

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ РОЛИКОВ МНЛЗ

С.В. Гридин, А.Ю. Цупрун, Е.В. Новикова, В.В. Кислица,
С.А. Нагорный

Донецкий национальный технический университет,
ОАО МК «Азовсталь»НПО «Доникс»

Виконано дослідження теплового стану роликів криволінійної і горизонтальної ділянок слябової МБЛЗ і визначені умови відриву окалини з поверхні сляба і її налипання до робочої поверхні бочок роликів. Проведено математичне моделювання досліджуваних процесів і визначена критична сукупність параметрів, що визначають ефект «намотування» окалини унаслідок нерівномірності охолодження роликів.

В процессе непрерывной разливки на поверхностях контакта между поддерживающими роликами и непрерывнолитой заготовкой в зоне вторичного охлаждения МНЛЗ в большинстве случаев присутствует прослойка окалины, свойства которой во многом определяют трение и теплообмен на контакте. При определенных условиях прочность окалины превышает прочность твердой корочки металла заготовки, что приводит к вдавливанию окалины в тело заготовки и последующей деформации ее поверхности.

В условиях ККЦ ОАО МК «Азовсталь» для определения химического состава материала, оторванного в процессе разливки от поверхности сляба и прилипшего к рабочей поверхности бочек роликів, были отобраны его пробы. Анализ проб показал, что они имеют общую природу образования и содержат от 56% до 66 % общего Fe, которое можно разделить на фазы: магнетит - Fe_3O_4 (4%), гематит - Fe_2O_3 (1%), вюстит – FeO (95%). Данный химический и фазовый состав можно идентифицировать как «воздушная» (атмосферная) окалина, образующаяся на поверхности сляба в процессе его охлаждения.

Основной причиной, вызывающей подрыв «окалины» с поверхности слябов и ее прилипание к поверхности бочек роликів, является увеличение тепловой нагрузки на роликівые секции МНЛЗ, поскольку при осмотре поверхности слябов, отлитых под разными шлакообразующими смесями (ШОС №9М и ШОС №5М) существенного отличия по качеству поверхности заготовок выявлено не было.

Конструкция роликов (проектант - завод «Уралмаш») слябовых МНЛЗ предполагает использование полых длинных двухопорных роликов, охлаждаемых изнутри водой. При такой схеме необходимо, чтобы при любых допустимых по технологической инструкции эксплуатационных режимах температура поверхности ролика не достигала значений температуры отпуска материала роликов, а температура стенки канала охлаждения - значений температуры кипения воды (лучше - температуры интенсивного солеобразования) для предотвращения образования теплоизолирующего слоя накипи и солеобразований на поверхности канала и перегрева роликов.

В производственных условиях определение температуры в зоне контакта ролика и сляба не представляется возможным. Поэтому было принято решение разработать прогнозную математическую модель «Rolik» (рис. 1) расчета полей температур роликов, охлаждаемых водой при различных угловых скоростях вращения в установленном диапазоне скоростей разлива, и определить критическую совокупность параметров, которые предопределяют эффект «наматывания» окалины вследствие неравномерности охлаждения роликов.

Система уравнений теплопроводности для вращающегося ролика имеет вид [1-3]:

$$\frac{1}{a_i} \frac{\partial T_i}{\partial \tau} + \frac{\omega_p}{a_i} \frac{\partial T_i}{\partial \varphi} = \frac{\partial^2 T_i}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_i}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_i}{\partial \varphi^2}, \quad i=1,2 \quad (1)$$

где a_i — коэффициент температуропроводности; τ — время; r, φ — полярные координаты (радиус и угол поворота); ω_p — угловая скорость вращения ролика; i — индекс, значение которого указывает на принадлежность бандажу ($i=1$) или оси (основе) ролика ($i=2$).

На наружной поверхности ролика задаются следующие граничные условия типа [4]:

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_j}{\partial r} \Big|_{R_1} = \alpha_j (T_1 - T_j) \Big|_{R_1} - \delta_{4j} q, \quad j=3,4,5, \quad (2)$$

где λ_1 — коэффициент теплопроводности материала ролика; α_j — коэффициент теплоотдачи; j — индекс, определяющий условия теплообмена: $j=3$ — со слитком на поверхности контакта ролика; $j=4$ — с воздухом; $j=5$ — с наружной водовоздушной смесью; q — тепловой поток от излучения с поверхности слитка; r — текущее значение радиуса ролика; $\delta_{4j} = 1$ при $j=4$; $\delta_{4j} = 0$ при $j \neq 4$.

По данным контрольных замеров температуры поверхности роликов при различном расходе воды определена зависимость значений α_3 от времени остановки. Измерения температуры проводили на поверхности сляба двухцветным инфракрасным пирометром «ДИЭЛТЕСТ» (600-1800°C), а по всей длине бочки ролика с помо-

щью инфракрасного пирометра с рабочим диапазоном $30 \div 650^\circ\text{C}$. Расход воды определяли путем контроля времени заполнения мерной емкости при ее истечении из полости ролика, а также водомера.

