. е. потери теплоты увеличиваются в 4 раза. Потери теплоты в зависимости от температуры сгорания топлива в печи в разных зонах изменяются по-разному. Например, если в 1-й и 2-й зонах печи потери теплоты изменяются примерно одинаково, то в 1-й нижней подогревательной зоне это изменение происходит менее интенсивно (примерно в 2 раза). В зоне выдержки, где охлаждающая система почти полностью размещена внизу зоны, тепловые режимы существенно не меняются, поэтому потери теплоты в этой зоне постоянны и практически не зависят от температуры сгорания топлива в печи. Зависимость потерь теплоты от температуры сгорания топлива в печи (рис. 3) можно представить в виде

$$Q_v = A t^n \quad (10)$$

Числовые значения константы *A* и экспоненты *n* зависят от зоны печи, типа и толщины изоляции охлаждающей системы.

На рис. 4 показано влияние расхода воды для неизолированной направляющей на коэффициент передачи теплоты конвекцией к воде, температуру воды на выходе, среднюю температуру воды, среднюю температуру внутренней поверхности направляющих скольжения, тепловой поток между рабочей камерой печи и поверхностью направляющих.

Из рисунка видно, что наибольшее влияние расход воды оказывает на передачу теплоты конвекцией от внутренней поверхности охлаждающей системы к воде (α_k). При росте расхода воды увеличивается показатель передачи теплоты конвекцией. Эта зависимость выражается уравнением (8). В то же время температура внутренней поверхности охлаждающей системы уменьшается, но

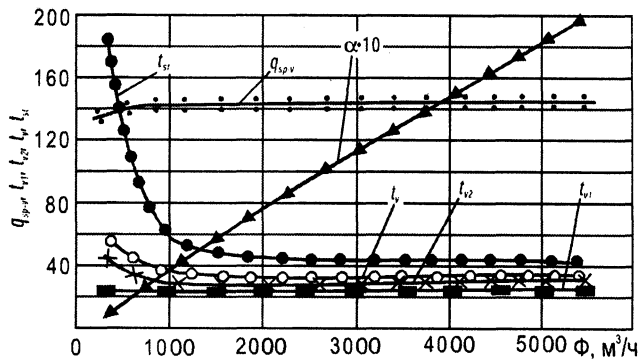


Рис. 4. Влияние расхода воды на физические параметры охлаждения для неизолированной охлаждающей системы: ▲ – $\alpha \cdot 10$, кВт/(м²·К); ⚬ – q_{sp-v} , кВт/м²; × – t_{v2} , °С; ■ – t_{v1} , °С; ○ – t_v , °С; ● – t_{sv} , °С; направляющие – без изоляции; температура печи – 1280°С

это уменьшение не пропорционально увеличению расхода воды. Наиболее интенсивное уменьшение температуры происходит при расходе воды от 400 до 1500 м³/ч (при условиях – направляющие скольжения без изоляции, температура печи – 1280°С), далее температура постепенно снижается. Расход воды при заданной толщине изоляции практически не влияет на изменение теплового потока q_{sp-v} . Совершенно незначительное влияние расход воды оказывает на температуру воды на входе t_{v1} и выходе t_{v2} охлаждающей системы, среднюю температуру t_{sv} и температуру внутренней поверхности направляющих. С точки зрения теплотехники для охлаждения охлаждающей системы толкательной печи достаточно расхода воды порядка 750 м³/ч. Температура воды на выходе достигает максимум 40°С при температуре на входе 25°С. При увеличении расхода воды температура воды на выходе практически не изменяется.

Влияние изоляции

При оценке тепловых потерь на охлаждение элементов печи основными являются следующие факторы: толщина, качество и ресурс изоляционных материалов [1, 5, 6]. На рис. 5 показаны зависимости влияния толщины изоляции на тепловой поток q_{sp-v} , потери теплоты с охлаждающей водой в направляющих Q_c , температуры воды на выходе t_{v2} , средней температуры t_{sv} , температуры внутренней поверхности направляющих t_{vi} для печи металлургического комбината в г. Кошице. Из рисунка видно, что толщина изоляции существенно влияет на такие параметры, как тепловой поток q_{sp-v} , среднюю температуру воды в охлаждающей системе, перенос теплоты конвекцией от внутренней поверхности охлаждающей системы к воде. Причем интенсивное изменение этих параметров происходит от 0 до 20–30 мм толщины изоляции. Дальнейшее увеличение толщины изоляции не приводит к значительному изменению этих параметров. Такие

