

Войтенко В.А. Моделирование тепловых процессов и процессов изнашивания фрикционной муфты нового типа для машиностроения // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2021. – Т. 23, № 4. – С. 93–101. DOI: 10.15593/2224-9877/2021.4.11

Voytenko V.A. Modeling of thermal and wearout processes of brand – new friction clutch for mechanical engineering. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2021, vol. 23, no. 4, pp. 93–101. DOI: 10.15593/2224-9877/2021.4.11

ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение
Т. 23, № 4, 2021
Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

DOI: 10.15593/2224-9877/2021.4.11

УДК 621.9.06

В.А. Войтенко

Луганский государственный университет им. В. Даля, Луганск

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ
И ПРОЦЕССОВ ИЗНАШИВАНИЯ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ
НОВОГО ТИПА ДЛЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Фрикционная муфта нового типа, предназначенная для машиностроения, со сложным относительным движением точек рабочих поверхностей фрикционных пар, обладает такими достоинствами, как более высокая плавность включения и выключения, низкий уровень шума и вибрации, сравнительно меньший и более равномерный износ по рабочим поверхностям фрикционных пар. Это, в частности, достигается за счет снижения контактных температур в зоне фрикционного взаимодействия. Для выявления особенностей протекания тепловых процессов и процессов изнашивания требуется проведение дополнительных углубленных исследований.

Цель – разработка комплексной математической модели тепловых процессов и процессов изнашивания фрикционной муфты нового типа для машиностроения со сложным относительным движением точек рабочих поверхностей фрикционных пар путем усовершенствования существующих математических моделей, с учетом кинематических и конструктивных особенностей фрикционной муфты нового типа.

Используемые методы: математическое моделирование тепловых процессов и процессов изнашивания, планирование эксперимента, проведение эксперимента в лабораторных условиях, статистическая обработка данных и сравнительный анализ результатов исследований.

Новизна: предложена комплексная математическая модель, описывающая закономерности энерговыделения, теплообмена и износа фрикционной муфты со сложным относительным движением рабочих поверхностей фрикционных пар. *Результаты*: получены новые аналитические зависимости: коэффициента трения скольжения рабочих поверхностей фрикционных пар фрикционной муфты и износа фрикционных материалов от температуры и относительной скорости перемещения точек рабочих поверхностей; теплофизических параметров фрикционных материалов от температуры. Предложено универсальное корреляционное выражение, устанавливающее зависимость между относительной скоростью движения точек рабочих поверхностей фрикционных пар фрикционной муфты и коэффициентами теплопередачи для внутренней и внешней конвекции. Установлено, что результаты численного эксперимента хорошо согласуются с результатами стендовых испытаний. *Практическая значимость*: разработанная комплексная математическая модель позволяет проводить численные эксперименты работы фрикционных муфт нового типа различной конструкции, по результатам которых могут быть получены оптимальные параметры фрикционных муфт различного конструктивного исполнения.

Ключевые слова: фрикционная муфта, фрикционная пара, машиностроение, фрикционный диск, ведущий диск, ведомый диск, тепловой процесс, конвекция, коэффициент трения, износ, математическая модель.

V.A. Voytenko

Vladimir Dahl Lugansk State University, Lugansk

MODELING OF THERMAL AND WEAROUT PROCESSES OF BRAND – NEW FRICTION CLUTCH FOR MECHANICAL ENGINEERING

The brand-new friction clutch for mechanical engineering, with the complex relative movement of the effective area points on the friction pairs has the following advantages: higher smoothness of turning on and off, lower noise and vibration levels, as well as lower uniform wearout of the effective areas on the friction pairs. This requires reducing the contact temperatures in the zone of the frictional interaction. The in-depth research of the thermal and wearout processes is required.

Objective: the development of the complex mathematical model for the thermal and wearout processes of the brand-new friction clutch for mechanical engineering (with the complex relative movement of the effective area points on the friction pairs) by improving the existing mathematical models, considering the kinematic and constructional features of the brand-new friction clutch.

