

УДК 621.771.016/.828.2

МОДЕЛЬ ОТКАЗОВ ШАРНИРОВ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ШПИНДЕЛЕЙ ПО КРИТЕРИЮ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ БРОНЗОВЫХ ВКЛАДЫШЕЙ

Анцупов А.В. (мл), Анцупов А.В., Налимова М.В., Анцупов В.П., Русанов В.А.
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»,
Магнитогорск, e-mail: volody-74mgn@mail.ru

Показано, что одной из основных причин снижения технико-экономических показателей широкополосных станов горячей прокатки является крайне низкий ресурс шарниров универсальных шпинделей, который требует существенного повышения. Поэтому для поиска эффективных решений еще на стадии их проектирования в статье разработана аналитическая модель процесса формирования постепенных отказов шарниров по критерию износостойкости бронзовых вкладышей без проведения модельных или натурных экспериментов. При построении модели использованы основные принципы прогнозирования параметрической надежности технических объектов и базовые зависимости энерго-механической теории изнашивания стационарных трибосистем. На основе модели построен алгоритм расчета ожидаемого ресурса универсальных шпинделей, который может быть использован для анализа различных вариантов конструкций шарниров и выбора из них наиболее долговечных. Адекватность модели подтверждена сравнением с результатами расчета ресурса в известных исследованиях.

Ключевые слова: универсальный шпindel, шарнир, бронзовый вкладыш, модель отказов, износостойкость, прогнозирование, ресурс

MODEL OF FAILURES HINGES OF UNIVERSAL SPINDLES BY THE CRITERION OF WEAR RESISTANCE OF BRONZE LINERS

Antsupov A.V. (jr), Antsupov A.V., Nalimova M.V., Antsupov V.P., Rusanov V.A.
Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, e-mail: volody-74mgn@mail.ru

One of the main reasons for the decline of technical and economic indicators of broadband hot rolling mills is the low resource of the hinges of universal spindles, which requires a substantial increase. Therefore, an analytical model of the formation of gradual failure hinges by the criterion of wear resistance of bronze liners has been developed in this article to find effective solutions at the stage of their design without a model or full-scale experiments. The basic principles of forecasting parametric reliability of technical objects and the basic energy-based mechanical wear of the theory of stationary tribosystems have been used in the model building. An algorithm for calculating the expected lifetime of universal spindles were based on this model and can be used to analyze various options of designs of hinges and selecting the most durable of them. The adequacy of the model is confirmed by comparing the resource calculation with known researches.

Keywords: universal spindle, hinge, bronze liner, model of failures, wear resistance, forecasting, resource

На широкополосных станах горячей прокатки (ШСП) при передаче крутящего момента от двигателя к рабочим валкам используют универсальные шпиндели (УШ) с бронзовыми вкладышами по ГОСТ 8059-83. В основу конструкции универсальных шпинделей положен принцип шарнира Гука (рисунок). Поэтому шпindel с двумя шарнирами на его концах может передавать вращение и большие крутящие моменты от шестеренного вала к прокатному под углом наклона $\alpha = 8-10^\circ$. При передаче крутящего момента $M_{кр}$ в контактах вкладыша 1 с вилок 2 и лопастью 3 возникают высокие контактные давления (p_b и p_l соответственно) и относительные перемещения вкладыша, сопровождаемые интенсивным износом поверхностей трения. При этом, как показывает практика, вкладыш в большей степени изнашивается в сопряжении с лопастью в периферийных точках, где действуют максимальные контактные давления $p_l = p_{l\max}$. Их ресурс не превышает 1–1,2 месяца, а отказ шарниров приводит к остановке всего стана и снижению технико-экономических

показателей, поэтому повышение ресурса является весьма актуальной задачей в теории и практике прокатного производства.

