

УДК 621.746.27

## ОХЛАЖДЕНИЕ РОЛИКОВ УНРС

О. А. ТИМОХИН\*

В статье представлено определение зависимости для расчета термомеханических напряжений ролика установки непрерывной разливки стали (УНРС) как полого цилиндра, находящегося в состоянии длительного внешнего нагрева. Разработана математическая модель температурного поля вращающегося ролика, подвергающегося нагреву от движущегося слитка, алгоритм и вычислительная программа для расчета температурного поля ролика. Установлена связь между регламентной стойкостью ролика, допускаемыми напряжениями для условий длительной прочности и конструктивными параметрами (толщиной теплопередающей стенки, расходом и скоростью охлаждающей воды во внутреннем канале ролика). Рассмотрены авторские конструкции устройств для подвода охлаждающей воды к вращающимся роликам (шарнирных соединений), применяемых в ОАО «Северсталь». Проанализированы особенности эксплуатации шарнирных соединений и положения по выбору параметров их конструкций.

**Ключевые слова:** УНРС, ролик, регламентная стойкость, теплонагружение, термомеханические напряжения, допускаемые напряжения, длительная прочность, температурное поле, охлаждающая вода, шарнирное соединение, пара трения, уплотнительная техника.

Ролики УНРС, находясь в прямом контакте с горячим непрерывнолитым слитком, выходящим из кристаллизатора, работают в условиях длительных тепловых и механических нагрузок, которые приводят к их повреждениям в виде разгара поверхности, углубленных поверхностных раковин и разрушения. Металлургические предприятия при планировании объемов производства определяют регламентную стойкость роликов и сроки их замены для предотвращения серьезных повреждений, исключающих последующее восстановление.

Согласно данным допускаемых напряжений  $[\sigma]$ , Н/см<sup>2</sup>, по длительной прочности валковой стали 24ХМ1Ф (химический состав по ОСТу 24.013.04-83), увеличение температуры нагрева ролика относительно некоторой реальной температуры при работе УНРС (~500 °С) только на 50 °С приводит к существенному (в 2–3 раза) снижению прочности при длительной нагрузке и может вызвать критическое разрушение ролика [1].

В связи с этим необходимо оценить температурное поле по объему ролика и значение термомеханических напряжений, сравнить их с допускаемыми для данного материала напряжениями в условиях длительной работы и определить необходимую интенсивность охлаждения для обеспечения этой интенсивности и регламентной стойкости, близкой к расчетной. Приведенные далее расчеты не распростра-

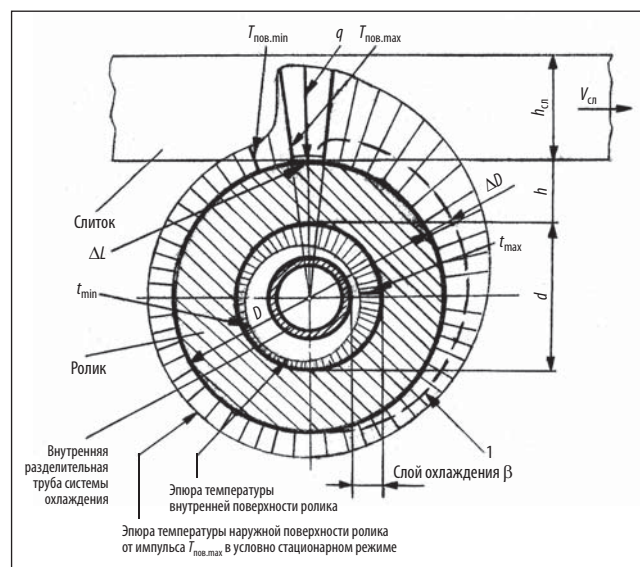


Рис. 1. Условно мгновенное состояние ролика при прохождении по нему слитка от единичного импульса касания слитка

няются на ролики, находящиеся в зоне вторичного охлаждения, получающие дополнительное наружное охлаждение от форсунок, и касаются конструкций с подводом охлаждающей воды к вращающимся роликам через специальные шарнирные соединения, с организацией ее циркуляции по внутренней центральной расточке и ее отводом по безрасходной схеме охлаждения.

