

Машиностроение Mechanical engineering

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 621.891:629.113

doi: 10.30987/2782-5957-2026-5-4-11

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПАР ТРЕНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Сергей Геннадьевич Бишутин^{1✉}, Дмитрий Сергеевич Андросенко²

^{1,2} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

¹ nad-bisch@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9430-2936>

² dima-androsenko1@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0002-1112-5346>

Аннотация

Представлен подход к прогнозированию триботехнических показателей пар трения дифференциалов транспортно-технологических машин, позволяющий учитывать различные виды и режимы трения вследствие неравномерного и реверсивного движения контактирующих деталей, для предотвращения критических отказов дифференциалов, связанных с заеданием (схватыванием) поверхностей трения. Данный подход основан на использовании модифицированного уравнения Рейнольдса с поправками на шероховатость поверхностей, модели контактного взаимодействия шероховатых поверхностей Гринвуда-Уильямсона и закона сохранения энергии при трении.

Разработан алгоритм расчета трибосопряжений дифференциалов, работающих в условиях нестационарного трения, с использованием численных методов. Проведено сопоставление результатов расчетов триботехнических показателей по

предложенному подходу с результатами испытаний дифференциала моста лесозаготовительного харвестера «Rottne H14C». В результате установлено, что относительная погрешность расчета коэффициента трения и температуры фрикционного разогрева не превышает 20 % и 8 % соответственно.

Сформулированы рекомендации по обеспечению триботехнических показателей и предотвращению схватывания (заедания) подвижных сопряжений шестерен дифференциала, касающиеся параметров шероховатости и финишному методу обработки контактирующих поверхностей, времени работы дифференциала при пробуксовке колеса, а также применяемых конструкционных и смазочных материалов.

Ключевые слова: пары, трение, дифференциал, триботехнические показатели, моделирование, процесс.

Ссылка для цитирования:

Бишутин С.Г. Прогнозирование и обеспечение триботехнических показателей пар трения дифференциалов транспортно-технологических машин / С.Г. Бишутин, Д.С. Андросенко // Транспортное машиностроение. – 2026. – № 5. – С. 4-11. doi: 10.30987/2782-5957-2026-5-4-11.

Original article

Open Access Article

PREDICTION AND PROVISION OF TRIBOTECHNICAL INDICATORS OF FRICTION PAIRS OF TRANSPORT MACHINE DIFFERENTIALS

Sergey Gennadievich Bishutin^{1✉}, Dmitry Sergeevich Androsenko²

^{1,2} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

¹ nad-bisch@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9430-2936>

² dima-androsenko1@mail.ru; <https://orcid.org/0009-0002-1112-5346>

Abstract

An approach to predicting tribotechnical indicators of friction pairs of transport machine differentials is presented, which allows taking into account various types and modes of friction due to uneven and reversible movement of contacting parts, in order to prevent critical failures of differentials associated with jamming (coupling) of friction surfaces. This approach is based on the use of modified RANS equation with corrections for surface roughness, Greenwood-Williamson model of contact interaction of rough surfaces, and the law of energy conservation under friction.

An algorithm for calculating tribological conjunctions of differentials operating under conditions of unsteady friction using numerical methods is developed. The results of calculations of tribotechnical indi-

cators according to the proposed approach are compared with the test results of the bridge differential of Rottne H14C logging harvester. As a result, it is found that the relative error in calculating the friction factor and the temperature of frictional heating does not exceed 20 % and 8 %, respectively.

Recommendations are made on ensuring tribotechnical indicators and preventing coupling (jamming) of the driving couplings of differential gears, concerning the roughness parameters and the final method of machining the contacting surfaces, the operating time of the differential when the wheel slips, as well as the used structural materials and lubricants.

Keywords: pairs, friction, differential, tribotechnical indicators, modeling, process.

Reference for citing:

Bishutin SG, Androsenko DS. Prediction and provision of tribotechnical indicators of friction pairs of transport machine differentials. *Transport Engineering*. 2026;5:4-11. doi: 10.30987/2782-5957-2026-5-4-11.

Введение

Транспортно-технологические машины (экскаваторы-погрузчики, дорожно-строительные и лесозаготовительные машины, сельскохозяйственные комбайны и пр.) эксплуатируются в сложных условиях при высоких динамических, ударных и вибрационных нагрузках. Одним из ключевых и тяжело нагруженных узлов их трансмиссий является дифференциал,

обеспечивающий распределение крутящего момента между ведущими колесами или звездочками и компенсацию разности их угловых скоростей при поворотах, неровностях пути или буксовании. Надежность и ресурс дифференциала напрямую зависят от триботехнических показателей сопряжений его подвижных деталей (рис. 1).



