

УДК 621.891: 622.87

## РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ СНИЖЕНИЯ ИЗНОСА ФРИКЦИОННОЙ НАКЛАДКИ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ

Э. С. Велизаде

[evve2525@gmail.com](mailto:evve2525@gmail.com)

ORCID: 0000-0001-6275-7090

Азербайджанский  
технический университет,  
AZ1073, Азербайджан, г. Баку,  
пр. Г. Джавида, 25

*Изнашивание накладки и барабана тормозного механизма автомобиля происходит неравномерно, поэтому целесообразно уменьшать износ там, где он имеет наибольшее значение. Зная оптимальную микрогеометрию поверхности трения фрикционной пары, эту задачу возможно решить конструкторско-технологическими методами на этапах проектирования и изготовления. В работе теоретически решается задача по нахождению микрогеометрии поверхности трения, обеспечивающей равномерный износ фрикционной накладки. Принята модель шероховатой поверхности трения. Для решения поставленной задачи оптимизации сначала рассматривается износоконтактная задача о вдавливании накладке в поверхность тормозного барабана. Температурные функции, контактное давление, напряжения и перемещения в накладке и барабане ищутся в виде разложений по малому параметру. Для упрощения члены, содержащие степени малого параметра выше первой, отбрасываются. Каждое приближение удовлетворяет системе дифференциальных уравнений плоской термоупругости. Решение краевой задачи теории теплопроводности в каждом приближении находится методом разделения переменных. В каждом приближении для решения задачи термоупругости используются термоупругий потенциал перемещений и метод степенных рядов. С помощью метода наименьших квадратов построена замкнутая система алгебраических уравнений, позволяющая получить решение задачи оптимального проектирования пары трения «барабан-накладка» в зависимости от геометрических и механических характеристик тормозного барабана и накладке. Найденная микрогеометрия поверхности трения обеспечивает повышение износостойкости фрикционной накладке.*

**Ключевые слова:** фрикционная пара, накладка, барабан, равномерный износ, шероховатость, оптимальная микрогеометрия поверхности трения.

### Введение

Безопасность, надежность и долговечность транспортных машин зависит от фрикционной пары тормозного механизма «барабан-накладка». Расчету и рациональному проектированию узлов трения посвящены многочисленные работы, например [1–26] и др. Предотвратить изнашивание элементов фрикционной пары «барабан-накладка» в процессе эксплуатации транспортного средства невозможно. Для увеличения ресурса работы фрикционной пары необходимы различные меры по снижению износа накладке и барабана [27–39]. В этой связи важное значение приобретает оптимальное проектирование элементов фрикционной пары тормозного механизма.

Известно, что изнашивание накладке и барабана происходит неравномерно. Задача состоит в том, чтобы уменьшить износ там, где он имеет наибольшее значение. Изменяя микрогеометрию поверхности трения пары, эту проблему можно решать конструкторско-технологическими методами на этапе проектирования. Проблема выбора микрогеометрии поверхности трения, обеспечивающей равномерный износ накладке и максимальную долговечность, расчетным методом до сих пор не решена. Цель настоящей статьи – разработка математической модели для фрикционной пары «барабан-накладка», позволяющей рассчитать оптимальную микрогеометрию поверхности трения при заданных режимах торможения грузового автомобиля.

### Постановка задачи

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние фрикционной накладке при торможении автомобиля. При повторно-кратковременном режиме торможения между контактирующими поверхностями накладке и барабана происходит взаимодействие, возникают силы трения, приводящие к изнашиванию материалов сопряжения. Для определения контактного давления необходимо рассмотреть износоконтактную задачу о вдавливании накладке в поверхность тормозного барабана.

Пусть к внутренней поверхности барабана с механическими характеристиками  $G_1$  (модуль упругости) и  $\mu_1$  (коэффициент Пуассона) прижимается накладка с характеристиками  $G$  и  $\mu$ . При этом область контакта занимает всю ширину накладке и постоянна в процессе торможения.

© Э. С. Велизаде, 2020

Предполагаем, что выполняются условия плоской деформации. Отнесем накладку к полярной системе координат  $r\theta$ , начало которой находится в центре концентрических окружностей  $L_0$  и  $L$  с радиусами  $R_0$  и  $R$  соответственно. Представим неизвестную границу внешнего контура накладки  $L'$  в виде

$$r=\rho(\theta), \quad \rho(\theta)=R+\varepsilon H(\theta), \quad H(\theta)=\sum_{k=0}^{\infty}(a_k^0 \cos k\theta+b_k^0 \sin k\theta),$$

где  $\varepsilon=R_{\max}/R$  – малый параметр;  $R_{\max}$  – наибольшая высота впадины (выступа) неровности профиля накладки; функция  $H(\theta)$  подлежит определению.