На рис. 1 в условно мгновенном состоянии показан нагрев ролика при прохождении по нему слитка от единичного импульса касания слитка ( $T_{пов.макс}$ ) на элементарном участке  $\Delta L$  (лучистое тепловыделение с поверхности слитка не учитывается).

\* Канд. техн. наук О. А. Тимохин, технический директор ООО «МЕТТЕХ», Москва, Россия; mettech@yandex.ru

Удельная теплота, передаваемая металлом ролику на участке их контакта

$$\Delta U = c\Delta t, \text{ кДж/Н}, \quad (1)$$

где  $c$  — теплоемкость металла, кДж/Н·град.,  $\Delta t$  — повышение температуры ролика, °С.

Масса металла  $G_m$ , прошедшего со скоростью  $V_{сл}$ , м/с, за время  $\tau = \Delta L/V_{сл}$ , с, равна

$$G_m = \rho h_{сл} B_{сл} V_{сл}, \text{ Н/с}, \quad (2)$$

где  $\rho$  — удельный вес металла, Н/см<sup>3</sup>,  $h_{сл}$  — высота слитка;  $B_{сл}$  — ширина слитка.

Теплонагружение ролика от металла, прошедшего за время  $\tau$ ,

$$U = \Delta U G_m = \rho h_{сл} B_{сл} V_{сл} c \Delta t, \text{ кДж/с (кВт)}. \quad (3)$$

Термомеханические деформации и напряжения, вызванные температурными нагружениями цилиндрических тел, рассмотрены в различных источниках [2, 3]. Для полого ролика, ось которого совпадает с осью  $z$ , с модулем упругости  $E$ , коэффициентом Пуассона  $\nu$ , внутренним радиусом  $R_1$ , наружным радиусом  $R_2$ , радиусом-вектором  $r$  некоторой произвольной точки в цилиндрической системе координат, достаточно близким является решение, в котором деформация произвольной точки представлена следующим образом [4]:

$$\begin{aligned} \partial U / \partial r = & \alpha_r (1 + \nu) / (1 - \nu) \{ 1 / (R_2^2 - R_1^2) [(1 - 2\nu) - \\ & - R_1^2 / r^2] \int_{R_1}^{R_2} T(r, t) r dr + 1 / r \int_{R_1}^r T(r, t) r dr \}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\alpha_r$  — коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с.

Напряжение по объему тела, согласно закону Гука с дополнительными температурными членами,

$$\begin{aligned} \sigma'_r(r, t) = & \alpha_r E \nu \{ (1 - \nu) [ 2 / (R_2^2 - R_1^2) \int_{R_1}^{R_2} T(r, t) r dr - \\ & - 1 / \nu T(r, t) ] \}. \end{aligned} \quad (5)$$

Напряжения от внешней распределенной нагрузки  $q$  со стороны слитка на длине  $l$ , см, нагруженной части по оси  $z$ , условно принимаемой в расчетной схеме равной ширине слитка и пролету по опорам ролика:

$$\sigma''_r(r) = 0,3ql^2 R_2 / (R_2^4 - R_1^4). \quad (6)$$

В результате значительного термического искажения профиля сечения ролика (кривая 1, см. рис. 1), вызванного локальным повышением температуры  $\Delta t$  от импульсов  $T_{пов.макс}$ , образуются такие дефекты поверхности, как раковины, выкрашивание и отслоение. Это вызвано деформацией  $\Delta D$  и возникновением растягивающих напряжений на участке искажения:

$$\sigma'''_r(r, t) = E / (1 + \chi \Delta t), \quad (7)$$

где  $\chi$  — коэффициент температурного расширения материала ролика, 1/°С.

При определении эквивалентных напряжений составляющие уравнений (6) и (7) должны суммироваться геометрически, так как они действуют в разных плоскостях.