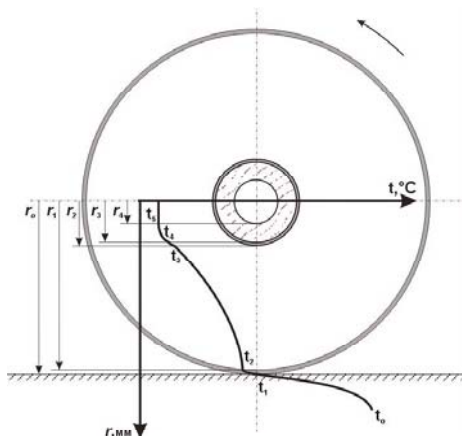


Рисунок 1. Схема исследуемой области.

На участке конвективного теплообмена с воздухом принимается следующая кусочно-линейная зависимость α_5 от температуры в виде

$$\alpha_4 = B_0 (1,46 \cdot 10^{-3} T_1 + 0,314), \quad \text{где } B_0 = 120 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (3)$$

На участке теплообмена излучением с поверхности слитка тепловой поток задается в соответствии с известным законом Стефана-Больцмана [3,4]. Коэффициент теплоотдачи на поверхности круглого канала α_6 определяется по формуле [22]:

$$\alpha_6 = \frac{Nu \cdot \lambda_w \cdot p}{4S}, \quad Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}} \right)^{0,25} \quad (4)$$

где Nu - критерий Нуссельта; λ_w - коэффициент теплопроводности воды; ω - скорость воды в канале, м/с; S - площадь канала, м^2 ; p - периметр канал, м; ν - кинематическая вязкость воды, $\text{м}^2/\text{с}$; критерий Рейнольдса ($Re > 10^4 \div 10^5$); числа Прандтля ($Pr > 0,6$) и Pr_{ct} для параметров течения воды в окрестности стенки канала.

Коэффициент теплоотдачи на поверхности соприкосновения следует принять $\alpha_7 = 10^5 - 10^6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$, что соответствует идеальному тепловому контакту.

Система уравнений (1-4) дает полное математическое описание характера теплофизических процессов во вращающемся ролике. Аналитическое решение задачи невозможно из-за ее многомерности и нелинейности, поэтому математическая модель «Rolik» (рис. 2) была реализована конечно-разностными методами в среде Borland Delphi 6.0. В расчетах объем ролика дискретизируется с использованием пространственной сетки в полярных координатах, в узлах которой вычисляются

значения полевых переменных (температуры и теплофизических параметров). Величина шагов сетки (Δr , $\Delta \varphi$) определялась с помощью тестовых расчетов, с учетом соблюдения условий устойчивости и обеспечения требуемой точности разностной схемы [1].

В ходе расчета предусмотрена возможность записи сохраненных данных, а также изменения шага времени счета (для ускорения счета) и остановка/пуск ролика в любой момент времени счета.

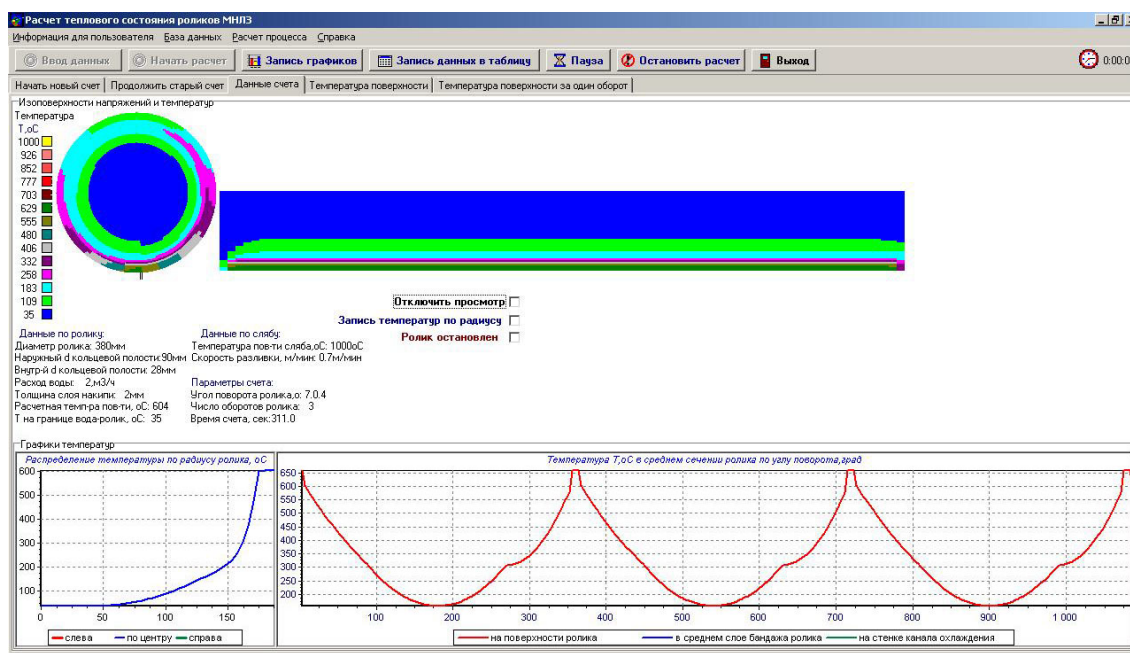
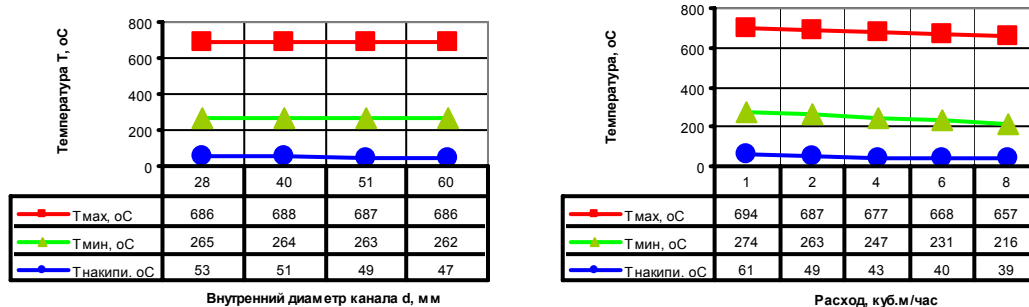


