

**РАЗРАБОТКА НОВОЙ КОНСТРУКЦИИ РОЛИКА РОЛЬГАНГА
И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ЖЕСТКОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ СОЕДИНЕНИЯ НА ЕГО
НЕСУЩУЮ СПОСОБНОСТЬ**

АБСАДЫКОВ Б.Н.

E-mail: b.absadykov@kbtu.kz

В данной работе приведена конструкция ролика рольганга, исключая применение подшипников и приводных зубчатых колес, что позволит осуществлять быструю его замену, снизив среднюю продолжительность сборно-разборных работ и трудоемкости восстановления. Определено влияние геометрических параметров и жесткости элементов соединения на несущую способность и прочность предлагаемой конструкции ролика.

In this work the roller design of allocating roller conveyer, excluding application of bearings and driving cogwheels is resulted. It will allow to carry out its fast replacement, having lowered average duration of collapsible works and labour input of restoration. Influence of geometrical parametres and rigidity of elements of connection on bearing ability and durability of an offered design of a roller is defined.

Ролик отводящего рольганга, являясь одним из массовых элементов, подвергается интенсивному износу и частым поломкам, что приводит к значительным отказам рольганга. Лишь по причине износа бочек роликов отводящего рольганга непрерывного широкополосного стана (НШПС) – 1700 АО «АрселорМиттал Темиртау» в течение года выходит из строя порядка 280–330 роликов, что для рольганга НШПС – 1700 составляет до 80 % годового расхода роликов [1].

Интенсификация скоростей транспортирования, обеспечение высокого качества поверхности полос требуют от ролика повышенных эксплуатационных показателей, основными из которых являются [1, 2]:

- минимальный осевой момент инерции;
- низкая материалоемкость;
- минимизация дисбаланса вследствие температурных деформаций при одностороннем нагреве;
- способность хорошо сопротивляться износу при трении.

В настоящее время на отводящих рольгангах НШПС горячей прокатки применяются пустотелые ролики с чугунной бочкой. Они удовлетворительно обеспечивают требования к качеству поверхности полосы, хорошо сопротивляются износу при трении, обладают хорошими литейными свойствами [1]. Кроме них, используются сплошные ролики, с несущей осью и антифрикционным бандажом, ролики с транспортирующими дисками. Однако подавляющее большинство их, помимо относительных преимуществ, обладает значительными недостатками: повышенной металлоемкостью, наличием большого количества сопрягаемых элементов, сложностью конструктивных схем, усложняющих монтажно-демонтажные работы, малыми сроками службы. Указанные недостатки в условиях металлургических предприятий, характеризующихся, как правило, массовым или же крупносерийным типом производства металла, приводят к значительным простоям оборудования, и рольгангов, в частности.

В этой связи, низкие показатели надежности и ремонтпригодности роликовых узлов обуславливают поиск новых конструктивных решений, повышающих эксплуатационную надежность с одновременным понижением себестоимости изготовления и монтажа-демонтажа роликов.

В настоящее время тенденция новых конструктивных решений направлена на разработку и создание унифицированных блочно-модульных конструкций рольгангов с индивидуальным приводом, что обеспечит рациональную систему обслуживания и ремонта, повысит ресурс не только ролика, но и всех элементов рольганга [3, 4].

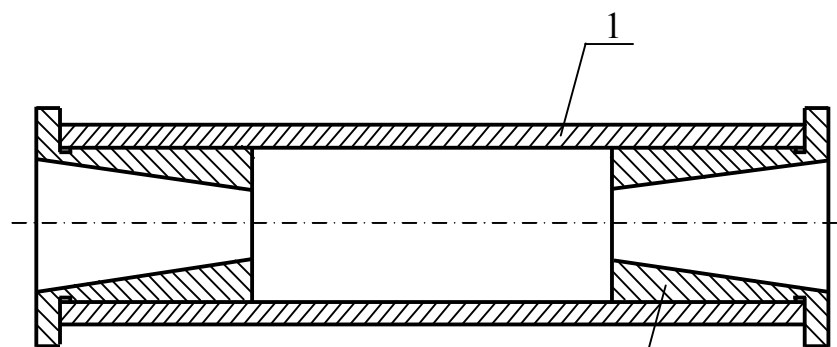
Таким образом, предлагается основные элементы рольганга: ролики, подшипниковые опоры, раздаточный и понижающий редукторы выполнять в виде отдельных легкоъемных модульных агрегатов, что существенно снизит показатели ремонтпригодности, такие как среднее время восстановления, средняя трудоемкость восстановления и другие [4].

В работе [4] предлагается рассматривать ролик рольганга как модуль, изготавливаемый и

транспортируемый до места сборки отдельно от модулей подшипниковых опор. Ролик условно принимается как вал, работающий на изгиб и передающий крутящий момент. Причем, полый вал однозначно имеет преимущества перед цельным, основные из которых – существенное уменьшение расходов материала на изготовление ролика при сохранении его прочности и жесткости, снижение осевого момента инерции.

Однако, основным недостатком данной конструктивной схемы, на наш взгляд, является значительно утолщенная средняя часть ролика. Дело в том, что предлагаемая в [4] конструкция ролика направлена на его быструю смену в результате износа бочки, и утолщенная ее середина функционально не оправдана. На качество транспортируемого листа существенное влияние оказывает состояние поверхности бочки, ее рельеф. Утолщенная часть лишь увеличивает массу бочки в среднем на 25-40 %. В условиях массового изготовления таких роликов неоправданный расход металла будет весьма значителен.

Поэтому предлагается ролик, конструктивно имеющий постоянную цилиндрическую часть на всей длине бочки. Роль внутренних присоединительных элементов выполняют конические отверстия, выполненные в ступичных втулках. Втулки устанавливаются с обоих концов бочки ролика с минимальным натягом. В целях унификации устанавливаемые втулки для обоих концов вала делаются одинаковыми. Каждая втулка с одного конца имеет дисковую часть, превышающую внешний диаметр бочки на величину до половины ее значения. Такое исполнение позволит оперативно производить сборно-разборные работы, а также ограничивать перемещение транспортируемой полосы в поперечных направлениях (рисунок 1).



1 – бочка ролика; 2 – втулка

Рис.1. – Ролик рольганга

Несомненным достоинством конического соединения является обеспечение хорошего центрирования ролика без применения специальных крепежных элементов и возможность использования для значительных нагрузок [5, 6]. В процессе работы рольганга крутящий момент передается от вала электродвигателя через понижающий редуктор к валу и конической втулке приводного подшипникового блока и далее, через коническое соединение, к ролику за счет трения-сцепления. Такой принцип используется на металлорежущих станках, где осуществляется передача крутящего момента коническим хвостовикам инструментов (сверл, разверток, зенкеров).

Известно, что при посадке ступиц с натягом в бочке ролика могут появляться значительные напряжения, приводящие к возникновению опасных для эксплуатации трещин [1]. Поэтому произведем расчет величин давления на посадочной поверхности, максимальный крутящий момент, который может передать соединение, а также максимальные напряжения на валу и в ступице.

Давление k на посадочных поверхностях ступичной втулки и бочки ролика зависит от величины натяга и толщины стенок указанных деталей. Согласно формуле Ламе [6]

$$k = 10^{-3} \Delta \theta / d, \quad (1)$$

где Δ/d – относительный диаметральный натяг, мм; θ – коэффициент, равный

$$\theta = \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}}, \quad (2)$$

где μ_1 , μ_2 , и E_1 , E_2 – пуассоновы константы материалов и модули нормальной упругости охватываемой и охватывающей деталей соответственно; c_1 , c_2 – коэффициенты, вычисляемые по формулам:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}, \quad (3)$$

где d_1 – внутренний диаметр втулки, мм; d – общий диаметр сопрягаемых деталей, мм; d_2 – наружный диаметр бочки ролика, мм.

Подставляя формулы (2) и (3) в (1), получим [6]:

$$k = \frac{\Delta}{d} \frac{1}{\frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}} = E_2 \frac{\Delta}{d} \frac{1}{(c_1 - \mu_1) \frac{E_2}{E_1} + c_2 + \mu_2}. \quad (4)$$

Если относительную тонкостенность соответственно охватываемой и охватывающей деталей обозначить $a_1 = d_1/d$ и $a_2 = d/d_2$, то коэффициенты c_1 и c_2 можно представить как [6]

$$c_1 = c_2 = c = (1 + a^2)/(1 - a^2). \quad (5)$$

Напряжения сжатия на ступичной втулке будут иметь максимальное значение на внутренней поверхности, равное [6]

$$\sigma_1 = 2k/(1 - a_1^2). \quad (6)$$

Напряжения растяжения в бочке ролика будут максимальны на внутренней поверхности [6]:

$$\sigma_2 = 2k/(1 - a_2^2). \quad (7)$$

В случае изготовления бочки ролика и втулки из одного и того же материала – серого чугуна, – значения $E_1 = E_2 = E$ и $\mu_1 = \mu_2 = \mu$. Тогда $\theta = E/(c_1 + c_2)$ и согласно формулам (4) и (7)

$$k = E \frac{\Delta}{d} \frac{1}{c_1 + c_2} = E \frac{\Delta}{d} k_0; \quad (8)$$

где $k_0 = 1/(c_1 + c_2)$ – относительное давление, представляющее собой величину давления k при $E\Delta/d = 1$ [6].

$$\sigma_1 = E \frac{\Delta}{d} \frac{2k}{1 - a_1^2}; \quad (9)$$

$$\sigma_2 = E \frac{\Delta}{d} \frac{2k}{1 - a_2^2}. \quad (10)$$

Для определения влияния геометрических параметров и жесткости элементов соединения на несущую способность и прочность предлагаемой конструкции ролика отводящего рольганга произведем точностной расчет при следующих значениях: номинальный наружный диаметр втулки равен 250 мм, номинальный наружный диаметр бочки 300 мм. Длина соединения $l = 350$

мм – принята из конструктивных соображений, связанных со снижением давления, т.к. согласно [6] снижение величины давления с уменьшением толщины стенок бочки можно компенсировать увеличением длины и диаметра посадочной поверхности.

1. Соединение с натягом чугунной бочки ролика с чугунной втулкой.

Внутренняя поверхность бочки и наружная поверхность втулки обработаны по 7-му классу шероховатости ($Ra = 6,3$ мкм). Коэффициент трения принимаем из справочной литературы [7]: $f = 0,15$.

При посадке средний диаметральный натяг (посадка H7/s6) для $d = 250$ мм равен 169 мкм. Действительный натяг равен $169 - (Ra_1 + Ra_2 = 6,3 + 6,3) = 156,4$ мкм. Модуль упругости для серого чугуна $E = (0,7841,47) \times 10^5$ МПа [7]. Примем $E = 1,2 \times 10^5$ МПа. Тогда величина $E\Delta/d$ будет равна:

$$E\Delta/d = E\Delta / 1000d = 1,2 \cdot 10^5 \cdot 156,4 / 2,5 \cdot 10^5 = 75,1 \text{ МПа.}$$

По диаграммам расчета соединений с натягом [6] от величины относительной тонкостенности $a_1 = 0,5$, проводя горизонталь до пересечения с кривой $a_2 = 0,83$, определяем значение относительного давления $k_0 = 1/(c_1 + c_2)$. $k_0 = 0,14$.

Тогда давление k по формуле (8) равно: $k = 75,1 \cdot 0,14 = 10,5$ МПа.

Максимальный крутящий момент, который может передать данное соединение, $M_{кр} = 0,5 \cdot 10^{-3} k \cdot S \cdot d \cdot f = 5 \cdot 10^{-4} k \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 10,5 \pi \cdot 250^2 \cdot 350 \cdot 0,15 = 54091$ Н·м.

Напряжения сжатия на втулке σ_1 и напряжения растяжения в бочке ролика σ_2 находим из вышеупомянутых диаграмм расчета соединений с натягом [6]: $\sigma_{01} = 0,38$; $\sigma_{02} = 0,91$.

Окончательно напряжения на втулке и в бочке ролика равны: $\sigma_1 = 75,1 \cdot 0,38 = 28,5$ МПа и $\sigma_2 = 75,1 \cdot 0,91 = 68,3$ МПа, что является вполне приемлемым для данной конструкции ролика.

2. Соединение с натягом чугунной бочки ролика и стальной втулки.

Параметры шероховатости поверхностей данных деталей прежние. Назначим для соединяемых деталей посадку H8/s7, обеспечивающую минимальный диаметральный натяг $\Delta = 88$ мкм. Модуль упругости стали $E = (1,8642,1) \cdot 10^5$ МПа [7]. Примем $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Тогда величина $E\Delta/d$ будет равна:

$$E\Delta/d = E\Delta / 1000d = 2 \cdot 10^5 \cdot (88 - 12,6) / 2,5 \cdot 10^5 = 60,3 \text{ МПа.}$$

По расчетным диаграммам [6] для значений $a_1 = 0,5$ и $a_2 = 0,83$ находим величину относительного давления $k_0 = 0,165$.

Тогда давление k по формуле (8) равно: $k = 60,3 \cdot 0,165 = 9,9$ МПа.

По значениям $k_0 = 0,165$, $a_1 = 0,5$ и $a_2 = 0,83$ определяем $\sigma_{01} = 0,43$; $\sigma_{02} = 1,1$ [6]. Тогда напряжения σ_1 и σ_2 будут равны: $\sigma_1 = 60,3 \cdot 0,43 = 25,9$ МПа; $\sigma_2 = 60,3 \cdot 1,1 = 66,3$ МПа, что, так же как и в предыдущем случае, вполне приемлемо для предлагаемой конструкции ролика.

Учитывая, что роликовый узел рольганга в процессе работы подвергается нагреву в среднем до 250 °С (согласно замерам, выполненным на отводящем рольганге АО «АрселорМиттал Темиртау» [8]), необходимо учитывать влияние температуры на посадку. Поэтому, вводя в формулы (4), (6), (7) температурный натяг $\Delta_t = 10^3 d (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2)$, где α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения материала охватываемой и охватывающей деталей соответственно; Δt_1 и Δt_2 – связанное с нагревом увеличение температуры соответственно охватываемой и охватывающей деталей, первоначальный относительный натяг Δ_n , необходимый для поддержания заданного давления k при нагреве, можно представить следующим образом [6]:

$$\Delta_n = 10^3 (kd/\theta) + Rz_1 + Rz_2 - \Delta_t. \quad (11)$$

В интервале температур от 20 °С до 250 °С коэффициенты линейного расширения стали и чугуна составляют соответственно $\alpha_1 \approx 1,1 \cdot 10^{-5}$ 1/°С и $\alpha_2 \approx 10^{-5}$ 1/°С [9]. Таким образом, величина температурного натяга для соединения из чугунной бочки и стальной втулки равна: $\Delta_t = 10^3 \cdot 250 \cdot 230 \cdot (1,1 \cdot 10^{-5} - 10^{-5}) = 57,5$ мкм.

Тогда первоначальный относительный натяг Δ_n , необходимый для поддержания заданного давления k составит $\Delta_n = 88 - 57,5 = 30,5$ мкм.

Таким образом, предлагаемая посадка H8/s7, согласно расчетам, обеспечивает минимальный натяг деталей с учетом влияния тепловых деформаций роликового узла.

Предлагаемая конструкция ролика дает возможность произвести их унификацию для всех видов рольгангов только по присоединительным размерам. При этом формы рабочих поверхностей ролика, его геометрические размеры, в частности, диаметр и длина бочки, могут конструктивно принимать различные значения.

Данный ролик, являясь модульным элементом, исключает применение подшипников и приводных зубчатых колес, что позволит осуществлять быструю его замену, снизив среднюю продолжительность сборно-разборных работ и трудоемкости восстановления.

Литература

1. Давильбеков Н.Х., Курапов Г.Г. Надежность работы механического оборудования листопркатных станов. Алматы: Изд-во КазНТУ имени К.И. Сатпаева, 2002. – 199 с.
2. Лукашкин Н. Д., Кохан Л. С., Якушев А. М. Конструкция и расчет машин и агрегатов металлургических заводов: учебник для вузов. М.: ИКЦ «Академкнига», 2003.
3. Быстросменные ролики рольганга. Япония. Заявка 63123514. Като Кадзуо. Кавасаки Сэйтэцу. №61/266765. Оpubл. 27.05.88. // Кокэй Токкэ Кохо, 1988. №32. – С. 79-86.
4. Задорожный В.Д. Унифицированный транспортный рольганг повышенной ремонтпригодности с индивидуальным приводом. Автореферат дис. канд. техн. наук. Магнитогорск, 2006. – 20 с.
5. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора. Л.: Машиностроение, 1983. – 463 с.
6. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 2. / Под ред. П.Н. Учаева. М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.1. М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.
8. Машеков С.А., Кузьминов И.И., Абсадыков Б.Н. и др. Технология прокатного производства. Монография. Алматы: Tetaprint, 2007. – 334 с.
9. Кухлинг Х. Справочник по физике: Пер. с нем. М.: Мир, 1982. – 520 с.