В связи с тем, что на поверхности ролика за пределами  $\Delta L$  теплообмен не происходит, температурное поле вращающегося ролика может быть аппроксимировано цилиндрической функцией. Температура ролика, подвергающегося воздействию с периодом  $\tau_p$  импульсам тепла  $U$  (см. рис. 1), на поверхности  $y = 0$  рассчитывается как сумма температурных полей  $m$ . В безразмерном варианте это решение выглядит следующим образом [2]:

$$\begin{aligned} t(y_0, Fo_1, Fo_p, m) = & 2 \sum_{n=1}^{\infty} \{ [(Bi^2 + K_n^2) T_0 \cos(K_n y_0)] / \\ & / (Bi^2 + K_n^2 + Bi) \} \sum_{m=0}^m e^{-K_n^2 (Fo_1 + m Fo_p)}. \end{aligned} \quad (8)$$

Применим следующие обозначения:  $T_0 = U / \chi \rho r$ ,  $t_0 = t / T_0$ ,  $y_0 = y / h$ ,  $K_n = h \gamma$ .

Критерии Био и Фурье:  $Bi = \alpha h / \lambda$ ,  $Fo_p = \alpha \tau / h^2$ ,  $Fo_r = \alpha \tau_p / h^2$ , где  $\gamma$  — корни характеристического трансцендентного уравнения:  $\gamma h \operatorname{tg}(\gamma h) = \alpha h / \lambda$ ;  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>К,  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности, Вт/мК.

С учетом указанных выше обозначений  $K_n \operatorname{tg} K_n = Bi$ .

Зависимость (8) является решением нестационарного температурного поля стенки ролика, которое можно рассматривать как наложение периодического изменения температуры под воздействием импульсов и повышения средней температуры до момента, когда теплопередача к стенке за время, равное периоду, не будет равно конвективному теплоотводу на внутренней поверхности ролика ( $y = h$ ).

Так как  $m \gg 1$ , последняя сумма в уравнении (8) может быть представлена как  $E_1 (1 - E_p^{m+1}) / (1 - E_p)$ , где  $E_1 = e^{-K_n^2 Fo_1}$ ,  $E_p = e^{-K_n^2 Fo_p}$ .

Окончательное решение для температурного поля ролика примет вид:

$$\begin{aligned} t_0(y_0, Fo_1, Fo_p) = & 2 \sum_{n=1}^{\infty} [ E_1 (Bi^2 + K_n^2) \cos(K_n y_0) / \\ & / [(1 - E_p)(Bi^2 + K_n^2 + Bi)]. \end{aligned} \quad (9)$$

Согласно уравнениям (3)–(9), была разработана вычислительная программа на языке СИ++ для моделирования температурного поля ролика по тепловой нагрузке  $U$ , диаметру ролика  $D = 2R_2$ , толщине стенки  $h = R_2 - R_1$ , окружной скорости вращения, равной скорости слитка  $V_{сл}$ , величине внутренней охлаждающей поверхности  $F_{охл} = \pi dl$ , см<sup>2</sup> (где  $d = 2R_1$ ) и расходу охладителя  $Q$ , м<sup>3</sup>/ч. С помощью программы можно определить термомеханические

