УДК 621.746. 27

С.В. Лукин, Ю.А. Калягин, А.Н. Кибардин, В.И. Славов

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ОХЛАЖДАЮЩИХ КАНАЛОВ РАБОЧЕЙ СТЕНКИ ЩЕЛЕВОГО КРИСТАЛЛИЗАТОРА МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ ЗАГОТОВОК

В статье рассматривается вопрос оптимизации геометрических размеров охлаждающих каналов рабочей стенки щелевого кристаллизатора машины непрерывного литья заготовок с целью повышения надежности работы кристаллизатора, уменьшения расхода охлаждающей воды и затрат на изготовление стенки кристаллизатора.

Машина непрерывного литья заготовок, кристаллизатор, оптимизация.

The paper considers the question of optimization of geometrical sizes of cooling channels of the working wall of slot mold of the machine of continuous casting billets with the purpose of increasing the reliability of work of the mold, reducing the consumption of cooling water and the costs of manufacturing the wall of the mold.

Machine of continuous casting billets, mold, optimization.

Щелевые кристаллизаторы, имеющие рабочую стенку с охлаждающими каналами прямоугольного сечения, в последнее время стали широко применяться на машинах непрерывного литья заготовок, что связано с более простым изготовлением таких кристаллизаторов и меньшим расходом меди на рабочую стенку по сравнению с кристаллизаторами со сверленными каналами. Схема рабочей стенки щелевого кристаллизатора и основные геометрические размеры показаны на рис. 1.

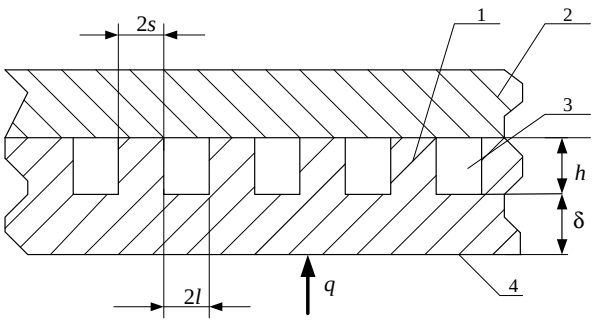


Рис. 1. Схема рабочей стенки щелевого кристаллизатора:

1 – медная плита; 2 – стальная пластина; 3 – прямоугольный канал, заполненный охлаждающей водой; 4 – рабочая поверхность стенки кристаллизатора; δ – толщина стенки от рабочей поверхности до основания канала; *2s* – ближайшее расстояние между каналами; *h* – глубина канала; *2l* – ширина канала; *q* – плотность теплового потока, поступающего к рабочей стенке от затвердевающего слитка

Геометрические размеры охлаждающих каналов на современных кристаллизаторах слябовых вертикальных и криволинейных машин непрерывного литья имеют примерно следующие о значения: δ = = 0,02 м; $2l$ = 0,009 м; h = 0,025 м; $2s$ = 0,026 м. Средняя скорость движения воды в каналах w = 6 м/с. Средняя температура охлаждающей воды $t_в$ = 30 °С. При таких параметрах, как показывают расчеты, коэффициент теплоотдачи от стенки канала к охлаждающей воде имеет значение α = 20000 Вт/(м^2 · К), а эффективный коэффициент теплоотдачи от рабочей стенки к охлаждающей воде, учитывающий эффект оребрения, имеет значение $\alpha_{эф}$ = 19800 Вт/(м^2 · К), т.е. даже меньше, чем обычный коэффициент теплоотдачи, что говорит о несовершенной геометрии существующих охлаждающих каналов.

Именно эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{эф}$ определяет температуру рабочей стенки у основания каналов и на рабочей поверхности стенки, контактирующей со слитком. Чем больше значение $\alpha_{эф}$, тем меньше при одинаковых условиях разливки максимальная температура поверхности рабочей стенки, контактирующей со слитком, и тем дольше срок службы рабочей стенки. При максимальной плотности теплового потока от сляба к кристаллизатору q_{max} = 2,5 МВт/м^2, δ = 30 мм, λ = 385 Вт/(м · К) и температуре воды 30 °С увеличение $\alpha_{эф}$ с 20000 до 40000 Вт/(м^2 · К) приводит к снижению максимальной температуры стенки с 350 до 287 °С и к меньшему истиранию рабочей поверхности кристаллизатора. Таким образом, повышение $\alpha_{эф}$ благоприятно отражается на надежности работы кристаллизатора в целом.

Рассмотрим, как за счет изменения геометрических размеров каналов можно увеличить эффективный коэффициент теплоотдачи.