Рис.1. Детали пар трения дифференциала транспортно-технологической машины
Fig. 1. Details of the friction pairs of the transport and technological machine differential

Из-за неравномерного и реверсивного движения подвижных деталей в ходе эксплуатации трибосопряжения дифференциалов работают при различных видах и режимах трения. Существующие методы расчета триботехнических показателей пар трения машин, как правило, ориентирова-

ны на определенные стационарные условия трения и не позволяют получать результаты с заданной точностью вследствие используемых допущений (постоянная вязкость, изотропность и однородность смазочного материала, идеальная геометрия контактирующих поверхностей, отсут-

ствие учета деформаций деталей и термомеханических связей в процессах трения и изнашивания и т.п.).

В этой связи возникает необходимость совершенствования подходов к про-

гнозированию триботехнических показателей пар трения машин, работающих в нестационарных условиях, в частности дифференциалов транспортно-технологических машин.

Прогнозирование триботехнических показателей и методы исследования

Проведенный анализ результатов исследований [1-7] в данной области показал, что большинство существующих подходов к расчету триботехнических показате-

лей пар трения машин не обеспечивают достаточной точности вследствие нестационарных условий трения или принятых допущений (табл. 1).

Сравнительный анализ подходов к прогнозированию триботехнических показателей пар трения

Таблица 1

Table 1

Comparative analysis of approaches to predict tribotechnical indicators of friction pairs

№	Основа подхода	Основные допущения	Преимущества	Недостатки	Применимость к дифференциалам машин
1	Гидродинамическая теория Рейнольдса	Ньютоновская жидкость, ламинарный поток, недеформируемые поверхности	Наличие аналитических решений для цилиндрических поверхностей	Не учитывает шероховатость, деформацию, термозффекты при трении	Низкая для нестационарных условий работы деталей
2	Модель контактного взаимодействия шероховатых поверхностей Гринвуда-Уильямсона (GW)	Статистическое распределение микронеровностей поверхности, упругие контакты	Учет шероховатости, оценка фактической площади контакта и сближения поверхностей	Не учитывает влияние смазочного материала	Ограниченная (преимущественно для граничного режима трения)
3	Упругогидродинамические модели Хемрока-Доусона (УДГ-модели)	Упругая деформация поверхностей деталей, вязкостно-температурная зависимость смазки	Высокая точность для эластогидродинамической смазки	Требует больших вычислительных ресурсов, не учитывает анизотропию микронеровностей	Ограниченная (хорошие результаты при высоких скоростях скольжения)
4	Модель среднего потока (модель «Patir-Cheng»)	Использование модифицированного уравнения Рейнольдса с поправками на шероховатость поверхностей	Учет анизотропии микро-неровностей контактирующих поверхностей	Упрощенные расчетные схемы при моделировании микронеровностей поверхностей	Удовлетворительная при отсутствии нестационарных условий трения
5	Предлагаемый подход	Описание трибоконтакта с помощью «GW», «Patir-Cheng» и УГД моделей.	Применимость для неравномерного и реверсивного движения деталей	Требует валидации для конкретного узла машины	Высокая за счет возможности учета различных режимов трения

Работа пар трения дифференциалов происходит преимущественно в условиях граничного, смешанного и эластогидродинамического трения. Прогнозирование триботехнических показателей подвижных сопряжений, работающих при различных видах и режимах трения, представляет известные трудности, что требует дальнейшего совершенствования подходов к расчету пар трения дифференциалов транс-

портно-технологических машин, учитывающих нестационарные условия трения.

В основе предлагаемого подхода к прогнозированию триботехнических показателей пар трения дифференциалов лежит модифицированное уравнение Рейнольдса с поправками, учитывающими микронеровности поверхностей по модели «Patir-Cheng» [1, 3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\eta_{eff}} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h^3}{12\eta_{eff}} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = U \frac{\partial(\phi_s h)}{\partial x} + \frac{\partial(\phi_c h)}{\partial t}, \quad (1)$$

где p – давление в слое смазки; $h(x, y, t, d)$ – толщина слоя смазки как функция координат x и y , времени t и деформации поверхности d ; η_{eff} – эффективная вязкость смазки; U – средняя относительная скорость перемещения поверхностей трения; $\phi_x, \phi_y, \phi_s, \phi_c$ – поправочные коэффициенты, учитывающие микронеровности контактирующих поверхностей.