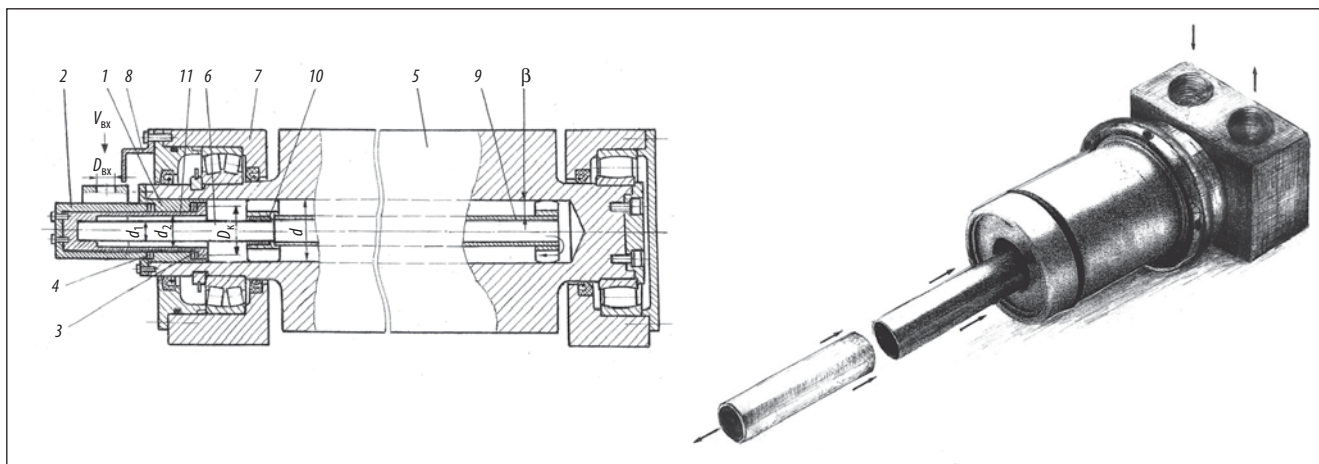


Рис. 2. Конструкция устройства для подвода охлаждающей воды

напряжения (5)–(7) при заданных конструктивных параметрах и сравнить с допускаемыми пределами длительной прочности с целью выполнения ее условия  $\sigma_r(r, t) \leq [\sigma]$ , Н/см<sup>2</sup> для данной марки стали, а также установить режимы охлаждения, исключая высокие значения термомеханических напряжений.

Как показали расчеты, добиться требуемого уровня температуры внешней поверхности и средней по сечению можно при различном сочетании указанных выше параметров. Интенсивность тепловой нагрузки зависит от размеров и температуры слитка, скорости его движения, в некоторой степени связана с периодом тепловых импульсов ( $\tau_p = \pi D / V_{сл}$ ) и с соотношением диаметра ролика  $D$  и диаметра внутренней охлаждающей поверхности  $d$ , влияющим на теплоотвод и напряженно-деформированное состояние (4)–(5). При постоянных тепловой нагрузке  $U$  и периоде импульсов  $\tau_p$  уменьшение толщины стенки ролика приводит к снижению температуры его внешней поверхности и, следовательно, ее дефектов, за счет уменьшения перепада температуры в стенке. Увеличение перепада температуры в стенке может превысить значение, вызывающее термомеханические напряжения, превосходящие допустимые для данного материала, т. е. потерю несущей способности ролика. Коэффициент теплоотдачи при охлаждении ролика, характеризующий способность системы охлаждения ролика унести тепло через площадь охлаждения  $F_{охл}$ , не является величиной, постоянной по этой поверхности. Используя понятие среднего по поверхности коэффициента теплоотдачи  $\alpha = U / F_{охл} \Delta t_{охл}$  (где  $\Delta t_{охл}$  — повышение температуры воды внутри ролика) и по результатам расчетов, коэффициент теплоотдачи пропорционален скорости течения жидкости  $\alpha = (1,3 - 1,7) v_{охл}^{0,75}$  и обратно пропорционален высоте слоя охлаждения  $\alpha = (4,5 - 4,9) \beta^{-0,25}$ . Таким образом, чем меньше высота слоя охлаждения, тем больше коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .

Согласно расчетам, наиболее благоприятный режим охлаждения имеет место при скоростях движения воды в слое охлаждения  $v_{охл} = 6-8$ , м/с. Однако реализация рекомендуемых скоростей сдерживается возможностями по снижению величины  $\beta$  и увеличению расхода охладителя  $Q$ , в связи с тем, что скорость воды на входе в шарнирное соединение  $V_{вх}$  ограничена параметрами системы оборотного цикла охлаждения. Высокий процент аварийных замен роликов и разгар их поверхности связаны с недостатками охлаждения, вызванными отклонениями от назначаемых параметров охлаждающей жидкости и несбалансированными соотношениями  $U, D, d, Q, \beta, v_{охл}, V_{вх}$ . Узел подвода к ролику охлаждающей воды, являющийся фактически шарнирным гидравлическим соединением, должен обеспечивать необходимые расходы воды, ее скорости и достаточную герметичность на время регламентной стойкости ролика для исключения потери дорогостоящей химически очищенной воды и нарушения режима охлаждения. Основным узлом герметизации шарнирных соединений является торцовая пара трения — граница между вращающейся и стационарной частями узла.