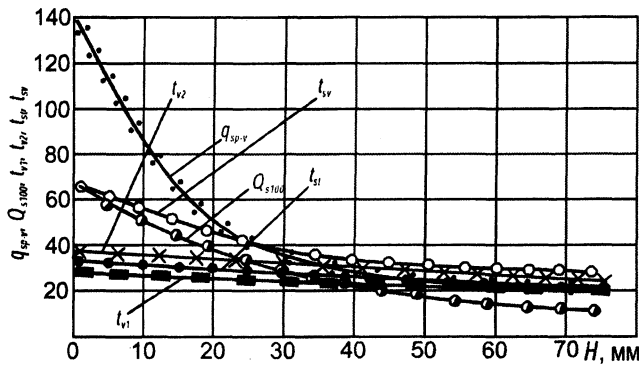


Рис. 5. Влияние изоляции на физические параметры охлаждения: \div - q_{sp-v} , кВт/м²; \circ - Q_c , 100, кВт; \times - t_{v2} , °C; \blacksquare - t_{v1} , °C; \bullet - t_{st} , °C; \circ - t_{sv} , °C; расход воды - 1050 м³/ч; температура печи - 1280°C

параметры, как температура воды на входе и выходе, температура внутренней поверхности охлаждающей системы с увеличением толщины изоляции направляющих практически не изменяются.

Анализ приведенных зависимостей показал, что процесс охлаждения печи можно интенсифицировать с помощью некоторых изменений в охлаждающей системе: изолированием охлаждающей системы, оптимизацией теплового режима печи в отдельных ее зонах, оптимизацией расхода воды за счет изолирования охлаждающей системы.

Другие возможности повышения эффективности нагрева заготовок

Величина потерь теплоты в направляющих пропорциональна всей поверхности направляющих. Г. Стривович и Р.В. Родвелл [7] установили, что площадь поверхности направляющих можно изменять на основе статистического анализа. По их мнению, существенного снижения потерь можно достичь, если площадь направляющих скользящих снизить до минимума, при этом общая жесткость и прочность направляющих остаются на безопасном уровне. Авторы показали, что за счет увеличения расстояния между конструктивными поперечными элементами и их размеров можно достичь почти 25%-ного уменьшения общей площади направляющих.

Направляющие в толкательных печах охлаждаются холодной либо теплой водой, при этом под теплым охлаждением понимают охлаждение средой, температура которой превышает 100°C. Среда в системах с холодной водой имеет низкую температуру и, кроме того, не удается обеспечить необходимую проводимость элементов охлаждающей системы, например, охлаждающей колонны. С другой стороны, среда в системе охлаждения имеет более высокую температуру выпаривания, в результате чего можно получать насыщенный пар. Такие системы охлаждения гарантируют высокую температуру конструктивных элементов, предохраняют их от коррозии и частично устраняют холодные места.

Тепловые потери будут также меньше из-за высокой температуры конструктивных элементов. По мнению некоторых специалистов, потери на направляющие скользящие выпариванием ниже на 28%, чем при охлаждении холодной водой [8]. Расходы на системы охлаждения выпариванием по сравнению с охлаждением холодной водой выше, но если учесть расходы на охлаждение колонны и т. д., то разница будет минимальной.

Тепловой баланс и потребление тепла

Удельное потребление топлива снижается в случае роста интенсивности производства нагревательных печей. Это может быть подтверждено расчетом тепловых балансов [1-3]. Вся потребляемая энергия (E) состоит из двух главных групп факторов:

- 1) зависящих от плотности нагреваемой стали и типа печи: тепловой энергии на нагрев стали (E_1), тепловой энергии на нагрев отходов, возникающих в процессе нагрева стали (E_2), потерь тепловой энергии (через стенки охлаждающей системы с охлаждающей водой и т. д.), независящих от типа (марки) нагреваемой стали (E_3);
- 2) зависящих от уровня использования топлива и типа печи: тепловых потерь, полученных из-за неполного сгорания топлива и охлаждения продуктов сгорания (E_4).