При толщине слоя смазки $h < 1,5\sigma$ (где σ – среднеквадратическое отклонение микронеровностей поверхности) для оценки сближения (деформации) поверхностей используется модель Гринвуда-Уильямсона с модификацией Ли-Шаха для пластического контакта выступов микронеровностей [2, 6]:

$$A_r = A_n \int_d^\infty \frac{D}{\sqrt{2\pi}\sigma} \exp\left(-\frac{(z-d)^2}{2\sigma^2}\right) \min\left(1, \frac{E^* \sqrt{2\pi R_c} z-d}{H \sigma}\right) dz, \quad (2)$$

где A_r – фактическая площадь контакта; A_n – номинальная площадь контакта; D – коэффициент, зависящий от действующей нагрузки; d – сближение поверхностей; E^* – приведенный модуль упругости материалов деталей; R_c – радиус вершин микро-

неровностей поверхности; H – твердость рассматриваемой поверхности; z – высота микронеровностей поверхности.

Коэффициент трения в трибосопряжениях определяется комбинированной моделью [2, 3]:

$$\mu = \mu_{эг} S + \mu_{гр}(1 - S), \quad (3)$$

где $S = \exp(-(\sigma/h)^c)$ – степень разделения режимов трения; $c \approx 1,2 \dots 1,8$ – эмпирический показатель степени; $\mu_{эг}$ – коэффициент трения при эластогидродинамической

смазке; $\mu_{гр}$ – коэффициент трения при граничной смазке.

Температура в зоне трения рассчитывается на основе закона сохранения энергии [3, 4]:

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \nabla T \right) = \nabla(k \nabla T) + \Phi_{вязк} + \Phi_{тр}, \quad (4)$$

где ρ – плотность смазочного материала; C_p – удельная теплоёмкость материала; T – температура фрикционного разогрева; t – время; v – скорость движения смазочного материала; k – коэффициент теплопроводности; $\Phi_v(\eta)$, $\Phi_{тр}(\mu, p_k)$ – диссипативные функции, учитывающие вязкость среды и трение при работе дифференциала (η – ди-

намическая вязкость смазки, p_k – среднее контактное давление) [3].

Уравнения (1)–(4) решались методами конечных элементов и конечных разностей [8], с адаптивной временной дискретизацией (шаг от 10^{-3} до 10^{-3} с) применительно к тяжело нагруженным парам трения дифференциалов.

Результаты расчетов и их сопоставление с экспериментальными данными

Расчеты в соответствии с предложенным подходом были проведены применительно к подвижным сопряжениям шестерен дифференциала, где наиболее часто возникают отказы вследствие трения и изнашивания (рис. 2).

Критические отказы, приводящие к разрушению деталей дифференциалов, как

правило, связаны с заеданием (схватыванием) поверхностей трения из-за чрезмерного нагрева [9]. Поэтому в первую очередь прогнозировался коэффициент трения и температура фрикционного разогрева, существенно влияющие на процессы схватывания при трении.



Рис.2. Трибосопряжения шестерен дифференциала
Fig.2. Differential gear tribos

Дальнейшие исследования и расчет интересующих триботехнических показателей рассматриваемых трибосопряжений происходили следующим образом:

1. Подготовка исходных данных (материалы и размеры контактирующих поверхностей, параметры качества поверхностей трения и смазочного материала, диапазоны действующих нагрузок и частот вращения дифференциала, теплофизические характеристики применяемых материалов, продолжительность режимов работы дифференциала и др.).

2. Расчет частот вращения и нагрузок, действующих на шестерни, при различных режимах работы дифференциала.

3. Численное решение системы уравнений (1)–(4) и определение триботехнических показателей для различных режимов работы дифференциала.

4. Определение условий, при которых температура фрикционного разогрева достигает более 120 °С, что приводит к разрушению смазочной пленки и заеданию (схватыванию) поверхностей.

Для подтверждения работоспособности предложенного подхода к прогнозированию триботехнических параметров была проведена верификация на основе сопоставления с результатами ресурсных испытаний трансмиссий лесозаготовительной

техники по методике, одобренной фирмой «ZF Friedrichshafen AG» [10].

Испытания проводились на специальном стенде с имитацией циклов работы лесозаготовительного харвестера «Rottne H14C». Объектом исследования являлся дифференциал моста мод. ZF APL 350. Испытания проходили при следующих условиях:

– масло трансмиссионное «Shell» по стандарту SAE J306 различной вязкости;

– диапазоны нагрузок и частот вращения: $P = 800 \dots 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $n = 0 \dots 450 \text{ об/мин}$;

– структура цикла испытаний: разгон – работа при буксовании – торможение – реверс – пауза – повтор цикла.

Экспериментальные и расчетные значения коэффициента трения и температуры фрикционного разогрева в трибосопряжениях дифференциала представлены в табл. 2.