Разработанная автором статьи конструкция устройства для подвода охлаждающей воды соответствует встраиваемой в ролик концепции (рис. 2). Стык между вращающейся 1 и стационарной 2 частями решен в виде колец 3 и 4 из антифрикционного материала (силицированного графита). Момент трения на стыке как момент сопротивления вращению ролика, наиболее значимый для холостых роликов, может быть определен выражением  $M_{тр} = 0,5 p S D_k \eta$ , Н·см, где  $p$  — удельное давление на стыке, Па;  $S$  — площадь контактных торцов колец, см<sup>2</sup>;  $D_k$  — средний диаметр колец 3 и 4, см;  $\eta$  — коэффициент трения на стыке. Для снижения коэффициента трения на стыке и повышения герметичности стыка технические требования к изготовлению колец 3 и 4 содержат полировку (как класса чистоты) контактных торцов и их попар-



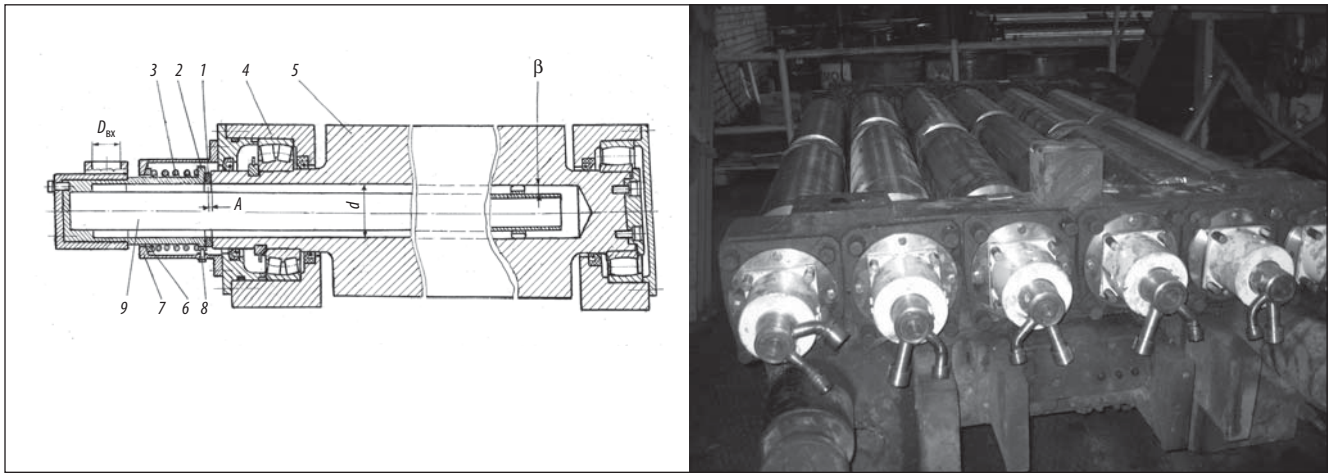


Рис. 3. Конструкция устройства для подвода охлаждающей воды с креплением к торцу подушки

ную притирку. Уплотнительный узел своим корпусом 1 фланцуется к торцу ролика 5, а стопорение от поворота стационарной части 2 с подводящим патрубком 6 относительно подушки 7 осуществляется фиксатором 8. Отличительной особенностью конструкции является дублирование функции герметизации парой 4 в случае протечек по паре 3.

Рассматриваемая конструкция относится к двухпоточной схеме охлаждения с подводом воды через патрубок 6 и центральную разделительную трубу 9, соединяемые втулками 10, и возвратным потоком, охлаждающим ролик по диаметру  $d$ . В габарите по диаметру  $d$  должны быть размещены элементы герметизации — кольца 3 и 4, держатель 11, а также обеспечены расчетный расход на охлаждение ролика  $Q_{расч} = 0,785V_{вх} D_{вх}^2$  в проходном сечении, определяемом разностью диаметров  $d_2$  и  $d_1$ , а в пределах  $\beta$  — назначаемая скорость  $v_{охл}$ . Не всегда конструктивно имеется возможность выдержать необходимый баланс по расходным характеристикам, и наличие узких мест проходных сечений ухудшает охлаждение ролика.

В связи с этим автором была разработана конструкция с выносом элементов уплотнения — кольца 1, держателя 2, пружины 3 — в зону за пределы центрального отверстия  $d$  ролика, с креплением к торцу подушки 4 ролика 5, что позволяет отвести всю эффективную область центрального отверстия  $d$  только для циркуляции воды — ее прямого и обратного трактов (рис. 3).