Аналогично, неизвестный заранее внутренний контур барабана близок круговому и может быть представлен в виде

$$\rho_1(\theta)=R'_1+\varepsilon H_1(\theta), \quad H_1(\theta)=\sum_{k=0}^{\infty}(a_k^1 \cos k\theta+b_k^1 \sin k\theta),$$

в которой функцию  $H_1(\theta)$  также необходимо определить при решении задачи оптимизации.

Требуется определить микрогеометрию поверхности трения (функции  $H(\theta)$  и  $H_1(\theta)$ ), при которой будет иметь место равномерный износ. Для нахождения профиля поверхности трения нужно постановку задачи дополнить критерием, позволяющим определить функции  $H(\theta)$  и  $H_1(\theta)$ . Для определения коэффициентов разложений искомых функций  $H(\theta)$  и  $H_1(\theta)$  соответственно используем в качестве критерия оптимизации принцип равного износа поверхности фрикционной накладки.

Проведем теоретический анализ по определению микрогеометрии поверхности трения «барабан-накладка», которая обеспечивала бы получение распределения износа, близкого к равномерному. Следовательно, выбором микрогеометрии поверхности трения добьемся снижения неравномерности износа накладки и барабана.

### Метод решения

Для решения поставленной задачи оптимизации вначале рассматривается [40] износостойкая задача о вдавливании накладки в поверхность барабана.

Условие, связывающее перемещения накладки и барабана, имеет вид

$$v_1+v_2=\delta(\theta) \quad (|\theta|\leq\theta_0), \quad (1)$$

где  $\delta(\theta)$  – осадка точек поверхности накладки и барабана, определяемая формой поверхности накладки и барабана, а также величиной прижимающей силы  $P$ ;  $2\theta_0$  – угол обхвата фрикционных накладок. В зоне контакта, кроме нормального давления  $p(\theta, t)$ , действует касательное усилие, связанное с контактным давлением по закону Амонтона-Кулона.

Усилия трения  $\tau_{r\theta}(\theta, t)$  способствуют тепловыделению в области контакта. Общее количество тепла в единицу времени пропорционально мощности сил трения. Количество тепла, выделяемое в единицу времени на единичной площади контакта с координатой  $\theta$ , будет  $Q(\theta, t)=Vfp(\theta, t)$ , где  $V$  – скорость движения автомобиля в момент торможения;  $f$  – коэффициент трения пары.

Общее количество тепла  $Q(\theta, t)$  будет расходоваться следующим образом: на поток тепла в накладку  $Q_*(\theta, t)$  и на поток тепла на повышение температуры барабана  $Q_b(\theta, t)$ .

Для перемещений накладки и барабана имеем

$$v_1=v_{1e}+v_{1r}+v_{1w}, \quad v_2=v_{2e}+v_{2r}+v_{2w}$$

Здесь  $v_{1e}$  – термоупругие перемещения точек контактной поверхности накладки;  $v_{1r}$  – перемещения, вызванные смятием микровыступов поверхности накладки,  $v_{1w}$  – перемещения, вызванные изнашиванием поверхности накладки;  $v_{2e}$ ,  $v_{2r}$ ,  $v_{2w}$  – соответственно перемещения для тормозного барабана.

Скорость изменения перемещений поверхности при износе накладки и барабана будет [41, 42]

$$\frac{dv_k}{dt}=K^{(k)}p(\theta, t), \quad (2)$$

где  $K^{(k)}$  – коэффициент изнашивания материала ( $k=1$  – для накладки и  $k=2$  – для барабана).

Для определения  $v_{1e}$ ,  $v_{1r}$  и  $v_{2e}$ ,  $v_{2r}$  решаются задачи термоупругости для накладки и барабана соответственно. Коэффициенты теплопроводности материала в осевом, окружном и радиальном направлениях приняты одинаковыми и независимыми от координат и температуры. Накладку моделируем круговым (кривым) брусом с сечением, близким к узкому прямоугольнику (рисунок).