Из табл. 2 следует, что расхождение (относительная погрешность) расчетных и экспериментальных данных по коэффициенту трения и температуре фрикционного разогрева не превышает 20 % и 8 % соответственно, что позволяет использовать предложенный подход для прогнозирования и обеспечения триботехнических показателей пар трения дифференциалов.

Таблица 2

Результаты сравнения расчетных и экспериментальных значений коэффициента трения μ и температуры фрикционного разогрева T в трибосопряжениях дифференциала

Table 2

Results of comparing the calculated and experimental values of friction factor μ and the temperature of frictional heating T in differential tribological conjunctions

Режим работы дифференциала	P , Н·м	$\mu_{\text{эксп}}$	$\mu_{\text{расч}}$	Относительная погрешность, %	$T_{\text{эксп}}$, °С	$T_{\text{расч}}$, °С	Относительная погрешность, %
Разгон	800	0,11	0,10	10	78	72	8
Буксование	1500	0,05	0,04	20	94	90	4
Торможение	1200	0,15	0,17	13	103	110	7
Реверс	2000	0,17	0,20	17	112	115	3

Примечание. Индекс «расч» означает расчетные триботехнические параметры, индекс «эксп» – экспериментальные параметры.

Далее с помощью предложенного подхода к анализу работы трибосопряжений дифференциала были определены условия, при которых температура фрикционного разогрева достигает более

120 °С, для выработки рекомендаций по предотвращению разрушения смазочной пленки и заедания (схватывания) поверхностей деталей (рис. 3).



Рис. 3. Вид поверхностей трения шестерен дифференциала вследствие заедания
Fig. 3. View of the friction surfaces of the differential gears due to binding

В конечном итоге были сформулированы следующие рекомендации по обеспечению требуемых триботехнических показателей и предотвращению схватывания (заедания) подвижных сопряжений шестерен дифференциалов транспортно-технологических машин.

1. В качестве материалов трибосопряжений дифференциалов следует использовать сочетания цементруемых закаленных сталей (18ХГТ, 20ХГНМ, 20ХН3А, 25ХГТ) и среднеуглеродистых закаленных сталей (40ХН, 40ХГТР, 40ХНМА). Для особо тяжелых условий

эксплуатации машин необходимо использовать азотируемые стали 38Х2МЮА и 40ХН2ВА в сочетании с цементруемыми сталями 20ХГНМТА или 20Х2Н4А.

2. Шероховатость контактирующих поверхностей трибосопряжений по параметру R_a должна находиться в пределах от 0,25 до 0,4 мкм.

3. Поверхности трения подвергать финишному шлифованию электрокорундовыми кругами средней структуры зернистостью $F54...F60$.

4. Для смазки использовать трансмиссионные масла с классом вязкости

75W-90 или 80W-90 категории *API GL-5* (масло с высокой – до 6,5 % концентрацией противозадирных присадок для использования в тяжелых условиях эксплуатации).

Заключение

Результаты проведенных исследований позволяют утверждать следующее:

1. Предложенный подход к прогнозированию триботехнических показателей пар трения дифференциалов, учитывающий нестационарные условия работы деталей, позволяют рассчитывать коэффициент трения и температуру фрикционного разогрева с относительной погрешностью не более 20%, а также принимать решения по предотвращению отказов и неисправностей рассмотренных узлов трансмиссий транспортно-технологических машин.

2. Критические отказы, связанные с разрушением деталей дифференциалов, происходят вследствие заедания (схватывания) поверхностей при температурах фрикционного разогрева более 120 °С, приводящих к разрушению смазочной пленки.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Измайлов, В. В. Основы механики и физики контактного взаимодействия, трения и изнашивания технических поверхностей: учебное пособие для вузов/В.В. Измайлов, М.В. Новоселова. Москва: Лань, 2025. 172 с.
2. Мышкин, Н.К. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии/ Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. Москва:Физматлит, 2007. 368 с.
3. Справочник по триботехнике. В 3 т. Т.1. Теоретические основы/ под общ. ред. М. Хебды и А. В. Чичинадзе.– Москва: Машиностроение,1989. 400 с.
4. Основы трибологии (трение, износ, смазка) : учебник для техн. вузов / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше [и др.]; под общ. ред. А. В. Чичинадзе. – Изд. 2-е. перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 2001. 663 с.
5. Гаркунов, Д.Н. Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин): учебник / Д.Н. Гаркунов. М.: Издательство «МСХА», 2002. 632 с.

5. Время работы дифференциала при пробуксовке колеса с максимальной нагрузкой не более минуты.