Необходимое удельное давление герметизации 50–60, Н/см<sup>2</sup> обеспечивается пружиной 3, усилие которой через сферический подпятник 6 и корпус 7 замыкается на подушку 4. Фиксация от поворота держателя 2 осуществляется относительно корпуса 7 штифтом 8. В характеристике пружины учитывается выталкивающее усилие давления охлаждающей воды, а также тепловое удлинение ролика 5.

Сферическое соединение 6 и 7 компенсирует неизбежные на практике, в пределах допускаемых пас-

портных для подшипников, углы между геометрической осью, соединяющей центры подшипников ролика, и осями расточек в подушках под подшипники. Упругий прогиб ролика  $V_{упр}$  в связи с незначительной величиной прогиба ролика не отражается на работе шарнирного соединения и может быть рассчитан как  $V_{упр} = 0,01ql^4/EI$ , см, где  $I = 0,05(D^4 - d^4)$  — момент инерции поперечного сечения ролика, см<sup>4</sup>.

Разработанная конструкция позволяет при одних и тех же диаметрах шейки ролика по опорному подшипнику и диаметрах центрального отверстия ролика  $d$  обеспечить в 2,5–3 раза больший расход воды по сравнению с конструкцией, представленной на рис. 2. Это дает возможность оптимизировать режим охлаждения широким варьированием параметрами  $Q$ ,  $\beta$  и  $v_{охл}$  и тем самым повысить стойкость. Исходя из величины слоя истирания  $A$  (см. рис. 3) можно определить необходимый срок службы узла  $N = A/60s\pi D_k$ . Например, для  $A = 3$  мм и  $D_k = 80$  мм срок службы узла составит 7500 ч. При этом при скорости вращения 1 об/мин, соответствующей скорости литья 1 м/мин, для материала кольца графитопласт (ТУ НИИПМ П-422.65) норма истирания  $s$  составит  $0,5 \cdot 10^{-5}$  мм [5].

Для ОАО «Северсталь» было организовано производство шарнирных соединений (см. рис. 3) на входные расточки в ролике диам. 60 и 80 мм и патрубки (поз. 9, см. рис. 3) диам. 22×3,5 и 42×4 мм. Устройства поставлялись полностью собранными и оттестированными, в связи с чем автором был разработан специальный стенд для опрессовки давлением до  $15 \cdot 10^5$  Па с имитацией вращения ролика. В 2005–2012 гг. в ОАО «Северсталь» для четырех слабых УНРС было поставлено и находилось в эксплуатации более 5 тыс. ед. узлов. Это подтверждает их высокие служебные качества, учитывая, что отказы или течи по шарнирным соединениям означают нарушение режима охлаждения ролика, остановку УНРС для замены узла или его замены на роликовой