Для накладки имеет место

$$\Delta T=0,$$

$$\text{при } r=\rho(\theta) \quad \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = -Q_*,$$

$$T=T_c \quad \text{при } r=R_0,$$

$$T=T_c \quad \text{при } \theta=0; \quad T=T_c \quad \text{при } \theta=2\theta_0,$$

$$\text{при } r=\rho(\theta) \quad \sigma_n = -p(\theta), \quad \tau_{nt} = -fp(\theta),$$

$$\text{при } r=R_0 \quad v_r=0, \quad v_\theta=0.$$

Здесь  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала накладки;  $\Delta$  – оператор Лапласа;  $T$  – температурная функция;  $T_c$  – температура окружающей среды;  $n$ ,  $t$  – нормаль и касательная к наружной поверхности накладки;  $v_r$ ,  $v_\theta$  – радиальная и касательная составляющие вектора перемещений точек  $L$  соответственно.

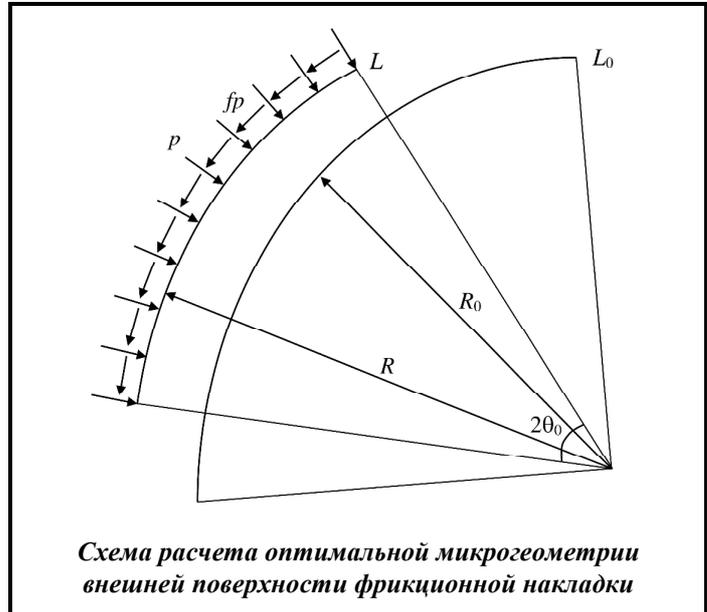


Схема расчета оптимальной микрогеометрии внешней поверхности фрикционной накладки

На прямолинейных концах накладки граничные условия принимаются в виде

$$\int_{R_0}^R \sigma_\theta dr = 0, \quad \int_{R_0}^R \tau_{r\theta} dr = 0, \quad \int_{R_0}^R \sigma_r r dr = 0 \quad \text{при } \theta=\pm\theta_0,$$

где  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ ,  $\tau_{r\theta}$  – компоненты тензора напряжений.

Аналогично ставится задача термоупругости для определения перемещений  $v_{2e}$ ,  $v_{2r}$  контактной поверхности барабана. Для определения  $v_{1w}$  и  $v_{2w}$  используется кинетическое уравнение изнашивания материала для накладки и барабана (2).

Температурные функции, контактное давление, напряжения и перемещения в накладке и барабане ищем в виде разложений по малому параметру  $\epsilon$ , в которых для упрощения оставляем члены, содержащие степени  $\epsilon$  не выше первой. Компоненты напряжений при  $r=\rho(\theta)$  найдем, разлагая в ряд выражения для напряжений в окрестности  $r=R$ . С помощью метода возмущений для граничной задачи термоупругости получаем последовательность краевых задач для накладки с круговыми границами для внутренней и наружной поверхностей [43]. Каждое приближение удовлетворяет системе дифференциальных уравнений плоской термоупругости. Решение краевой задачи теории теплопроводности в каждом приближении ищется методом разделения переменных. При решении задачи термоупругости в каждом приближении используется термоупругий потенциал перемещений и метод степенных рядов.