Для расчета $\alpha_{эф}$, с учетом того, что теплообменом рабочей стенки со стальным корпусом кристаллизатора можно пренебречь, в [1] получено выражение:

$$\alpha_{эф} = \alpha \cdot \left(E \cdot h + l\right) / \left(s + l\right), \qquad (1)$$

где α – обычный коэффициент теплоотдачи, определяемый по известным критериальным зависимостям при турбулентном вынужденном движении воды в каналах; E –коэффициент эффективности оребрения, учитывающий то, что средняя температура боковых поверхностей канала $t_б$ меньше средней температуры рабочей стенки на уровне основания ребра $t_о$, при этом $0 < E < 1$. Исходя из физического смысла, величина E определяется выражением [2]:

$$E = \left(t_б - t_в\right) / \left(t_о - t_в\right), \qquad (2)$$

где $t_в$ – средняя температура охлаждающей воды.

В общем случае температурное поле в рабочей стенке является трехмерным, так как температура изменяется не только поперек, но и по высоте рабочей стенки. Однако для определения $\alpha_{эф}$ достаточно рассмотреть двухмерное температурное поле в рабочей стенке на некотором уровне кристаллизатора. Отметим, что $\alpha_{эф}$, как и коэффициент E, не зависит от плотности теплового потока q, проходящего через рабочую стенку, и от температуры охлаждающей воды $t_в$.

При численном расчете схему теплопередачи в элементе рабочей стенки щелевого кристаллизатора представим в виде, показанном на рис. 2.

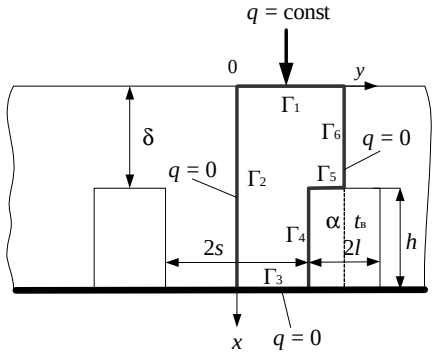


Рис. 2. Схема теплопередачи в элементе рабочей стенки

К поверхности Γ_1 элемента рабочей стенки на рис. 2 поступает тепловой поток плотностью q. На поверхностях Γ_4 и Γ_5 происходит теплообмен элемента с охлаждающей водой с температурой $t_в$ с коэффициентом теплоотдачи α. Поверхность Γ_3 находится в контакте со стальной плитой, поэтому здесь теплообменом можно пренебречь. Поверхности Γ_2 и Γ_6 являются поверхностями симметрии, поэтому здесь теплообмен отсутствует. Обозначения на рис. 2 соответствуют обозначениям рис. 1.

Задача состоит в том, чтобы численно рассчитать температурное поле в рабочей стенке щелевого кристаллизатора при указанных условиях.

Математически задача описывается следующими выражениями:

– стационарное уравнение теплопроводности:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}=0,\ 0<x<\delta+h,$$
$$0<y<s;\ 0<x<\delta,\ s<y<s+l; \qquad (3)$$

– условия теплообмена на поверхностях Γ_1, Γ_2, Γ_3, Γ_4, Γ_5, Γ_6 описываются уравнениями:

$$\lambda_м\cdot\partial t/\partial x\big|_{x=0}=-q,\ 0<y<s+l; \qquad (4)$$
$$\partial t/\partial y\big|_{y=0}=0,\ 0<x<\delta+h; \qquad (5)$$
$$\partial t/\partial x\big|_{x=\delta+h}=0,\ 0<y<s; \qquad (6)$$
$$\lambda_м\cdot\partial t/\partial y\big|_{y=s}=-\alpha\cdot\left(t\big|_{y=s}-t_в\right),\ \delta<x<\delta+h; \qquad (7)$$
$$\lambda_м\cdot\partial t/\partial x\big|_{x=\delta}=-\alpha\cdot\left(t\big|_{x=\delta}-t_в\right),\ s<y<s+l;$$
$$\partial t/\partial y\big|_{y=s+l}=0,\ 0<x<\delta. \qquad (8)$$

В вышеприведенных выражениях $t=t(x,y)$ – стационарное температурное поле рассматриваемого элемента в зависимости от координат x и y.

Уравнение (3) с граничными условиями (4) – (8) решалось методом релаксаций [3]. Фактически при тех же граничных условиях численно методом конечных разностей по явной схеме решалось уравнение нестационарной теплопроводности в виде:

$$\partial t/\partial\tau=a\cdot\left(\partial^2 t/\partial x^2+\partial^2 t/\partial y^2\right), \qquad (9)$$

где τ – время; $t=t(x,y,\tau)$ – нестационарное температурное поле рассматриваемого элемента; a – коэффициент температуропроводности материала стенки.