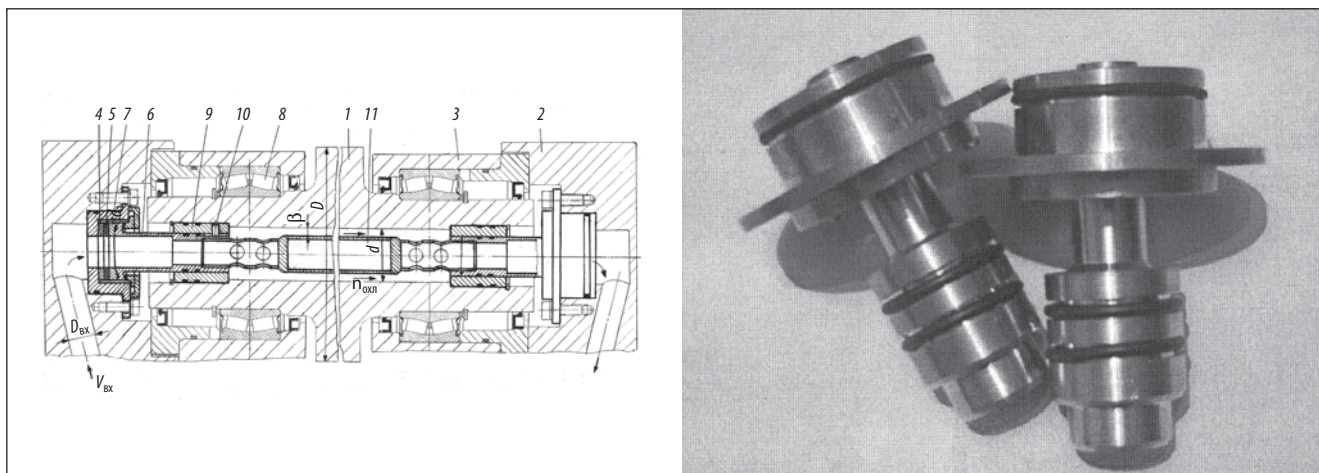


Рис. 4. Устройство для однопоточной схемы охлаждения роликов УНРС

секции вне установки, что в условиях непрерывного металлургического производства является причиной потерь его объемов.

Для секций верхней зоны УНРС с холостыми роликами применяются решения с подводом воды с одной стороны ролика 1 и отводом с другой его стороны через крышки 2 подушек 3 (рис. 4). В данном случае схема охлаждения однопоточная. Шарнирные соединения своими неподвижными частями устанавливаются в крышках, а вращающимися частями — в ролике. Для исключения боковых составляющих нагрузок на герметизирующие пары трения 4 и 5, изготовленные из карбида кремния, необходимо учитывать искажение взаимного положения обработанных поверхностей крышек и ролика, обусловленные погрешностями изготовления и величинами отклонений геометрии при обработке. Несмотря на их малые значения, указанные искажения вызывают боковые составляющие, внешние по отношению к парам 4 и 5 и, учитывая сроки службы (несколько тысяч часов), они при возникающем кромочном истирании и длительных пульсационных нагрузках в зоне истирания приводят к разрушению колец. В представляемом схематично автором решении (см. рис. 4) указанные искажения геометрии компенсируются применением сферической развязки пятой 6 и подпятником 7, при этом центр сферического соединения совпадает с центром опорного сферического роликового подшипника 8. Плотность стыков деталей 4–7 зависит от давления воды и размера  $d_1$ . Совместность вращения пяты 6 и втулки 9 обеспечивается штифтом 10, что позволяет рассматривать эти соединения как неподвижные и уплотнять их стандартными кольцами по ГОСТу 9833-88. Слой  $\beta$ , выделенный разделителем 11, может быть рассчитан следующим образом:  $\beta = 0,785 D_{вх}^2 V_{вх} / \pi d v_{охл}$ , где  $v_{охл}$  — скорость циркуляции воды, назначаемая из диапазона рекомендуемых.

При всей корректности расчета срока службы, выбираемых схем и конструктивных решений шар-

нирных соединений эти высокоточные изделия уплотнительной техники после установки на металлургическое оборудование подвергаются агрессивным воздействиям, уменьшающим их паспортный срок службы. Главным таким фактором является отклонение от заданных технических требований к охлаждающей воде. Железосодержащие отложения в каналах роликов, сосредоточенные во внутренних полостях, при длительных режимах работы наносят существенные повреждения поверхностям деталей, обработанным по высоким классам чистоты и точности. Недостаточная реагентная обработка и завышение температуры охлаждающей воды на входе приводят к отложениям фосфатов кальция на внутренних стенках центрального отверстия ролика, искажающим расчетные режимы охлаждения. Агрессивное воздействие охлаждающей воды сказывается на коррозионной стойкости отдельных деталей. Дополнительным осложнением являются неудовлетворительное состояние теплообменной аппаратуры в системе охлаждения и ошибки эксплуатации (например, поздняя подачи воды в начале рабочих процессов, гидроудары при включении ее подачи со значительным превышением рабочего давления).

### Выводы

1. Определено напряженно-деформированное состояние ролика как полого цилиндра, подвергающегося длительному нагреву. В математическую модель теплового режима вращающегося ролика включены: температурная импульсная нагрузка, толщина теплопередающей стенки ролика, размеры поперечного сечения слитка, размеры внутренней охлаждаемой поверхности, скорости движения слитка и циркуляции охлаждающей воды внутри ролика и на входе и ее расходы. С использованием этой модели может быть определено температурное поле ролика и рассчитаны его термомеханические напряжения.