Выполнение данных рекомендаций позволит избежать критических отказов дифференциалов транспортно-технологических машин.

3. Для предотвращения схватывания (заедания) деталей дифференциалов в парах трения следует использовать сочетания цементируемых закаленных сталей и среднеуглеродистых закаленных сталей, шероховатость контактирующих поверхностей трибосопряжений по параметру Ra должна находиться в пределах от 0,25 до 0,4 мкм, для смазки использовать трансмиссионные масла с классом вязкости 75W-90 или 80W-90 категории *API GL-5*, время работы дифференциала при пробуксовке одного из колес не более минуты.

Представленные результаты исследований позволяют проектировать пары трения дифференциалов с гарантированным ресурсом в тяжелых условиях эксплуатации транспортно-технологических машин.

6. Горячева, И.Г. Механика фрикционного взаимодействия/И.Г. Горячева. Москва: Наука, 2001. 478 с.
7. Демкин, Н.Б. Зависимость эксплуатационных свойств фрикционного контакта от микрогеометрии контактирующих поверхностей/Н.Б. Демкин, В.В. Измайлов // Трение и износ. 2010. Т. 31. № 1. С. 68-77.
8. Бахвалов, Н.С. Численные методы/ Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков. Москва: БИНОМ, 2004. 636с.
9. Бишутин, С.Г. Дефекты деталей и причины выхода из строя дифференциалов автомобилей/ Инновации в информационные технологиях, машиностроении и автотранспорте: сб. матер. VII Междунар. науч.-практич. конф., 21 – 23 ноября 2023 г./ Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева; под ред. Д.М. Дубинкина. Кемерово: 2023. С. 330-333.
10. Liu, Y., et al. Experimental and numerical study on transient mixed lubrication of spur gears under start-stop conditions// Asme journal of tribology. 2021. Vol. 153. pp. 102-110.

REFERENCES

1. Izmailov VV, Novoselova MV. Fundamentals of mechanics and physics of contact interaction, friction and wear of technical surfaces: textbook for universities. Moscow: Lan; 2025.
2. Myshkin NK, Petrokovets MI. Friction, lubrication, and wear. Physical foundations and technical applications of tribology. Moscow: Fizmatlit; 2007.
3. Hebda M, Chichinadze AV, editors. Handbook of tribotechnics. Theoretical foundations. Moscow: Mashinostroenie; 1989.
4. Chichinadze AV, Brown ED, Boucher NA. Fundamentals of tribology (friction, wear, lubrication): textbook for technical universities. 2nd ed. Moscow: Mashinostroenie; 2001.
5. Garkunov DN. Tribotechnics (design, manufacture and operation of machines): textbook. Moscow: MSHA Publishing House; 2002.
6. Goryacheva IG. Mechanics of frictional interaction. Moscow: Nauka; 2001.
7. Demkin NB, Izmailov VV. Dependence of operational properties of the friction contact on the microgeometry of contacting surfaces. Friction and Wear. 2010;31(1):68-77.
8. Bakhvalov NS, Zhidkov NP, Kobelkov GM. Numerical methods. Moscow: BINOM; 2004.
9. Bishutin SG. Defects in parts and causes of failure of automobile differentials. Collection of Papers of VII International Scientific and Practical Conference, November 21-23, 2023: Innovations in Information Technology, Mechanical Engineering and Motor Transport; Kuzbass State Technical University named after TF Gorbachev. Kemerovo; 2023.
10. Liu Yu. Experimental and numerical study of unsteady mixed lubrication of cylindrical gears under start-stop conditions. Journal of Tribology Asme. 2021;153:102-110.

Информация об авторах:

Бишутин Сергей Геннадьевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Производство и сервис в транспортном машиностроении» Брянского государственного технического университета, тел. 8-483-256-02-61; Author-ID-РИНЦ: 174978.

Bishutin Sergey Gennadievich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Production and Service in Transport Engineering, Bryansk State Technical University; Author-ID-RSCI: 174978.

Андросенко Дмитрий Сергеевич – аспирант кафедры «Производство и сервис в транспортном машиностроении» Брянского государственного технического университета, тел. 8-996-449-58-73.

Androsenko Dmitry Sergeevich – Postgraduate Student of the Department of Production and Service in Transport Engineering, Bryansk State Technical University, phone: 8-996-449-58-73.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 10.02.2026; одобрена после рецензирования 06.04.2026; принята к публикации 27.04.2026. Рецензент – Шалыгин М.Г., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 10.02.2026; approved after review on 06.04.2026; accepted for publication on 27.04.2026. The reviewer is Shalygin M.G., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.