Если время $\tau\to\infty$, то нестационарное температурное поле, являющееся решением уравнения (9), стремится к стационарному, которое является решением уравнения (3) при тех же граничных условиях. Начальное условие для уравнения (9): $t(x,y,0)=t_0$, где t_0 – начальная температура. От выбора величины t_0 зависит скорость сходимости к стационарному решению.

После того, как было получено значение стационарного температурного поля $t=t(x,y)$, численно рассчитывались средние температуры $t_б$ и $t_о$ в выражении (2) по формулам:

$$t_б=1/h\cdot\int_{\delta}^{\delta+h}t(x,s)\cdot dx;\ \ t_о=1/(s+l)\cdot\int_{0}^{s+l}t(\delta,y)\cdot dy.$$

Далее по формулам (1) и (2) определялся эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{эф}$.

При численных расчетах задавались постоянными величины: q = 2,5 МВт/м^2; $t_в$ = 30 ºС; t_0 = 150 ºС. Шаги по пространственным координатам: $\Delta x=\Delta y$ = 0,001 м; теплофизические параметры материала стенки (меди): λ =385 Вт/(м·К); a = 1,12·10^{-4} м^2/с. Шаг по времени определен из условия устойчивости [3]: $\Delta\tau=\Delta x^2/(4a)=0,00223$ с.

Возьмем за исходные (базовые) размеры каналов такие, как у щелевого кристаллизатора, установленного на вертикальной МНЛЗ в ЭСПЦ ЧерМК: h_0 = = 0,025 м; l_0 = 0,0045 м; s_0 = 0,013 м; δ_0 = 0,02 м.

Из численных расчетов следует, что с увеличением коэффициента теплоотдачи α эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{эф}$ также возрастает, однако эта зависимость нелинейная: величина $\alpha_{эф}$ возрастает медленнее, чем увеличивается α. При увеличении α от 20000 до 40000 Вт/(м^2·К), т.е. в 2 раза, $\alpha_{эф}$ возрастает от 19800 до 32000 Вт/(м^2·К), т.е. в 1,6 раза. Увеличение α в 2 раза потребует увеличения скорости воды в каналах w в 2,4 раза, поскольку $\alpha\sim w^{0,8}$.

Мощность насосов на перекачку охлаждающей воды N возрастет в 13,5 раз, так как $N \sim w^3$.

Таким образом, увеличение $\alpha_{эф}$ за счет увеличения α (или, что то же самое, за счет увеличения скорости воды в каналах w) сопровождается резким увеличением энергозатрат на перекачку воды, расхода воды и давления в системе охлаждения кристаллизатора, что не является рациональным.

Рассмотрим, как влияет глубина канала h на коэффициент $\alpha_{эф}$. Расчет показывает, что при l = 0,0045 м, s = 0,013 м, α = 20000 Вт/(м^2·К), λ = 385 Вт/(м·К), увеличение h от 0,005 до 0,03 м приводит к увеличению $\alpha_{эф}$, однако при дальнейшем увеличении h происходит практическая стабилизация величины $\alpha_{эф}$ на значении 22000 Вт/(м^2·К). Так как в исходном щелевом кристаллизаторе h = 0,025 м, то дополнительное увеличение h не приведет к заметному увеличению $\alpha_{эф}$, тогда как расход воды и расход энергии на ее перекачку возрастут прямо пропорционально h. Таким образом, за счет увеличения глубины канала h нельзя добиться заметного положительного эффекта. Значение h = 0,025 м при данных l и s можно считать рациональным.

Рассмотрим влияние уменьшения величины s (половины расстояния между соседними каналами) на величину $\alpha_{эф}$ в следующих случаях: 1) ширина канала $2l$ остается постоянной, т.е. l = 0,045 м = = const; 2) полуширина канала l изменяется прямо пропорционально величине половине расстояния между каналами s. В обоих случаях скорость воды в каналах w = 6 м/с = const, что при температуре воды $t_в$ = 30 °С и исходной ширине канала l_0 = 0,045 м соответствует α_0 = 20000 Вт/(м^2·К). При изменении размеров канала и постоянной скорости воды w коэффициент теплоотдачи при турбулентном течении воды изменяется согласно выражению: $\alpha = \alpha_0 \cdot (d_0/d)^{0,2}$, где d_0 и d – эквивалентные диаметры канала при исходных и изменившихся размерах.