На основе полученного решения задачи термоупругости и интегрирования кинетического уравнения (2) изнашивания материала накладки в нулевом приближении находим перемещения  $v_1^0$  ее контактной поверхности. Таким же образом решается задача термоупругости для тормозного барабана. На основе полученного решения задачи термоупругости для барабана и кинетического уравнения изнашивания материала тормозного барабана в нулевом приближении находится перемещение  $v_2^0$  его контактной поверхности. Найденные величины  $v_1^0$  и  $v_2^0$  подставляются в основное контактное условие (1) в нулевом приближении. Проводя алгебраизацию основного контактного уравнения аналогично [27–28], получаем бесконечную алгебраическую систему относительно  $\alpha_k^0$  ( $k=0,1,2,\dots$ ),  $\beta_k^0$  ( $k=1,2,\dots$ ) и  $\alpha_k^1$ ,  $\beta_k^1$  и т.д. Полученные системы позволяют численными методами найти контактное давление в нулевом приближении.

Затем подобным образом строится решение износоконтактной задачи в первом приближении. Повторяя процедуру построения алгебраических систем для нахождения искомым коэффициентов, получаем бесконечную алгебраическую систему относительно  $\alpha_{k,0}^1$  ( $k=0,1,2,\dots$ ),  $\beta_{k,0}^1$  ( $k=1,2,\dots$ ) и  $\alpha_{k,1}^1$ ,  $\beta_{k,1}^1$  и т.д.

В правые части бесконечных алгебраических систем входят коэффициенты  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$  разложения функций  $H(\theta)$  и  $H_1(\theta)$ . При известных функциях  $H(\theta)$  и  $H_1(\theta)$  полученные системы дают возможность найти контактное давление  $p(\theta, t)$ . Полученная алгебраическая система уравнений пока не является замкнутой.

Пусть  $\bar{h}$  будет искомым значением износа материала поверхности трения накладки. Величина  $\bar{h}$  изначально неизвестна и требует определения в процессе решения задачи оптимизации. С помощью решения износоконтактной задачи о вдавливании накладки во внутреннюю поверхность торозного барабана для износа поверхности трения накладки находим

$$h(\theta, \tau) = K^{(1)} \left\{ [p_0^0(\theta) + \varepsilon p_0^1(\theta)] \tau + [p_1^0(\theta) + \varepsilon p_1^1(\theta)] \frac{\tau^2}{2} + \dots \right\}.$$

Формула для абразивного износа, которую можно записать в виде

$$h(\theta, t) = F(\theta, t, a_0^0, a_k^0, b_k^0, a_0^1, a_k^1, b_k^1) \quad (k=1, 2, \dots, m),$$

показывает, что износ линейно зависит от искомым коэффициентов  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$  рядов Фурье функций  $H(\theta)$  и  $H_1(\theta)$ . Для построения недостающих алгебраических уравнений для нахождения коэффициентов  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$  используем принцип наименьших квадратов.

Износ  $h$  накладки является функцией независимой переменной  $\theta$  и  $(4m+2)$  параметров  $a_0^0$ ,  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_0^1$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$ . Время считается свободным параметром. Параметры  $a_0^0$ ,  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_0^1$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$  постоянны (в общем случае зависят от времени), но заранее неизвестны и подлежат определению. Для отыскания неизвестных параметров производим ряд вычислений.

Разобьем отрезок  $[-\theta_0, \theta_0]$  изменения  $\theta$  на  $M$  частей, где  $M > 4m+2$ .

$$\theta_i = -\theta_0 + i\Delta\theta, \quad \Delta\theta = 2\theta_0/M,$$

$$p(\theta_i, t) = F(\theta_i, t, a_0^0, a_k^0, b_k^0, a_0^1, a_k^1, b_k^1) \quad (i=1, 2, \dots, M). \quad (3)$$

Найдем такие значения неизвестных параметров, которые будут обеспечивать значениям функции абразивного износа (3) постоянное значение наилучшим образом

$$F(\theta_i, t, a_0^0, a_k^0, b_k^0, a_0^1, a_k^1, b_k^1) = \bar{h} \quad (i=1, 2, \dots, M).$$

Наиболее вероятными значениями параметров будут такие, при которых сумма квадратов отклонений  $\varepsilon_i$  будет наименьшей

$$U = \sum_{i=1}^M [F(\theta_i, t, a_0^0, a_k^0, b_k^0, a_0^1, a_k^1, b_k^1) - \bar{h}]^2 \rightarrow \min. \quad (4)$$

Для любого момента времени рассматриваем  $a_0^0$ ,  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_0^1$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$  ( $k=1, 2, \dots, m$ ) как независимые переменные. Приравнивая нулю частные производные от левой части (4) по этим переменным и  $\bar{h}$ , получаем  $(4m+3)$  уравнений с  $(4m+3)$  неизвестными

