

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ЗА СЧЕТ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ

Анализ термодинамики нагревательных процессов с учетом специфики машиностроительного производства позволяет сформулировать несколько основных положений по повышению эффективности работы камерных и шахтных печей, для которых, как показали расчеты и исследования, характерен равномерно распределенный радиационный теплообмен.

С учетом понятия термодинамически идеальной печи, согласно [1], общей теории печей, развитой в работе [2], и положений, сформулированных в [3], — означает, что нагревательные устройства должны максимально использовать работоспособность топлива

$$\Delta V = Q_H^p \left(\frac{\bar{T}_п}{\bar{T}_M} - \frac{\bar{T}_п}{T_{\text{теор}}} \right),$$

где $\bar{T}_п$, \bar{T}_M — соответственно усредненная температура печи и металла, и обеспечивать минимальные потери на окисление и обезуглероживание металла

$$\Delta \delta_{M,c} = f \left[\frac{CO}{CO_2}; \frac{H_2}{H_2O}; \frac{CH_4}{H_2} \right].$$

Снижение ΔV — потерь работоспособности топлива в камерных и садочных печах возможно в основном за счет следующих мероприятий: сведения к минимуму тепловых потерь через ограждения печи, которые можно оценить по соотношению [4]

$$\beta_{\Delta q \rightarrow 0} = \frac{\Delta Q_{ог}}{\Delta Q_M} = \frac{4,83 \Delta q_{ог} K_F}{\Delta q_M \sqrt[3]{G P^2 V}}, \quad (1)$$

где $\Delta Q_{ог}$ и ΔQ_M — потоки тепла через ограждения и на металл, Вт; $\Delta q_{ог}$, Δq_M — тепловые потери на единицу поверхности и теплопоглощение 1 кг нагреваемого металла; K_F — коэффициент формы, $K_F = \frac{F_K}{F_{ш}}$ (здесь F_K и $F_{ш}$ — по-

верхность рабочей камеры и равновеликого ей шара, m^2); G — производительность печи по металлу, $kg/ч$; P_V — объемная производительность печи, $kg/m^3 \cdot ч$ и организации аэродинамики в рабочей камере печи таким образом, чтобы в максимальной мере организовать противоточный способ нагрева. Применительно к камерным и садочным печам это можно решить за счет подачи топлива большим числом горелок низкой производительности (уничтожение индивидуальности факелов) или циркулирующей газов в рабочем пространстве печи [2].

По уравнению (1) были оценены значения $K_F = f\left(\frac{Q_{ог}}{Q_M}\right)$

ряда камерных щелевых печей по ОМТМ 2302-001-65, разработанных институтом "Теплопроект" и заводом "Ударник". Расчеты показали, что значения K_F колеблются в пределах 1,05--1,6. Установлено, что чем меньше величина K_F , тем меньше тепловые потери и выше производительность печи.

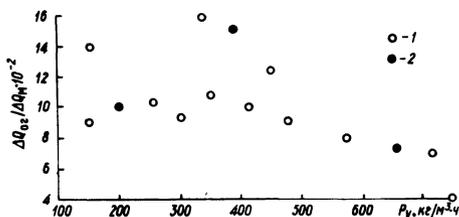


Рис. 1. Зависимость $\Delta Q_{ог}/\Delta Q_M$ от объемной производительности печи: 1 — печи "Теплопроекта"; 2 — завода "Ударник".

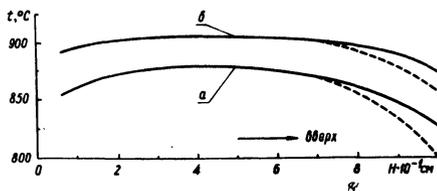


Рис. 2. Распределение температуры при установке регулятора на $t = 880^\circ C$ (а) и после коррекции (б): пунктирная линия — до реконструкции; прямая — после реконструкции.

Из рис. 1 видно, что с ростом величины P_V относительные значения потерь через ограждения снижаются, что благоприятно сказывается на величине коэффициента видимого расхода топлива.

По-видимому, при определении размеров рабочего пространства необходимо более строго подходить к выбору высоты камеры H , так как размеры пода зачастую задаются исходя из технологических особенностей процесса нагрева металла.

Для расчета H в камерных печах рекомендуется следующая формула [5]:

$$H = \frac{F_{кл} - F_{св}}{2(B + L)},$$

где $F_{\text{кл}}$, $F_{\text{св}}$ — площадь внутренней кладки и свода; B , L — размеры пода.