На отдельный элемент приходится

$$E_1 + E_2 + E_3 + E_4 = 1. \quad (11)$$

Тогда на нагрев стали массой M_n будет требоваться необходимое топливо в количестве X_n :

$$E_1 X_n + E_2 X_n + E_3 X_n + E_4 X_n = X_n. \quad (12)$$

Если интенсивность нагрева стали увеличится в z раз, то потребление топлива достигнет значения X_z и уравнение (12) будет иметь вид

$$z(E_1 + E_2) X_n + E_3 X_n + E_4 X_n = X_z. \quad (13)$$

Из уравнения (13) можно найти удельное потребление необходимого количества топлива X_z :

$$X_z = X_n \frac{z(E_1 + E_2) + E_3}{1 - E_4}. \quad (14)$$

Снижение удельного потребления топлива можно определить как результат интенсификации z -разового повышения нагрева стали по следующему уравнению:

$$\begin{aligned} \Delta X &= \left(\frac{X_n}{M_n} - \frac{X_z}{M_z} \right) \cdot 100 = \left(\frac{X_n}{M_n} - \frac{X_z}{zM_n} \right) \cdot 100 = \\ &= \left\{ \frac{X_n}{M_n} - \frac{z(E_1 + E_2) + E_3}{1 - E_4} \cdot \frac{1}{zM_n} \right\} \cdot 100 = \\ &= \frac{X_n}{M_n} \left[1 - \frac{z(E_1 + E_2) + E_3}{z(1 - E_4)} \right] \cdot 100. \end{aligned} \quad (15)$$

Если процесс нагрева будет интенсифицирован в z раз, то удельное потребление энергии снижается в соответствии с зависимостью

$$\left[1 - \frac{z(E_1 + E_2) + E_3}{z(1 - E_4)} \right] \cdot 100 \% \quad (16)$$

Выводы

Нагрев слябов в толкательных печах относится к важным проблемам металлургического производства. Эксплуатация толкательных печей является достаточно сложной, поэтому увеличение эффективности нагрева имеет большое значение с точки зрения энергетики (топливопотребления) процесса производства металлопродукции [4, 9, 10].

Из анализа представленных результатов следует, что потери теплоты с охлаждающей водой составляют 10–13% всего тепла, израсходованного на процесс нагрева. Это подтверждает, что данные потери составляют немаловажную статью расходов. Снижение потерь теплоты при этом определяется качеством и толщиной изоляции направляющих скользящих.

Следует также заметить, что повышение частоты ремонта изоляции на толкательных печах ведет однозначно к снижению удельного потребления топлива в этих тепловых агрегатах.

Литература

1. Varga A., Kizek J., Zsigraiova Z. Termomechanicka interakcia energetickych premien pri transporte energie do telesa: Vyskumna sprava. Kosice: KTE HF TU, 1992.
2. Kohut O. Meranie prietoku vody v narazacich peciach VSZ Kosice: Technicka sprava odd- merania. VSZ Kosice, 1987.
3. Varga A., Jesko K. Chladienie narazacich peci // Energeticke premeny v priemysle. Kosice, 1992.
4. Redr M., Prihoda M. Zaklady tepelne techniky. Praha: SNTL, 1991.
5. Sazima M. Teplo. Praha: SNTL, 1989.
6. Marcincin J. Biorobotika – definicia a popis zakladujuca subsystema // Automatizace. 1994, Vol. 4. S. 86–88.
7. Strymowicz G., Rodwell R.W.S. A rational design of skid support structures for slab reheating furnaces aiming at minimizing heat loss // Journal of The Iron and Steel Institute. September 1970. S. 673–678.
8. Kacik F., Kacikova D. Fyzikalna chemia a fyzikano-chemicke analyticke metody // ES TU Zvolen. 1999.
9. Kizek J., Lazic L. Simulation method for optimization of a mixture of fuel gasses // 3rd International SHM 98, Sibenik. 1998. S. 57–61.
10. Kizek J. Stanjvlenie priamych salavych ploch pre vymenu tepla ziarenim // Energeticke premeny v priemysle. Herlany. 1994. S. 136–141.