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial a_0^0} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial a_k^0} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial b_k^0} = 0 \quad (k = 1, 2, \dots, m), \\ \frac{\partial U}{\partial a_0^1} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial a_k^1} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial b_k^1} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial \bar{h}} = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Составление и решение системы (5) значительно упрощается, так как функция  $F(\theta_i, t, a_0^0, a_k^0, b_k^0, a_0^1, a_k^1, b_k^1)$  линейна относительно неизвестных параметров. Эта система уравнений

закриває нескінченну алгебраїчну систему износоконтактної задачі і повинна спільно з нею розв'язуватися для фіксованих значень часу.

### Аналіз результатів моделювання

Спільне рішення отриманих систем рівнянь дозволяє знайти наближені значення коефіцієнтів  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$ ,  $\bar{h}$ ,  $\alpha_k$ ,  $\beta_k$ . Теплофізичні та механічні характеристики матеріалів накладок і тормозного барабана, їх геометричні розміри, швидкість руху автомобіля є вільними параметрами задачі. Для чисельної реалізації запропонованого методу були проведені розрахунки застосовуючи до тормозних механізмів вантажних автомобілів КамАЗ-5320. В якості постійних параметрів були прийняті:  $R=0,19$  м; товщина накладки  $h_n=0,016$  м; ширина накладки  $b_n=0,14$  м;  $R_1^i=0,2$  м; зовнішній радіус барабана  $R_1^i=0,25$  м;  $f=0,35$ ; коефіцієнт износоустійливості матеріалу накладки  $K^{(1)}=1,5 \cdot 10^{-6}$  і барабана  $K^{(2)}=2 \cdot 10^{-8}$ ;  $E=6,9 \cdot 10^3$  МПа;  $E_1=1,8 \cdot 10^5$  МПа;  $\mu=0,4$ ;  $\mu_1=0,3$  для сірого чугуна матеріалу барабана.

Були знайдені значення параметрів управління (коефіцієнти  $a_0^0$ ,  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_0^1$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$ ) в залежності від фізико-механічних характеристик пари тертя для різних моментів часу. В розкладі шуканих функцій  $H(\theta)$  і  $H_1(\theta)$  обмежувалися  $k=5$  членами. Результати розрахунку по визначенню мікрогеометрії контактної поверхні тертя в початковий момент  $t=0$  для різних швидкостей руху автомобіля при гальмуванні наведені в таблиці. Строка 1 стосується до шорсткості накладки.

Значення коефіцієнтів Фур'є для оптимальної шорсткості (мкм)

Матеріал	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$
$V=50$ км/ч											
1	0,389	0,303	0,243	-0,185	0,086	0,042	0,411	0,278	0,115	-0,067	0,029
2	0,260	0,182	-0,163	0,154	0,077	0,035	0,228	0,191	0,089	0,039	0,028
$V=80$ км/ч											
1	0,456	0,393	-0,315	0,228	0,114	0,050	0,437	-0,278	0,185	0,096	0,044
2	0,193	0,176	0,108	0,089	-0,071	0,042	0,245	0,206	0,114	-0,068	0,039

При тривалому гальмуванні температурні напруження набувають важливе значення для тормозного механізму автомобіля. Розрахунки показують, що при зростанні температури знос накладки збільшується.

### Висновок

Практика експлуатації фрикційних пар тормозного механізму «барабан-накладка» показує, що на стадії проектування нових конструкцій тормозного механізму вантажного автомобіля необхідно враховувати випадки, коли має місце нерівномірний знос. Знання коефіцієнтів  $a_k^0$ ,  $b_k^0$ ,  $a_k^1$ ,  $b_k^1$  функцій  $H(\theta)$  і  $H_1(\theta)$  дозволяє вибрати клас шорсткості обробленої зовнішньої поверхні накладки і внутрішньої поверхні барабана, забезпечуючий підвищення износоустійливості фрикційної пари тормозної системи вантажного автомобіля.