2. Разработаны и апробированы, в том числе в промышленных условиях ОАО «Северсталь», прецизионные шарнирные соединения для охлаждения роликов УНРС различных конструктивных вариантов. **ЧМ**

### Библиографический список

1. Жаропрочные сплавы при изменяющихся температурах и напряжениях / под ред. Л. В. Гецова. — М. : Энергия, 2003. — 292 с.

2. Карслоу К., Егер Д. Теплопроводность твердых тел. — М. : Наука, 1984. — 632 с.

3. Пехович А. И., Жидких В. М. Расчеты теплового режима твердых тел. — М. : Энергия, 1989. — 352 с.

4. Майзель В. М. Температурная задача теории упругости. — Киев : Изд. АН УССР, 1991. — 152 с.

5. Материалы в машиностроении. Т. 5. Неметаллические материалы / под ред. В. А. Попова. — М. : Машиностроение, 2008. — 544 с.

### INFORMATION ABOUT THE PAPER IN ENGLISH

#### COOLING OF CONTICASTER ROLLS

Timokhin O. A.<sup>1</sup>, Cand. Eng., Technical Director

<sup>1</sup> "METTEKH" LLC (Moscow, Russia)

E-mail: mettech@yandex.ru

**Abstract:** Dependences required for calculation of thermomechanical stresses in the rollers of continuous casting machines (CCM) are defined based on proposals that such roller can be considered as hollow cylinder subjected to durable heating. Mathematic model of temperature field of rotating roller which is subjected to heating from moving continuously cast ingot is developed, as well as an algorithm and computation program for calculation of the temperature field of a roller. Correlation between standard roller strength and service life, acceptable stresses for durable roll strength and construction parameters (such as thickness of heat transfer wall, consumption and rate of cooling water in the internal roller channel) was established. It is shown that intensity of thermal load is depended on cast ingot dimensions and temperature, speed of its transportation and is connected with the period of thermal impulses and relationship between roller diameter and diameter of internal cooling surface. Decrease of thickness of roller wall at permanent thermal load and preset impulse period leads to lowering of temperature of roller external surface and, respectively, to less number of defects, owing to decrease of temperature gradient in this wall. The original technical solutions of the existing units for cooling water supply to rotating rollers (including those de-

veloped by the author and tested industrially at "Severstal" Integrated Metallurgical Works at Cherepovets) are examined. Operating features of swinging joints and proposals for choosing their constructive parameters are analyzed.

**Key words:** continuous casting machine, roller, service life, heat charging, thermomechanical stresses, acceptable stresses, durable strength, temperature field, cooling water, rotating unit, friction pair, sealing technique.

#### References:

1. Zharoprochnye splavy pri izmenyayushchikhsya temperaturakh i napryazheniyakh (High-temperature alloys with changing temperatures and stresses). Under the editorship of L. V. Getsov. Moscow : Energiya, 2003. 292 p.
2. Carslaw H. S., Jaeger J. C. Teploprovodnost tverdykh tel (Conduction of heat in solids). Moscow : Nauka, 1984. 632 p.
3. Pekhovich A. I., Zhidkikh V. M. Raschety teplovogo rezhima tverdykh tel (Calculations of thermal regime of solids). Moscow : Energiya, 1989. 352 p.
4. Mayzel V. M. Temperaturnaya zadacha teorii uprugosti (Temperature task of elasticity theory). Kiev : Publishing House of Academy of Sciences of Ukrainian SSR, 1991. 152 p.
5. Materialy v mashinostroyenii. Tom 5. Nemetallicheskie materialy (Materials in mechanical engineering. Volume 5. Nonmetallic materials). Under the editorship of V. A. Popov. Moscow : Mashinostroyeniye, 2008. 544 p.

# РАБОТА



НОВЫЙ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ БЕСПЛАТНЫЙ ИНТЕРНЕТ-СЕРВИС ПО ПОИСКУ ПЕРСОНАЛА И ТРУДОУСТРОЙСТВУ В ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЙ ОТРАСЛИ

<http://www.rudmet.ru/rabota>

Реклама