Рисунок 2. - Формат рабочего экрана программы “Rolik”

На первом этапе исследований принимали внутренний диаметр подводящей трубы равным 28 мм для ролика $\varnothing 380$ мм (рис.3). Увеличение внутреннего диаметра канала охлаждения до 60 мм (рис. 3, а) при постоянном расходе и неизменном внешнем диаметре канала охлаждения (90 мм) ведет к понижению температуры поверхности стенки канала на $\approx 7^\circ\text{C}$, и практически не влияет на изменение температуры поверхности ролика ($\approx 3^\circ\text{C}$).

Анализ изменения расхода с 1 до 8 м³/час (рис.3,б) показывает, что при проектировании роликов не следует стремиться к увеличению диаметра канала охлаждения — лучшие результаты будут достигнуты при правильном выборе рационального расхода. Увеличенный расход воды при рабочих скоростях 0,4-1,0 м/мин при отсутствии накипи обеспечивает достаточно эффективное охлаждение ролика и препятствует выпадению солей. В этом случае перегрев ролика может происходить только в случае остановки машины или разливки со скоростью до 0,2 м/мин в течение 4-5 минут. Таких расходов воды оборудование комбина-

та «Азовсталь» физически обеспечить не может. Особо надо отметить недостаточную эффективность охлаждения для рабочей скорости 0,8 – 1,0 м/мин уже при наличии слоя накипи 1,5 – 2 мм. Реальные расходы воды на охлаждения ролика 1,5-2,5 м³/час, поэтому необходимо уменьшить жесткость воды или (и) увеличить расход воды.



а) б)

Рисунок 3. Зависимость максимальной (1) и минимальной (2) температуры поверхности ролика, максимальной температуры контакта накипь-вода (3): а — от диаметра канала охлаждения при расходе 2м³/час; б — от расхода воды при внутреннем диаметре канала охлаждения d=51 мм.

В результате выполненных на основе математического моделирования расчетно-теоретических исследований теплового состояния роликов МНЛЗ определены критерии эффективности их работы:

- максимальная температура поверхности ролика не должна превышать температуру отпуска в любом эксплуатационном режиме, включая кратковременные остановки;
- температура поверхности канала охлаждения не должна превышать 80°С для предотвращения образования слоя накипи (солеобразования), особенно при вынужденных остановках;

Для предотвращения наматывания окалины при сохранении существующей схемы охлаждения необходимо:

- снизить жесткость воды до рекомендуемых значений общей и карбонатной жесткости 3 и 0,08 мг-экв/л, соответственно;
- увеличить расход охлаждающей жидкости до 5-8 м³/час для очень жесткого охлаждения сляба в зоне вторичного охлаждения с целью снижения температуры поверхности сляба до температуры ≈900°С.

В настоящее время перечисленные мероприятия не приемлемы в условиях ККЦ комбината «АЗОВСТАЛЬ». Таким образом можно утверждать, что внутреннее охлаждение ролика водой повышенной жесткости не эффективно и наматывание окалины при такой схеме охлаждения неизбежно. Для предотвращения наматывания окалины необходимо использовать альтернативные схемы охлаждения, в частности наружное охлаждение ролика.

Литература:

1. Самарский А.А., Гулин В.А. Численные методы.-М.: Наука, 1989.-432с.
2. Thomas B.G. The importance of numerical simulations for further improvements of the CC process// Innovation Session (Linz, Austria, June 2000). – Linz, 2000. – Paper N.7. – P.1-11.
3. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача.- М.: Энергоиздат, 1981.- 416 с.
4. Крейт Ф., Блэк У. Основы теплопередачи.- М.: Мир, 1983.- 512 с.