### Література

1. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Лысенко Ю. В. Оптимизация конструкций вентилируемых тормозов автомобилей. *Трение и износ*. 2004. Т. 25. № 5. С. 474–584.
2. Балакин В. А., Сергиенко В. П., Чаус В. П., Иванов А. А. Влияние износа на тепловой режим работы тормоза. *Трение и износ*. 2005. Т. 26. № 6. С. 571–574.
3. Gao C. H., Huang J. M., Lin X. Z., Tang X. S. Stress analysis of thermal fatigue fracture of brake disks based on thermomechanical coupling. *J. Tribology*. 2007. Vol. 129. Iss. 3. P. 536–543. <https://doi.org/10.1115/1.2736437>.
4. Hwang P., Wu X., Jeon Y. B. Thermal–mechanical coupled simulation of a solid brake disc in repeated braking cycles. *Proc. Institution Mech. Eng., Part J: J. Eng. Tribology*. 2009. Vol. 223. Iss. 7. P. 1041–1048. <https://doi.org/10.1243/13506501JET587>.
5. Валетов В. А., Иванов А. Ю. Микрогеометрия поверхностей деталей и их функциональные свойства. *Изв. вузов. Приборостроение*. 2010. Т. 53. № 8. С. 7–11.

6. Барановський Д. М. Підвищення довговічності дизелів із застосуванням оптимальної мікрогеометрії трибосистеми «гільза-кільце». *Автомоб. трансп.*. 2010. Вип. 26. С. 81–84.
7. Андреев Ю. С., Медунецкий В. В. Исследование изменения микрорельефа поверхностей в процессе их трения скольжения. *Изв. вузов. Приборостроение*. 2012. Т. 55. № 9. С. 30–34.
8. Сергиенко В. П., Целуев М. Ю., Колесников В. И., Сычев А. П., Савочник В. А., Янучковский В. И. Исследование теплового режима пар трения многодискового тормоза. *Трение и износ*. 2013. Т. 34. № 6. С. 555–564.
9. Rashid A., Strömberg N. Sequential simulation of thermal stresses in disc brakes for repeated braking. *Proc. Institution Mech. Eng. Part J: J. Eng. Tribology*. 2013. Vol. 227. Iss. 8. P. 919–929. <https://doi.org/10.1177/1350650113481701>.
10. Collignon M., Cristol A.-L., Dufrénoy P., Desplanques Y., Balloy D. Failure of truck brake discs: A coupled numerical–experimental approach to identifying critical thermomechanical loadings. *Tribology Intern*. 2013. Vol. 59. P. 114–120. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2012.01.001>.
11. Безъязычный В. Ф., Сутягин А. Н. К вопросу расчетного определения интенсивности изнашивания контактируемых поверхностей с учетом упрочнения поверхностного слоя деталей. *Упрочняющие технологии и покрытия*. 2014. № 1. С. 3–6.
12. Вольченко А. И., Киндрачук М. В., Бекиш И. О., Малык В. Я., Снурников В. И. Термические напряжения в ободах тормозных барабанов автотранспортных средств. *Пробл. трения и изнашивания*. 2015. № 4 (69). С. 28–37. [https://doi.org/10.18372/0370-2197.4\(69\).9992](https://doi.org/10.18372/0370-2197.4(69).9992).
13. Валетов В. А. Проблемы оптимизации микрогеометрии поверхностей деталей для обеспечения их конкретных функциональных свойств. *Изв. вузов. Приборостроение*. 2015. Т. 58. № 4. С. 250–267. <https://doi.org/10.17586/0021-3454-2015-58-4-250-267>.
14. Остапчук А. К., Михалищев А. Г., Кузнецова Е. М. Технологическое обеспечение параметров шероховатости поверхности катания колесной пары после механической обработки. *Трансп. Трансп. сооружения. Экология*. 2015. № 2. С. 73–86.
15. Yevtushenko A. A., Grzes P., Adamowicz A. Numerical analysis of thermal stresses in disk brakes and clutches (a review). *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 2015. Vol. 67. Iss. 2. P. 170–188. <https://doi.org/10.1080/10407782.2014.923221>.
16. Yevtushenko A., Kuciej M., Och E., Yevtushenko O. Effect of the thermal sensitivity in modeling of the frictional heating during braking. *Advances in Mech. Eng.* 2016. Vol. 8. Iss. 12. P. 10. <https://doi.org/10.1177/1687814016681744>.
17. Belhocine A., Abu Bakar A., Bouchetara M. Thermal and structural analysis of disc brake assembly during single stop braking event. *Australian J. Mech. Eng.* 2016. Vol. 14. Iss. 1. P. 26–38. <https://doi.org/10.1080/14484846.2015.1093213>.
18. Поляков П. А., Федотов Е. С., Полякова Е. А. Метод проектирования современных тормозных механизмов с сервоусилением. *Вестн. Иркут. техн. ун-та*. 2017. Т. 21. № 7. С. 39–50. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2017-7-39-50>.
19. Le Gigan G. Improvement in the brake disc design for heavy vehicles by parametric evaluation. *Proc. Institution Mech. Eng. Part D: J. Automobile Eng.* 2017. Vol. 231. Iss. 14. P. 1989–2004. <https://doi.org/10.1177/0954407016688421>.
20. Djafri M., Bouchetara M., Busch C., Khatir S., Khatir T., Weber S., Shbaita K., Abdel Wahab M. Influence of thermal fatigue on the wear behavior of brake discs sliding against organic and semimetallic friction materials. *Tribology Transactions*. 2018. Vol. 61. Iss. 5. P. 861–868. <https://doi.org/10.1080/10402004.2018.1437491>.
21. Yevtushenko A., Kuciej M., Och E. Modeling of the temperature regime and stress state in the thermal sensitive pad-disk brake system. *Advances in Mech. Eng.* 2018. Vol. 10. Iss. 6. P. 12. <https://doi.org/10.1177/1687814018781285>.
22. Yevtushenko A., Kuciej M., Topczewska K. Analytical model to investigate distributions of the thermal stresses in the pad and disk for different temporal profiles of friction power. *Advances in Mech. Eng.* 2018. Vol. 10. Iss. 10. P. 10. <https://doi.org/10.1177/1687814018806670>.
23. Bilgic Istoc S., Winner H. Heat cracks in brake discs for heavy-duty vehicles: influences, interactions and prediction potential. *XXXVIII Intern.  $\mu$ -Symposium 2019 Brake Conf.:* proc. XXXVIII Intern.  $\mu$ -Symposium 2019 Bremsen-Fachtagung, October 25th 2019. Berlin – Heidelberg: Springer Vieweg, 2019. P. 55–69. [https://doi.org/10.1007/978-3-662-59825-2\\_7](https://doi.org/10.1007/978-3-662-59825-2_7).
24. Afzal A., Abdul Mujeebu M. Thermo-mechanical and structural performances of automobile disc brakes: A review of numerical and experimental studies. *Archives Computational Methods in Eng.* 2019. Vol. 26. P. 1489–1513. <https://doi.org/10.1007/s11831-018-9279-y>.
25. Modanloo A., Talaei M. R. Analytical thermal analysis of advanced disk brake in high speed vehicles. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*. 2020. Vol. 27. Iss. 3. P. 209–217. <https://doi.org/10.1080/15376494.2018.1472340>.
26. Subel J., Kienhöfer F. W. Thermal comparison of heavy vehicle wheel assemblies under alpine braking. *Proc. Institution Mech. Eng. Part D: J. Automobile Eng.* 2020. Vol. 234. Iss. 1. P. 28–38. <https://doi.org/10.1177/0954407019844359>.
27. Мирсалимов В. М. Оптимальное проектирование узла трения. *Изв. Тул. гос. ун-та. Сер. Математика, Механика, Информатика*. 2005. Вып. 2. С. 161–172.