Несмотря на то, что момент отказа универсальных шпинделей на практике определяется по критерию износостойкости вкладыша (достижением его максимальным износом предельной величины), основными проектными расчетами, которые проводят на стадии конструкторской разработки, являются расчеты на статическую или циклическую прочность элементов вилки, лопасти и тела шпинделя по максимальным эквивалентным напряжениям [11, 3]. Аналитические методики расчета вкладышей на износ находятся в стадии разработки. В частности, в источниках [1, 12] предложена экспериментально-аналитическая методика расчета ресурса универсальных шарниров с использованием основной характеристики И.В. Крагельского [4] – линейной интенсивности изнашивания бронзового вкладыша I_h . Величину I_h определяют статистической обработкой большого объема экспериментальных данных, полученных в лабораторных испытани-

ях образцов или промышленных исследованиях шарниров.

Упомянутые методики построены на базовых положениях механики сплошной среды и не описывают реальные процессы повреждения и накопления дефектов атомно-молекулярной структуры материалов наиболее нагруженных элементов универсальных шпинделей. Основные определяемые параметры – максимальные напряжения при расчетах на прочность или интенсивность изнашивания I_h , не являются свойствами материалов, а характеризуют процесс нагружения элементов. Они изменяются в широких пределах и в зависимости от условий эксплуатации имеют крайне большое (более чем двух-, трехкратное) рассеяние. Поэтому в большинстве случаев модели не подтверждаются на практике без подбора соответствующих адаптационных коэффициентов [9].

Таким образом, практическое использование известных моделей при проектной оценке ресурса шарниров универсальных шпинделей требует либо проведения модельных испытаний образцов, либо специальных промышленных исследований, что существенно увеличивает затраты на стадии проектно-конструкторской разработки. Вопрос о чисто аналитической оценке показателей долговечности шарниров универсальных шпинделей в теории прокатного производства остается открытым.

Поэтому целью настоящих исследований является разработка аналитической модели отказов шарниров универсальных шпинделей по энергетическому критерию износостойкости бронзовых вкладышей на основе современных достижений теории надежности и кинетической концепции к описанию процессов повреждения и разрушения твердых тел.

Разработка модели износных проектных отказов шарниров универсальных шпинделей

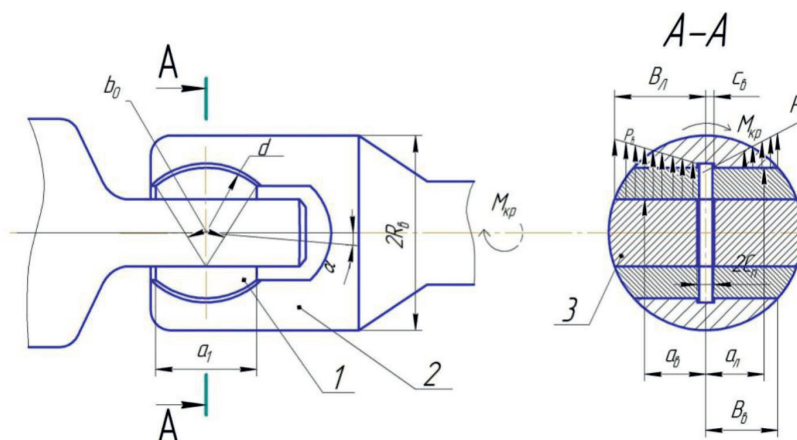
В основу построения модели положены базовые принципы общей концепции прогнозирования параметрической надежности технических объектов [6] и основные зависимости энерго-механической теории изнашивания стационарных трибосистем [2, 5]. Они получены совместным решением основополагающих уравнений молекулярно-механической [4] и структурно-энергетической [7, 8, 10] теорий трения. В этом случае в соответствии с правилами общей теории прогнозирования надежности узлов трения [2, 5] в качестве параметра x_i состояния шарнира принимаем величину среднего текущего износа вкладыша в наиболее нагруженных периферийных точках, где $p_l = p_{l \max}$ (рисунок). В процессе изнашивания вкладыша со средней скоростью \dot{x} величина x_i увеличивается от нуля до предельного значения $x_{np} \approx (0,01 \dots 0,03) \cdot R_B$ [12]. При этом будем полагать, что трибосопряжение работает в нормальных условиях эксплуатации при установившемся режиме фрикционного усталостного изнашивания. Износом лопасти можно пренебречь.