Теоретические расчеты коэффициента формы K_F расхода топлива и потерь тепла $\Delta Q_{\text{ог}}$ через футеровку показали, что оптимальные габариты камер по фактору геометрической оптимизации лежат в пределах $K_F = 1,27--1,33$.

Необходимо отметить, что при сжигании топлива с коэффициентом расхода воздуха $n \leq 0,5$ (безокислительный нагрев) высота свода должна выбираться из величины оптической толщины слоя ϵ . Так, для камерных печей $H \leq 0,5--0,6$ м, $\epsilon = 0,6 \div 0,7$ и дальнейшее увеличение H нецелесообразно.

Создание рециркуляционных потоков в камере печи позволяет получить равномерное температурное поле в рабочем пространстве по сравнению с установкой большего числа горелок. С этой целью созданы камерные рециркуляционные печи серии РКП. Здесь рециркуляция достигается за счет эжекции продуктов сгорания при помощи каналов, расположенных под горелочным камнем.

Производственные испытания показали, что печи серии РКП сокращают угар металла, расход топлива и обеспечивают равномерность нагрева металла [3]. Так, при температуре в рабочем пространстве $t = 1200^\circ\text{C}$ перепад по активному поду составил $\pm 10^\circ\text{C}$ в печах РКП-1, РКП-2 и $\pm 20^\circ\text{C}$ в печах РКП-3 [3].

В шахтных печах типа Ц-105, Ц-90 до 25% подаваемого тепла теряется через узел крышки. Кроме того, падение температуры в верхней части (рис. 2) приводит к тому, что недоиспользуется до 25--30% объема печи, так как здесь температурный перепад $\Delta t \geq 50--60^\circ\text{C}$. Это недопустимо по условиям термообработки. После реконструкции узла загрузки тепловые потери снизились до 50% и существенно увеличилось рабочее пространство шахты. Производительность печей увеличилась до 20--25% и сократился брак.

Таким образом для повышения эффективности работы печей камерного типа необходимо оценивать габариты рабочего пространства по коэффициенту формы $K_F \rightarrow K_F^{\text{opt}}$, создавать рециркуляционные потоки и сокращать тепловые потери в зоне загрузки и выгрузки заготовок.

Л и т е р а т у р а

1. Тринг М.В. Наука о пламенах и печах. М., 1958.
2. Глинков М.А. Основы общей теории печей. М., 1962.
3. Поваров В.С., Козлов А.И., Калинин Э.С. Оптимальные режимы нагрева стальных заготовок под штамповку в камерных рециркуляционных печах. -- В сб.: Прогрессивная технология и оборудование для нагрева под ковку и штамповку. М., 1976.
4. Ключников А.Д. Теплотехническая оптимизация топливных печей. М., 1974.
5. Касенков М.А. Нагревательные устройства кузнечного производства. М., 1962.

В.Ф. Степанчук, А.М. Брушков

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ КОНДЕНСАЦИИ ВЛАЖНОГО ВОДЯНОГО ПАРА НА ВЕРТИКАЛЬНОЙ ТРУБЕ

Величина влажности конденсирующегося водяного пара существенно влияет на интенсивность теплообмена, так как на поверхности конденсации одновременно с конденсатом выпадает и свободная влага, содержащаяся во влажном паре. Выпадение влаги является причиной раннего развития турбулентности пленки конденсата уже при небольших температурных напорах. Это обуславливает отличие характера изменения коэффициента теплоотдачи по сравнению со случаем конденсации сухого насыщенного пара.

Для исследования теплообмена при конденсации влажного водяного пара на вертикальной трубе в Белорусском филиале ЭНИНа им. Г.М. Кржижановского создана экспериментальная установка. Схема установки представлена на рис. 1.

Установка работает следующим образом. Насыщенный пар из магистрали давлением 0,589 МПа дросселируется до нужного давления и через наружный патрубок пароводяной форсунки подается в охлаждающую камеру. Одновременно в паровой объем камеры насадком, установленным на внутреннем патрубке форсунки, распыливается охлаждающая вода. Расход воды регулируется вентилем. Влажный насыщенный пар после охлаждающей камеры направляется параллельно в электрокалориметр и в вертикальный теплообменник типа "труба в трубе".

Основным элементом теплообменника является латунная трубка, на поверхности которой происходит конденсация пара.