28. Мирсалимов В. М. Обратная износоконтактная задача для фрикционной пары. *Пробл. машиностроения и надежности машин*. 2008. Т. 37. № 1. С. 62–69.
29. Мирсалимов В. М., Ахундова П. Э. Минимизация контактного давления для фрикционной пары «втулка-вал». *Трение и износ*. 2015. Т. 36. № 5. С. 529–535.
30. Мирсалимов В. М., Ахундова П. Э. Минимизация абразивного износа внутренней поверхности втулки фрикционной пары. *Трение и износ*. 2016. Т. 37. № 5. С. 551–557.
31. Мирсалимов В. М., Ахундова П. Э. Оптимальное проектирование фрикционной пары втулка-плунжер. *Трение и износ*. 2017. Т. 38. № 5. С. 454–460.
32. Mirsalimov V. M., Akhundova P. E. Inverse problems of damage mechanics for a hub of a friction pair. *Intern. J. Damage Mechanics*. 2018. Vol 27. Iss. 1. P. 82–96. <https://doi.org/10.1177/1056789516662698>.
33. Мирсалимов В. М., Ахундова П. Э. Минимизация теплового состояния втулки фрикционной пары с помощью критерия равномерного распределения температуры на поверхности трения. *Трение и износ*. 2018. Т. 39. № 5. С. 514–522.
34. Mirsalimov V. M., Akhundova P. E. Minimization of the thermal state of the hub of a friction pair. *Eng. Optimization*. 2018. Vol. 50, Iss. 4. P. 651–670. <https://doi.org/10.1080/0305215X.2017.1328062>.
35. Mirsalimov V. M., Akhundova P. E. Minimization of stress state of a hub of friction pair. *Advances in Math. Physics*. 2018. Vol. 2018. Article ID 8242614. <https://doi.org/10.1155/2018/8242614>.
36. Mirsalimov V. M., Akhundova P. E. Inverse wear contact problem of the friction unit. *Proc. Institution Mech. Eng. Part C: J. Mech. Eng. Sci.* 2018. Vol. 232. Iss. 22. P. 4216–4226. <https://doi.org/10.1177/0954406217749267>.
37. Мирсалимов В. М., Ахундова П. Э. Оптимальное проектирование узла трения с равномерным контактным давлением. *Трение и износ*. 2019. Т. 40. № 6. С. 740–749.
38. Mirsalimov V. M., Akhundova P. E. Inverse problem of contact fracture mechanics for a hub of friction pair taking into account thermal stresses. *Mathematics and Mechanics Solids*. 2019. Vol. 24. Iss. 6. P. 1763–1781. <https://doi.org/10.1177/1081286518805525>.
39. Mirsalimov V. M., Akhundova P. E. Optimum problem on wear decrease for a hub of friction pair. *Mechanics Advanced Materials and Structures*. 2020. Vol. 27. Iss. 5. P. 353–363. <https://doi.org/10.1080/15376494.2018.1472827>.
40. Мирсалимов В. М., Гасанов Ш. Г., Гейдаров Ш. Г. Износоконтактная задача о вдавливании колодки с фрикционной накладкой в поверхность барабана. *Трибология – машиностроению: тр. XII междунар. науч.-техн. конф., посвященной 80-летию ИМАШ РАН (М., 19-21 нояб. 2018 г.)*. М. – Ижевск: Ин-т компьютер. исслед., 2018. С. 341–344.
41. Горячева И. Г., Добычин М. Н. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
42. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
43. Мусхелишвили Н. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, 1966. 707 с.