В таких условиях уравнение деградации (старения) шарнира в процессе будущей эксплуатации и условие перехода его в предельное состояние можно записать в виде

$$x_i = \dot{x} \cdot t \text{ и } x_{np} = \dot{x} \cdot t = x.$$

Решая последнее равенство относительно $t = t_{np}$, получим зависимость для расчета ожидаемого среднего ресурса шпинделя по критерию износостойкости вкладыша:

$$t_{np} = x_{np} / \dot{x}. \quad (1)$$



Расчетная схема шарнира универсального шпинделя

Для расчета скорости его изнашивания \dot{x} используем базовую зависимость энергo-механической теории повреждаемости стационарных трибосопряжений вида [2]

$$\dot{x} = \alpha^* \cdot v \cdot f_{\text{мех}}^y \cdot p_{\text{л max}} \cdot V_{\text{ск}} / \Delta u_{e^*}, \quad (2)$$

где α^* – коэффициент перекрытия вкладыша; v – коэффициент преобразования внешней энергии (работы сил трения) в материале поверхностного слоя вкладыша;

$f_{\text{мех}}^y$ – механическая составляющая коэффициента трения в стационарном (установившемся) режиме;

$p_{\text{л max}}$ – максимальное контактное давление в сопряжении вкладыша с лопастью (рисунок); $V_{\text{ск}}$ – скорость скольжения периферийных точек поверхности трения вкладыша по поверхности лопасти;

Δu_{e^*} – критическая энергоемкость материала поверхностного слоя вкладыша.

Для того чтобы незамкнутая система определяющих уравнений (1)–(2) оказалась статически определимой, необходимо сформулировать условия однозначности для определения параметров, входящих в эти зависимости. Условия однозначности включают отличительные признаки, начальные и граничные условия, выделяющие исследуемый объект (шарнир) из класса ему подобных. Отличительные признаки и расчетная схема фрикционного сопряжения шарнира представлена на рисунке.

Начальные условия, характеризующие состояние шарнира в момент времени $t = 0$, включают следующие группы задаваемых и рассчитываемых параметров.

Первая группа. Параметры внешнего нагружения (трения). $M_{\text{кр}}$, $V_{\text{пр}}$ – крутящий момент и скорость прокатки.

Вторая группа. Геометрические характеристики вкладыша и лопасти (рисунок). a_1 – ширина вкладыша; $B_{\text{л}}$ – полуширина лопасти; α – угол наклона шпинделя; $x_{\text{пр}}$ – предельная величина износа вкладыша.

Третья группа. Микрогеометрические характеристики поверхностей вкладыша и лопасти. $R_{a(\text{вкл})}$, $R_{a(\text{л})}$ – среднеарифметическое отклонение профиля поверхностей; $\Delta_{\text{вкл}}$, $\Delta_{\text{л}}$ – комплексные параметры шероховатости.

Четвертая группа. Физико-механические характеристики материалов вкладыша и лопасти. $E_{\text{вкл}}$, $E_{\text{л}}$ – модули упругости; $\mu_{\text{вкл}}$, $\mu_{\text{л}} = 0,3$ – коэффициенты Пуассона; $\sigma_{\text{пц(вкл)}}$, $\sigma_{\text{пц(л)}}$ – пределы пропорциональности; $\sigma_{\text{Т(вкл)}}$, $\sigma_{\text{Т(л)}}$ – пределы текучести; $HB_{\text{вкл}}$, $HB_{\text{л}}$ – твердость по Бринеллю; $HV_{\text{вкл}}$, $HV_{\text{л}}$ – твердость по Виккерсу; $\alpha_{\text{Тр(вкл)}}$, $\alpha_{\text{Тр(л)}}$ – коэффициенты гистерезисных потерь при растяжении; $\rho_{\text{вкл}}$, $\rho_{\text{л}}$ – плотность материалов.