В первом случае установлено, что если ширину канала сохранять постоянной (l = const), то при уменьшении расстояния между каналами s от исходного значения s_0 = 0,013 м до значения 0,002 м, величина $\alpha_{эф}$ увеличивается от 19800 до 32700 Вт/(м^2·К). Число каналов в этом случае возрастет с 28,6 до 76,9 на 1 м периметра стенки, во столько же раз (т.е. в 2,7 раза) возрастет расход воды и расход энергии на ее перекачку (при w = const).

Во втором случае расход охлаждающей воды остается постоянным (V = const), при уменьшении s от 0,013 м до 0,002 м и l от 0,0045 до 0,00069 м, величина $\alpha_{эф}$ увеличивается от 19800 до 61000 Вт/(м^2·К). Число каналов в этом случае возрастет в 6,5 раз. Хотя расход воды в этом случае не изменится, расход энергии на ее перекачку увеличится согласно формуле: $N = V \cdot \Delta p$, где Δp – потери давления воды при движении в каналах. При уменьшении l от 0,0045 до 0,00069 м эквивалентный диаметр канала уменьшится от 0,0132 до 0,0026 м, т.е. в 5 раз. Потери давления и расход энергии (при w = const, V = const) увеличатся в 5 раз. Такое повышение расхода энергии является нецелесообразным, несмотря на значительное увеличение $\alpha_{эф}$.

Рассмотрим третий вариант, когда, как и во втором случае, величина l уменьшается прямо пропорционально величине s ($l \sim s$), а скорость воды в каналах уменьшается таким образом, что затраты энергии на перекачку воды не изменяются, т.е. N = const. Расчеты показывают, что при уменьшении s от 0,013 м до 0,002 м, а l – с 0,0045 до l = 0,00069 м, чтобы сохранить затраты энергии на перекачку воды, скорость воды нужно уменьшить с 6 до 3,5 м/с; при этом $\alpha_{эф}$ увеличится с 19800 до 46500 Вт/(м^2·К). При уменьшении s с 0,013 м до 0,002 м и скорости воды в каналах с 6 до 3,5 м/с коэффициент теплоотдачи к воде α уменьшится от 20000 до 17950 Вт/(м^2·К)); расход воды V уменьшается во столько же раз, что и скорость w, т.е. в 1,71 раза.

Таким образом, третий случай, когда уменьшается расстояние между каналами $2s$ и ширина каналов $2l$ ($l \sim s$) и снижается скорость и расход воды в кристаллизаторе, является наиболее рациональным, так как в этом случае значительно возрастает эффективный коэффициент теплоотдачи к воде $\alpha_{эф}$, расход энергии на перекачку воды практически не увеличивается, прочность рабочей стенки практически не уменьшается.

Выберем в качестве рациональных размеров следующие значения: s = 0,002 м; l = 0,00069 м. Скорость воды в каналах – w = 3,5 м/мин. Рассмотрим, как при данных параметрах влияет глубина канала h на величину $\alpha_{эф}$.

При увеличении h при h > 0,015 м происходит стабилизация величины $\alpha_в$ на значении 47500 Вт/(м^2·К). При h < 0,015 м при уменьшении высоты ребра h происходит значительное уменьшение величины $\alpha_{эф}$, например, при h = 0,005 м $\alpha_{эф}$ = 33100 Вт/(м^2·К). Таким образом, при s = 0,002 м; l = 0,00069 м; w = = 3,5 м/мин рациональным значением h является значение 0,015 м, что меньше в 1,67 раза исходного значения 0,025 м.

Таким образом, если выбрать размеры каналов s = 0,002 м; l = 0,00069 м; h = 0,015 м при скорости воды в каналах w = 3,5 м/мин, то эффективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{эф}$ по сравнению с исходным вариантом (s = 0,013 м; l = 0,0045 м; h = 0,025 м; w = = 6 м/мин) увеличится от 19800 до 47500 Вт/(м^2·К), т.е. более чем в два раза, расход меди на изготовление рабочей стенки снизится (из-за уменьшения высоты канала h в 1,67 раз), жесткость конструкции кристаллизатора остаться прежней, расход охлаждающей воды V снизится в 2,85 раза с 0,077 м^3/с до 0,027 м^3/с на 1 м периметра рабочей стенки кристаллизатора, расход энергии на перекачку воды при этом уменьшится в 1,67 раза.

Выводы. Проведенные расчеты показывают, что оптимизацию геометрических размеров охлаждаю-

щих каналов щелевого кристаллизатора следует проводить в направлении одновременного уменьшения ширины каналов, расстояния между каналами, глубины каналов и скорости воды в каналах. При этом во избежание образования накипи на стенках каналов охлаждение кристаллизаторов следует производить обессоленной водой. Обессоленная вода должна циркулировать по замкнутому контуру, нагреваясь в кристаллизаторе и охлаждаясь в промежуточном теплообменнике.