Поступила в редакцию 26.05.2020

## Розв'язання задачі зниження зношення фрикційної накладки гальмівної системи автомобіля

Е. С. Велізаде

Азербайджанський технічний університет,  
AZ1073, Азербайджан, м. Баку, пр. Г. Джавіда, 25

Зношування накладки і барабана гальмівного механізму автомобіля відбувається нерівномірно, тому доцільно зменшувати знос там, де він має найбільше значення. Знаючи оптимальну мікрогеометрію поверхні тертя фрикційної пари, цю задачу можна розв'язувати конструкторсько-технологічними методами на етапах проектування і виготовлення. В роботі теоретично розв'язується задача зі знаходження мікрогеометрії поверхні тертя, що забезпечує рівномірний знос фрикційної накладки. Прийнята модель шорсткої поверхні тертя. Для розв'язання поставленої задачі оптимізації спочатку розглядається зносоконтактна задача щодо вдавлювання накладки в поверхню гальмівного барабана. Температурні функції, контактний тиск, напруження і переміщення в накладці і барабані шукаються у вигляді розкладів по малому параметру. Для спрощення члени, що мають ступінь малого параметра вище першого, відкидаються. Кожне наближення задовольняє систему диференціальних рівнянь плоскої термопружності. Розв'язок крайової задачі теорії теплопровідності в кожному наближенні знаходиться методом розділення змінних. У кожному наближенні для розв'язання задачі термопружності використовуються термопружний потенціал переміщень і метод степеневих рядів. За допомогою методу найменших квадратів побудована замкнута система алгебраїчних рівнянь, що дозволяє отримати розв'язок задачі оптимального проектування пари тертя «барабан-накладка» в залежності від геометричних і механічних характеристик.

*тик гальмівного барабана і накладки. Знайдена геометрія поверхні тертя забезпечує підвищення зносостійкості фрикційної накладки.*

**Ключові слова:** *фрикційна пара, накладка, барабан, рівномірне зношування, шорсткість, оптимальна геометрія поверхні тертя.*