Пятая группа. Теплофизические характеристики материалов вкладыша и лопасти.

$\lambda_{\text{вкл}}$, $\lambda_{\text{л}}$ – коэффициенты теплопроводности; $\alpha_{\text{вкл}}$, $\alpha_{\text{л}}$ – коэффициенты теплоотдачи; $c_{\text{вкл}}$, $c_{\text{л}}$ – удельная теплоемкость; $\Delta H_{\text{С}}^{S(\text{вкл})}$, $\Delta H_{\text{С}}^{\text{л}}$ – энтальпия плавления; $T_0^{\text{вкл}}$, $T_0^{\text{л}}$ – исходная температура.

Шестая группа. Фрикционные характеристики сопряжения: τ_0 – касательное напряжение межмолекулярного сцепления; β – коэффициент влияния нормального напряжения на коэффициент трения.

Граничные условия, характеризующие контактное взаимодействие элементов шарнира, должны включать следующие группы рассчитываемых параметров.

Первая группа. Параметры сопряжения.

Номинальная площадь контакта (A_a), площадь трения (A_T) и коэффициент перекрытия α^* вкладыша:

$$A_a = A_T = 2 \cdot a_1 \cdot B_{\text{л}}; \alpha^* = A_a / A_T = 1. \quad (3)$$

Максимальное удельное давление и максимальное значение средней скорости скольжения вкладыша по лопасти [1]:

$$p_{\text{л max}} = 1,8 \cdot M_{\text{кр}} / (a_1 \cdot B_{\text{л}}^2);$$

$$V_{\text{ск max}}^{\text{вкл}} = 2\alpha \cdot V_{\text{пр}} / \pi. \quad (4)$$

Вторая группа. Коэффициент трения.

Величина полного коэффициента трения $f^{\text{л}}$ и его механическая составляющая $f_{\text{мех}}^y$ в установившемся режиме фрикционного взаимодействия определяется по известной методике Крагельского – Михина [4, 2] в зависимости от вида напряженного состояния поверхностного слоя вкладыша.

Третья группа. Температура вкладыша.

Температура поверхностного слоя вкладыша $T_{\text{вкл}}$ в установившемся режиме трения определяется по известной методике А.В. Чичинадзе [9] в функции геометрических, кинематических, силовых параметров сопряжения и теплофизических характеристик материалов вкладыша и лопасти.

Четвертая группа. Энергетические характеристики.

Коэффициент преобразования внешней энергии (работы сил трения) поверхностным слоем материала вкладыша в изменение внутренней энергии поверхностного слоя вкладыша определяется по методике Б.В. Протасова [2]:

$$v_{\text{вкл}} = \varepsilon / (\varepsilon + 1), \quad (5)$$

где ε – коэффициент распределения энергии между вкладышем и лопастью:

$$\varepsilon = (\theta_{\text{вкл}}^{2/3} \cdot R_{a(\text{л})}^{1/3}) / (\theta_{\text{л}}^{2/3} \cdot R_{a(\text{вкл})}^{1/3}); \quad (5.a)$$

$\theta_{\text{вкл}}$, $\theta_{\text{л}}$ – упругие постоянные материалов вкладыша и лопасти:

$$\theta_{\text{вкл}} = (1 - \mu_{\text{вкл}}^2) / E_{\text{вкл}}; \theta_{\text{л}} = (1 - \mu_{\text{л}}^2) / E_{\text{л}}. \quad (5.b)$$

Плотность энергии дефектов структуры материала поверхностного слоя вкладыша в исходном состоянии [10]:

$$u_{e0(\text{вкл})} = \frac{((0,071 \cdot HV_{\text{вкл}})^{1,2})^2}{6 \cdot G_{\text{вкл}} \cdot (6,47 \cdot 10^{-6} \cdot HV_{\text{вкл}} + 0,12 \cdot 10^{-2})^2}. \quad (6)$$