Литература

1. *Калягин, Ю.А.* Исследование теплообмена в кристаллизаторе МНЛЗ с круглыми и щелевыми каналами / Ю.А. Калягин, Н.И. Шестаков, О.В. Манько, С.В. Лукин // Заготовительные производства в машиностроении. – 2004. – № 12. – С. 29 – 31.

2. *Лукин, С.В.* Тепловые процессы при разливке стали на машинах непрерывного литья заготовок / С.В. Лукин. – Череповец, 2008.

3. *Самарский, А.А.* Вычислительная теплопередача / А.А. Самарский, П.Н. Вабищев. – М., 2003.

УДК 621.746. 27

С.В. Лукин, А.Н. Кибардин, Ю.А. Калягин, В.И. Славов

ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В РАБОЧЕЙ СТЕНКЕ ЩЕЛЕВОГО КРИСТАЛЛИЗАТОРА МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ ЗАГОТОВОК

В статье представлена инженерная методика расчета теплопередачи в рабочей стенке щелевого кристаллизатора машины непрерывного литья заготовок, позволяющая достаточно точно учитывать эффект оребрения стенки со стороны охлаждающей воды.

Теплопередача, кристаллизатор, машина непрерывного литья заготовок.

The paper presents the engineering method of calculation of heat transfer in the working wall of slot mold of the machine of the continuous casting billets, allowing to take into account the ribbing effect of the wall from the side of the cooling water.

Heat transfer, mold, machine of the continuous casting billets.

Современные машины непрерывного литья заготовок часто оборудуют щелевыми кристаллизаторами, в которых охлаждающая вода циркулирует в пазах, расположенных между медной стенкой и чугунным корпусом. В настоящее время отсутствуют достаточно точные инженерные методики расчета теплопередачи в рабочей стенке щелевого кристаллизатора. Схема рабочей стенки щелевого кристаллизатора и основные геометрические размеры показаны на рис. 1.

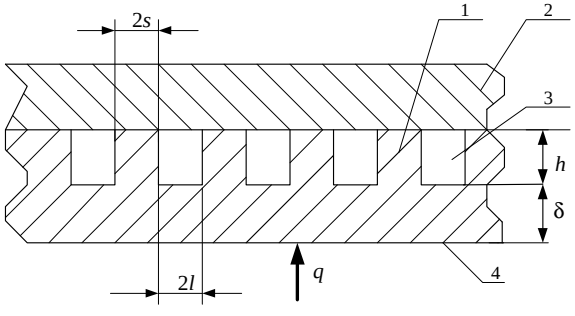


Рис. 1. Схема рабочей стенки щелевого кристаллизатора

1 – медная плита; 2 – стальная пластина; 3 – прямоугольный паз, заполненный охлаждающей водой; 4 – рабочая поверхность стенки кристаллизатора; δ – толщина стенки от рабочей поверхности до основания паза; *2s* – расстояние между пазами; *h* – глубина паза (длина ребра); *2l* – ширина паза (канала); *q* – плотность теплового потока, поступающего к рабочей стенке от затвердевающего слитка

Расчетная схема элемента рабочей стенки щелевого кристаллизатора показана на рис. 2. Можно увидеть, что поверхностью 1 рабочая стенка контактирует с отливаемым слитком, а поверхностью 3 и 4 – с охлаждающей водой. Поверхность 5 соприкасается с чугунным корпусом. На поверхностях 2 и 6 выполняется условие геометрической и тепловой симметрии, поэтому здесь теплообмен отсутствует (адиабатические поверхности). Размеры ребра: $h \times s$. Размеры основания стенки: $\delta \times (s + l)$.

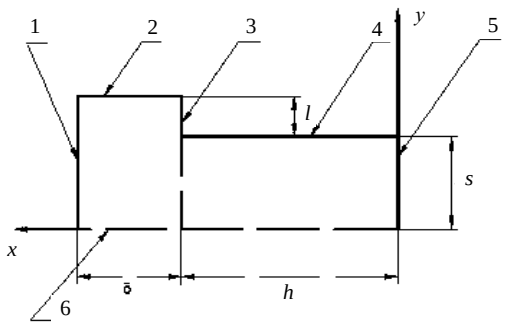


Рис. 2. Расчетная схема элемента рабочей стенки

Для расчета эффективного коэффициента теплоотдачи от рабочей стенки щелевого кристаллизатора к охлаждающей воде, учитывающего эффект оребрения, можно использовать выражение, полученное в [1]: