

улучшения снижать затраты на обслуживание и ремонт, повышая эффективность эксплуатации.

Библиографический список

1. Горлов И.В., Болотов А.Н. Информационная составляющая системы управления работоспособностью торфяных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2013. № 1. – С. 216-221.
2. Горлов И.В., Полетаева Е.В. Управление безотказностью технологической машины на основе анализа структурной

модели // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2013. № 9. – С. 223-226.

3. Горлов И.В., Полетаева Е.В. Анализ состояния технологического объекта на основе структурной модели // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2014. № 1. – С. 146-149.
4. Горлов И.В., Полетаева Е.В. Прогнозирование эксплуатации технологической машины на основе агрегативной модели // Горный информационно-аналитический бюллетень. М.: МГГУ, 2013. № 10. – С. 218-222.



УДК 669.1.002.5-192

**В.А. Русанов, Д.П. Паньков, А.С. Губин,
И.А. Анцупова, Р.Н. Савельева**
ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный
технический университет им. Г.И. Носова»
г. Магнитогорск, Россия
E-mail: volody-74mgn@mail.ru
Дата поступления 23.11.2015

МОДЕЛЬ ОТКАЗОВ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ СИСТЕМЫ СТЕНДА ПЕРЕВАЛКИ ВАЛКОВ СТАНА 2000 ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ

Аннотация

Разработана физико-вероятностная модель прогнозирования надежности направляющих узлов станда перевалки валков стана 2000 холодной прокатки ОАО «ММК». С этой целью поставлена и решена однопараметрическая краевая задача теории надежности трибосистем для граничных условий и расчетной схемы сопряжения «планка - плита скольжения». На основе проведенных проектных исследований на модели предложены способы повышению долговечности направляющих узлов и рассчитан предполагаемый срок их службы по критерию износостойкости планок. Наиболее долговечная конструкция внедрена в промышленную эксплуатацию.

Ключевые слова: трибосопряжение, направляющий узел перевалки валков; модель отказов; критерий; износостойкость, ресурс, срок службы, прогнозирование и повышение.

Введение

Одной из актуальных проблем производства холоднокатаного листа является вопрос обеспечения требуемого уровня надежности и долговечности вспомогательных устройств и агрегатов прокатных станов. Как показывает практика, главной причиной их отказов является износ подвижных сопряжений, значительную часть которых составляют опоры скольжения, работа-

ющие в условиях граничного или полужидкостного трения [1]. К ним относятся направляющие системы самых различных типов и модификаций, в частности, направляющие узлы скольжения стандов перевалки валков станов холодной и горячей листовой прокатки, ползуны кантователей рулонов и множество других подобных пар трения поступательного движения.

Большая часть таких сопряжений работает в режиме граничного трения при относительно малых скоростях перемещения (не более 1 м/с). Для математического описания процессов их повреждаемости и оценки проектного срока службы предложено множество моделей концептуального подхода [1, 2], в рамках которого созданы классические расчетные зависимости В.Д. Кузнецова, И.В. Крагельского, Г. Фляйшера, Д. Арчарда, Е. Финкина, Дж. Ланкастера, Д. Мура, А. Кризи, и др. Наиболее распространенные классы моделей, широко применяемые для оценки текущего линейного износа элементов трибосопряжений по пути или работе трения в условиях стационарного трения и усталостного изнашивания, в настоящее время составляют основной расчетный базис для проектной оценки их ожидаемого ресурса.

Однако, основным недостатком таких моделей является наличие эмпирических коэффициентов в основных зависимостях для определения ресурса - линейной или энергетической интенсивности изнашивания или фактора износа, которые находят экспериментально по стандартной методике [3] статистической обработкой результатов измерений износа образцов и рассчитанных значений пути или работы трения. Поэтому описанные выше полуэмпирические модели невозможно использовать на стадии проектирования новых узлов трения, или сопряжений для других условий эксплуатации.

В связи с этим уже на стадии проектирования подвижных сопряжений, в частности, направляющих систем (НС), актуальной становится проблема оптимального выбора их конструкции, материалов наиболее изнашиваемых элементов и условий трения на контакте для обеспечения требуемого в техническом задании уровня их долговечности (срока службы, ресурса) при одновременном снижении стоимости этапов проектно-конструкторской разработки. Эти задачи, на наш взгляд, можно решить аналитически на основе математического мо-

делирования процесса формирования отказов НС по критерию износостойкости материалов поверхностного слоя.

Разработка кинетической модели отказов НС перевалки валков

Согласно общему методологическому подходу к прогнозированию надежности деталей машин [4] физико-математическая модель отказов НС представляет собой однопараметрическую краевую задачу теории надежности стационарных сопряжений, для постановки которой можно использовать энерго-механическую концепцию изнашивания их трибоэлементов [5]. Она сформулирована на базе совместного решения основополагающих уравнений молекулярно-механической [6] и структурно-энергетической [7-9] теорий трения для расчетной схемы нагружения элементов направляющей системы представлены на рисунке 1.

Направляющие планки 2 из бронзы Бр.АЖ 9-4 крепятся к опорным поверхностям подушек (по две планки на каждую подушку) верхнего и нижнего рабочих валков. При перевалках они перемещаются с постоянной скоростью по верхним и нижним шлифованным плитам скольжения 1, изготовленных из закаленной стали 40Х.

В соответствии с правилами общей теории прогнозирования надежности технических объектов [10, 11] в качестве параметра состояния x_t сопряжения «планка - плита скольжения», можно принять текущее значение толщины планки, рисунок 1. В процессе изнашивания планки со средней скоростью \dot{y} её размер уменьшается от начального значения $x_t = x_0$ до предельной величины $x_t = x_* = 0,5 \text{ мм}$, которая назначается из нормативно - технической документации. При этом можно полагать, что трибосопряжение работает в установившемся режиме усталостного изнашивания в нормальных условиях эксплуатации. Износом плиты скольжения, как показывает практика, можно пренебречь.

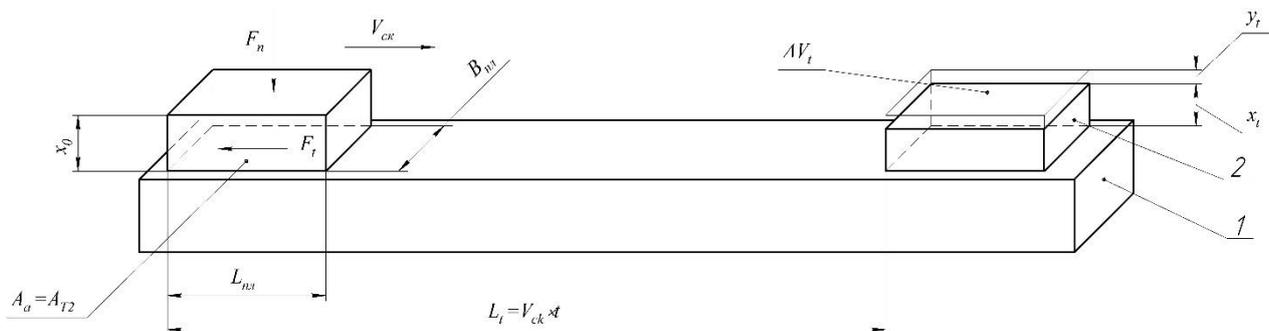


Рисунок 1. Расчетная схема нагружения элементов НС
1 - плита скольжения; 2 - направляющая планка

В этом случае уравнение эволюции НС стэнда перевалки валков в процессе будущей эксплуатации можно записать в виде:

$$x_t = x_0 - \dot{y} \cdot t. \quad (1)$$

Решением уравнения перехода НС в предельное состояние:

$$x_t = x_0 - \dot{y} \cdot t = x_* \quad (2)$$

относительно $t = t_*$, получим выражение для оценки его ожидаемого ресурса:

$$t_* = (x_0 - x_*) / \dot{y}. \quad (3)$$

Кинетическое уравнение деградации НС для оценки скорости изнашивания планки можно записать в виде базовой зависимости энерго-механической концепции [5]:

$$\dot{y} = \alpha^* \cdot \nu \cdot f_{мех}^y \cdot p_a \cdot V_{ск} / \Delta u_{e*}, \quad (4)$$

где α^* - коэффициент перекрытия планки;

ν - коэффициент преобразования внешней энергии в материале её поверхностного слоя;

$f_{мех}^y$ - механическая составляющая коэффициента трения в стационарном режиме;

p_a и $V_{ск}$ - среднее номинальное давление и скорость скольжения на контакте;

Δu_{e*} - критическая энергоёмкость материала поверхностного слоя планки.

Система уравнений (3) - (4) и зависимостей для определения параметров, входящих в выражение (4), представляет однопараметрическую краевую задачу физической теории надежности НС в общем виде. Для получения однозначного решения поставленной задачи необходимо сформулировать начальные и граничные условия для

заданной расчетной схемы нагружения элементов НС. С этой целью сформулируем методику решения краевой задачи для направляющей системы стэнда перевалки валков стана 2000 холодной прокатки построим для расчетной схемы взаимодействия стальной плиты 1 с изнашиваемой бронзовой планкой 2, рисунок 1, в виде блочного алгоритма компьютерной программы.

Блок 1. Исходные данные (см. рисунок 1).

1 группа. Параметры внешнего нагружения (трения). F_n , $V_{ск}$ - нормальная сила и скорость скольжения на контакте.

2 группа. Геометрические характеристики элементов, рисунок $B_{пл}$, $L_{пл}$, $L_{нс}$, B_n - ширина и длина планки и плиты соответственно; x_0 , x_t - толщина планки в исходном состоянии и ее текущее значение.

3 группа. Микрогеометрические характеристики трущихся поверхностей. R_{a1}

, R_{a2} и Δ_1 - среднеарифметические отклонение профиля поверхностей трибоэлементов и комплексный параметр шероховатости поверхности плиты.

4 группа. Физико-механические характеристики материалов плиты и планки в исходном состоянии. $\mu_{1,2}$, $E_{1,2}$, $\sigma_{тп1,2}$, $\sigma_{T1,2}$, $\sigma_{B1,2}$, $HV_{1,2}$, $NV_{1,2}$, $\alpha_{эф1,2}$, $\rho_{1,2}$ - коэффициент Пуассона, модуль упругости, предел пропорциональности, текучести и прочности, твердость по Бринеллю и Виккерсу, коэффициент гистерезисных потерь и плотность материалов плиты и планки соответственно.

5 группа. Теплофизические характеристики материалов плиты и планки в исходном состоянии. $\Delta H_{S1,2}$, $\lambda_{1,2}$, $\alpha_{1,2}$ - энтальпия плавления, коэффициенты теплопроводности и теплоотдачи соответственно.

6 группа. Фрикционные характеристики сопряжения материалов. τ_0 , β - удельная сдвиговая прочность поверхностей и коэффициент упрочнения молекулярной связи.

Блок 2. Параметры контакта и свойства материалов.

2.1. Площади контакта, трения и коэффициент перекрытия, рисунок 1:

$$A_a = A_{T2} = B_{nl} \cdot L_{nl}; \quad A_{T1} = B_{nl} \cdot L_{nc};$$

$$\alpha_1^* = A_a / A_{T1}; \quad \alpha_2^* = A_a / A_{T2}.$$

2.2. Периметры площадей трения:

$$u_1 = 2 \cdot (B_{nl} + L_{nc}); \quad u_2 = 2 \cdot (B_{nl} + L_{nl}).$$

2.3. Номинальное давление на контакте: $p_a = F_n / A_a$.

2.4. Предел пропорциональности и модуль сдвига материалов:

$$\sigma_{ny1,2} = (0,9 \div 0,97) \cdot \sigma_{T1,2};$$

$$G_{1,2} = E_{1,2} / (2 \cdot (1 + \mu_{1,2})).$$

2.5. Упругие постоянные материала плиты и планки:

$$\theta_1 = (1 - \mu_1^2) / E_1; \quad \theta_2 = (1 - \mu_2^2) / E_2.$$

Блок 3. Распределение внешней энергии [12].

3.1. Коэффициент поглощения внешней энергии материалом плиты:

$$v_1 = 1 - (K_\varepsilon \cdot R_{a1}^{1/3} + 1)^{-1};$$

$$K_\varepsilon = \theta_1^{2/3} / (\theta_2^{2/3} \cdot R_{a2}^{1/3}).$$

3.2. Коэффициент поглощения внешней энергии материалом планки: $v_2 = 1 - v_1$.

Блок 4. Коэффициент трения на стадии приработки.

4.1. Внутреннее напряжение (контурное давление) в поверхностном слое планки [13]: $\sigma_{a2} = \sigma_{T2} \cdot (p_a / \sigma_{T2})^{p_{ax} / \sigma_{T2}}$.

4.2. Вид напряженного состояния поверхностного слоя планки [6]:

$$\begin{cases} \text{упругое состояние, если } \sigma_{a2} < \sigma_{ny2}; \\ \text{упруго-пластическое, если } \sigma_{y2} < \sigma_{a2} < \sigma_{T2}; \\ \text{пластическое, если } \sigma_{T2} < \sigma_{a2} < HB_2. \end{cases}$$

4.3. Коэффициент трения для определенного вида напряженного состояния поверхностного слоя планки:

- при упругом напряженном состоянии:

$$f = 2,4 \cdot \tau_0 \cdot \left(\frac{\theta_2^4}{p_a \cdot \Delta_1^2} \right)^{0,2} + \beta + 0,2 \cdot \alpha_{\varepsilon\phi 2} \cdot (p_a \cdot \Delta_1^2 \cdot \theta_2)^{0,2};$$

- при упругопластическом:

$$f = 1,25 \cdot \tau_0 \cdot \left(\frac{\theta_2^2}{p_a \cdot \Delta_1} \right)^{\frac{1}{3}} + \beta + 0,4 \cdot \alpha_{\varepsilon\phi 2} \cdot (p_a \cdot \Delta_1 \cdot \theta_2)^{\frac{1}{3}};$$

- при пластическом напряженном состоянии: $f = \frac{\tau_0}{HB_2} + \beta + 0,9 \cdot \left(\frac{p_a}{HB_2} \cdot \Delta_1 \right)^{0,5}$.

Блок 5. Температура [14].

5.1. Параметры, определяемые свойствами плиты и планки: $m_{1,2} = \sqrt{\frac{\alpha_{1,2} \cdot u_{1,2}}{\lambda_{1,2} \cdot A_{T1,2}}}$.

5.2. Температуры поверхностных слоев трибоэлементов в установившемся режиме трения:

$$T_{1,2} = \frac{f \cdot F_n \cdot V_{ck}}{A_{T1,2} \cdot (\lambda_2 \cdot m_2 + \lambda_1 \cdot m_1)} + T_0.$$

Блок 6. Физико-механические характеристики материалов для $T_{1,2} = const$. Упругие постоянные материалов плиты и планки: $\theta_{1,2}(T_{1,2}) = (1 - \mu_{1,2}^2(T_{1,2})) / E_{1,2}(T_{1,2})$.

Блок 7. Коэффициент трения в стационарном режиме [6].

7.1. Полный коэффициент трения:

$$f^y = 1,25 \cdot (\tau_0 \cdot \theta_2(T_2) \cdot \alpha_{\varepsilon\phi 2})^{0,5} + \beta.$$

7.2. Его механическая составляющая:

$$f_{мех}^y = \frac{1,25 \cdot (\tau_0 \cdot \theta_2(T_2) \cdot \alpha_{\varepsilon\phi 2}) + \beta \cdot (\tau_0 \cdot \theta_2(T_2) \cdot \alpha_{\varepsilon\phi 2})^{0,5}}{3 \cdot (\tau_0 \cdot \theta_2(T_2) \cdot \alpha_{\varepsilon\phi 2})^{0,5} + \beta}.$$

Блок 8. Критическая энергоёмкость [8].

8.1. Плотность скрытой энергии материала планки в исходном состоянии:

$$u_{e02} = \frac{(0,071 \cdot HV_2)^{2,4}}{6 \cdot G \cdot (6,47 \cdot 10^{-6} \cdot HV_2 + 0,12 \cdot 10^{-2})^2}.$$

8.2. Изменение плотности тепловой составляющей внутренней энергии материала планки при температуре T_2 установившегося режима:

$$\Delta u_{T^*2} = \int_0^{T_2} \rho_2(T_2) \cdot c_2(T_2) \cdot dT.$$

8.3. Критическая плотность скрытой энергии материала поверхностного слоя планки в установившемся режиме трения и усталостного изнашивания:

$$\Delta u_{e*2} = \Delta H_{S2} - u_{e02} - \Delta u_{T*2}.$$

Блок 9. Повреждаемость. Скорость линейного изнашивания планки по (4):

$$\dot{y}_2 = \alpha_2^* \cdot v_2 \cdot f_{\text{мех}}^y \cdot p_a \cdot V_{\text{ск}} / \Delta u_{e*2}.$$

Блок 10. Долговечность. Ожидаемый ресурс пары трения по (3): $t_* = (x_0 - x_*) / \dot{y}_2$.

Результаты теоретических исследований

По предложенной методике был рассчитан ресурс и срок службы НС стэнда перевалки валков по критерию износостойкости бронзовых планок. В соответствии с уравнениями (3) и (4) искомые зависимости примут вид:

- для ресурса:

$$t_* = (x_0 - x_*) \cdot \Delta u_{e*} / \alpha^* \cdot v \cdot f_{\text{мех}}^y \cdot p_a \cdot V_{\text{ск}}; \quad (5)$$

- для срока службы:

$$t_{\text{сл}^*} = t_* / t_{\text{раб}}. \quad (6)$$

где $t_{\text{раб}} = 0,5 \text{ ч/сут}$ - время работы планок в сутки.

Расчет по формулам (5) и (6) показал, что ресурс (непрерывная наработка) планок до отказа составляет $t_* = 24,72 \text{ ч}$, а срок службы $t_{\text{сл}^*} = 49,44 \text{ сут}$. Поскольку нормативный срок их службы составляет $[t_{\text{сл}}] = 65 \text{ сут}$, планки из бронзы Бр.АЖ 9-4 по ГОСТ 18175-78 оказываются не работоспособными: $t_{\text{сл}^*} = 49,44 \text{ сут} < [t_{\text{сл}}] = 65 \text{ сут}$, что подтверждает практика их эксплуатации. Средний срок службы планок НС в 2015 году составил $t_{\text{сл}^*}^3 \approx 1,5 \text{ месяца}$. Ошибка предсказания не превышает 15%.

Для повышения долговечности направляющей системы стэнда перевалки валов предложено изготавливать их из более износостойких материалов: бронзы Бр.ОФ 10-1 ГОСТ 613-79 и чугуна АЧС-1 ГОСТ 1585-85. По предложенной методике оценен срок их службы, который составил соответственно: $t_{\text{сл}^*} = 96,16 \text{ сут}$ и $t_{\text{сл}^*} = 198,74 \text{ сут}$, что в 1,5 и 3 раза превышает нормативный.

Заключение

На основе энерго-механической концепции изнашивания трибосопряжений разработана методика прогнозирования срока службы НС стэнда перевалки валков по критерию износостойкости направляющих планок. Результаты расчета показали, что:

- срок службы применяемых на стане планок из Бр.АЖ 9-4 в среднем на 30% меньше нормативного;

- ожидаемый срок службы направляющих планок из предлагаемых более износостойких материалов: Бр.ОФ 10-1 и чугуна АЧС-1, в 1,5 и 3 раза превышает регламентированный соответственно.

В настоящее время для проверки полученных результатов изготавливаются опытные партии направляющих планок для проведения промышленных испытаний.

Библиографический список

1. Современные методы прогнозирования износа узлов трения / Крагельский И.В., Комбалов В.С., Логинов А.Р., Сачек Б.Я. // Обз. инф. «Межотраслевые вопросы науки и техники». М.:ГОСНИТИ, 1979, вып.15. – 31с.
2. Обобщение моделей концептуального подхода для оценки показателей износостойкости трибосистем / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.А. Русанов и др. // Механическое оборудование металлургических заводов: Межрегион. сб. науч. тр. / Под ред. Корчунова А.Г. - Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. тех. ун-та, 2012.- С. 67-73.
3. Р 50-95-88 Обеспечение износостойкости изделий: основные положения. – М.: Изд-во стандартов, 1989.- 24с.
4. Анцупов А.В. (мл.) Теория и практика обеспечения надежности деталей машин по критериям кинетической прочности и износостойкости материалов: монография / А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов, В.П. Анцупов. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2015. 308с.
5. Анцупов А.В. Обеспечение надежности узлов трения машин на стадии проектирования: монография/ А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.П. Анцупов.

- Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2013. 293 с.
6. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ.- М.: Машиностроение, 1977.- 526 с.
 7. Структурно-энергетическая интерпретация взаимосвязи процессов трения и изнашивания / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.П. Анцупов, М.Г. Слободянский, А.С. В.А. Русанов, Губин и др. // Процессы и оборудование металлургического производства: межрегион. сб. науч. тр./ под ред. Платова С.И. Вып.8.- Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009.- С. 233-240.
 8. Федоров С.В. Основы трибоэргодинамики и физико-химические предпосылки теории совместимости. – Калининград: КГТУ, 2003. – 409с.
 9. Структурно-энергетический подход к оценке фрикционной надежности материалов и деталей машин / В.П. Анцупов, А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), М.Г. Слободянский и др. // Материалы 66-й науч.-техн. конф.: сб. докл. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2008.- Т.1.- С. 258-262.
 10. Основы физической теории надежности деталей машин по критериям кинетической прочности материалов / В.П. Анцупов, Л.Т. Дворников, Д.Г. Громаковский, А.В. Анцупов (мл), А.В. Анцупов // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова.- 2014.- №1.- С. 141-146.
 11. Анцупов А.В. (мл.). Развитие теории прогнозирования надежности деталей машин / А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов, В.П. Анцупов // Машиностроение: сетевой электронный научный журнал.- 2014.- №2.- С. 26-32.
 12. Протасов Б.В. Энергетические соотношения в трибосопряжении и прогнозирование его долговечности. – Саратов.: Саратовский университет, 1979. – 152с.
 13. Хохлов В.М. Расчет площадей контакта, допускаемых напряжений, износа и износостойких деталей машин.- Брянск: БГТУ, 1999.- 104 с.
 14. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлингер, Э.Д. Браун и др. // Под общ. Ред. А.В. Чичинадзе.– М.: Машиностроение, 2003.– 576с.
 15. Оценка долговечности и повышение срока службы гидроцилиндров уравнивания прокатных валков / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), В.П. Анцупов, А.С. Губин // Безопасность и живучесть технических систем: Труды IV Всероссийской конференции. В 2т./ Науч. ред. В.В. Москвичев.- Красноярск: Институт физики им. Л.В. Киренского СО РАН, 2012.- Т.2.- С.20-24.
 16. Пат. на ПМ 114890. Гидроцилиндр устройства для регулирования раствора валков прокатной клетки / В.П. Анцупов, А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), С.П. Шинкевич, А.С. Губин, В.А. Русанов // БИПМ.- 2012.- №11.- С 36.
 17. Методика прогнозирования надежности плунжерных гидроцилиндров по критерию износостойкости уплотнений / А.В. Анцупов, А.С. Губин, В.А. Русанов, И.Ю. Чекалин // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: сб. докл. – Магнитогорск: ФГБОУ ВПО «МГТУ», 2011.- С. 142-144.
 18. Выбор износостойких материалов при проектировании узлов трения / В.П. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), А.В. Анцупов, М.Г. Слободянский, А.С. Губин, В.А. Русанов // Материалы 67-й научно-технической конференции: сб. докл. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2009.- Т.1.- С. 197-200.
 19. Оценка долговечности и повышение срока службы золотниковых распределителей / А.В. Анцупов, В.А. Русанов, В.П. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), Р.Н. Савельева // Механическое оборудование металлургических заводов: межрегион. сб. науч. тр. / под ред. Корчунова А.Г.- Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. тех. ун-та, 2012.- С. 44-52.