Энтальпия материала вкладыша при температуре $T_{\text{вкл}}$ установившегося режима трения [10]:

$$u_{T(\text{вкл})} = \rho_{\text{вкл}} \cdot c_{\text{вкл}} \cdot T_{\text{вкл}}. \quad (7)$$

Критическая энергоёмкость материала поверхностного слоя вкладыша [10]:

$$\Delta u_{e^*} = \Delta H_{S(\text{вкл})} - (u_{T(\text{вкл})} - u_{e0(\text{вкл})}). \quad (8)$$

Совокупность уравнений (1)–(8) представляет модель износостойкости проектных отказов шарниров универсальных шпинделей по критерию износостойкости бронзовых вкладышей. На основе модели разработан алгоритм и программа «Долговечность УШ», позволяющая оценивать проектный ресурс $t_{\text{пр}}$ шарниров на стадии их проектирования в заданных условиях нагружения.

Адекватность теоретических результатов оценим сравнением значений, рассчитанных по предложенной методике, с данными, опубликованными в работах [1, 12].

Согласно [1, 12] расчетные (с использованием экспериментальной характеристики I_h) значения скорости изнашивания вкладышей из бронзы БрАЖ9-4 шарниров универсальных шпинделей привода валков первой чистовой клетки стана 2000 Череповецкого металлургического завода составили: $\dot{x} = 4,61 \cdot 10^6$ мм/с – в работе [1]; $\dot{x} = 4,02 \cdot 10^6$ мм/с – в работе [12]. Расчет по предложенной выше методике показал, что $\dot{x} = 4,98 \cdot 10^6$ мм/с. Очевидно, что максимальное расхождение представленных результатов не превышает 20%, что говорит о достаточной высокой достоверности теоретических разработок.

Заключение

Разработана математическая модель процесса формирования постепенных отказов шарниров универсальных шпинделей по критерию износостойкости бронзовых вкладышей.

На ее основе построены алгоритм и программа прогнозирования долговечности шарниров УШ приводов прокатных валков широкополосных станов, которые могут быть использованы:

– для расчета ожидаемого ресурса универсальных шпинделей различных прокатных станов на стадии проектно-конструкторской разработки или эксплуатации с опережением времени;

– проведения теоретических исследований по влиянию различных параметров на долговечность исследуемых шарниров и выбора наиболее долговечных вариантов конструкций без дополнительных экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Аналитическая оценка величины износа вкладышей универсальных шарниров шпинделей / В.П. Бардин, Е.А. Петров, Ю.Л. Стерник // Сборник научных трудов: Исследования, расчеты и конструирование машин металлургического производства. – М.: ВНИИметмаш, 1980. – С. 64–72.
2. 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. – 308 с.
3. Горбатюк С.М., Каменев А.В., Глухов Л.М. Конструирование машин и оборудования металлургических производств. В 2-х томах [Электронный ресурс]: учебник. – Издательство «Лань» Электронно-библиотечная система, 2008.
4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
5. Прогнозирование показателей надежности трибосопряжений / А.В. Анцупов, А.В. Анцупов (мл.), А.С. Губин и др. // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования: материалы 68-й межрегиональной научно-технической конференции. – Магнитогорск: ГОУ ВПО «МГТУ», 2010. – т. 1. – С. 262–264.
6. Проников А.С. Параметрическая надежность машин – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 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. Русанов, В.А. 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. 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.
9. 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. – 576 с.
10. Федоров В.В. Основы эргономики и синергетики деформируемых тел / В.В. Федоров; под ред. С.В. Федорова. – Калининград: Изд-во ФГБОУ ВПО «КГТУ», 2014. – Ч. III. Основы эргономики деформируемых тел. – 222 с.
11. Целиков А.И., Полухин П.И., Гребеник В.М. Машины и агрегаты металлургических заводов. – М.: Металлургия, 1988. – т. 3.
12. Яковлев Р.А. Расчет на износ узлов трения прокатных станов: Учебное пособие по курсу «Основы динамики и надежности прокатных станов» / Под ред. А.Г. Колесникова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 52 с.