Methods Applied: the mathematical modeling of the thermal and wearout processes, the experimental design technique, the laboratory experimentation, the comparative and statistical data analysis of the experimental results.

The complex mathematical model, which describes the regularities of the energy release, the heat transfer, and the wearout of the friction clutch with the complex relative movement of the effective areas on the friction pairs, is proposed. The new analytic dependences were obtained: the dependence between the coefficient of sliding friction (for the effective areas on the friction pairs of the friction clutch), the wearout of friction materials, the temperature and the relative speed of the effective area points; the dependence between the thermophysical parameters of friction materials and the temperature. The universal correlation expression for the dependence between the relative speed of the effective area points on the friction pairs of the friction clutch and the heat transfer coefficients for the internal and external convection is proposed. It was found that the results of the mathematical modeling cognate with the experimental results. The developed complex mathematical model stand by the numerical experimentation for the brand-new friction clutches of various designs. The experimental results can be used to obtain the optimal parameters for the friction clutches of various designs.

Keywords: friction clutch, friction pair, mechanical engineering, friction disc, driving disc, driven disc, thermal process, convection, coefficient of friction, wearout, mathematical model.

Введение

В машиностроении, на транспорте, в легкой промышленности достаточно широко применяются фрикционные муфты различного назначения и конструктивного исполнения. Несмотря на такие различия, фрикционные муфты традиционно используют простое относительное движение рабочих поверхностей фрикционных пар, расположенных соосно [1–3]. Это обстоятельство в ряде случаев ограничивает дальнейшее улучшение эксплуатационных характеристик таких узлов трения. Важную роль в совершенствовании конструкции и повышении эксплуатационных характеристик фрикционных муфт играют современные математические среды и современные математические модели, позволяющие сократить время на разработку и затраты на испытания таких устройств за счет проведения численных экспериментов [4–8]. Повышение качества существующих и получение новых конструкционных и фрикционных материалов для фрикционных муфт также способствует уменьшению массы и габаритов таких устройств, при этом не снижая либо улучшая их эксплуатационные характеристики [9, 10]. Наиболее важными эксплуатационными характеристиками фрикционных муфт, предназначенных для машиностроения, которые имеют резервы для улучшения, являются: уровень вибрации и шума, износ рабочих поверхностей фрикционных пар, плавность включения и выключения, условия охлаждения и удобство технического обслуживания [11, 12]. Дальнейшее развитие техники и технологии, повы-

шение требований надежности, малошумности, ресурсосбережения, внедрение новых, перспективных, конструкционных и фрикционных материалов способствует усовершенствованию фрикционных муфт для машиностроения.

Фрикционные муфты нового типа, предназначенные для машиностроения, которые основаны на использовании сложного относительного движения рабочих поверхностей, при некотором усложнении их конструкции, по сравнению с фрикционными муфтами традиционной конструкции, обладают такими важными преимуществами, как малошумность и низкий уровень вибрации при включении и выключении, высокая плавность включения и выключения, сравнительно меньший и более равномерный износ рабочих поверхностей фрикционных пар таких муфт [13]. Уменьшение линейного износа рабочих поверхностей фрикционных элементов муфты со сложным относительным движением рабочих поверхностей в значительной степени определяется сравнительно более низкими контактными температурами в зоне фрикционного взаимодействия. Исходя из этого, при разработке конкретных конструкций фрикционных муфт нового типа для решения задач машиностроения, в частности станкостроения, важным этапом является проведение численного эксперимента, экономящего ресурсы и время, необходимое для разработки фрикционной муфты конкретного назначения. Для проведения численного эксперимента необходима адекватная математическая модель, описывающая тепловые процессы и процес-

сы изнашивания фрикционной муфты нового типа со сложным относительным движением точек рабочих поверхностей фрикционных пар. Существуют математические модели, предназначенные для описания тепловых процессов, возникающих при простом относительном движении точек рабочих поверхностей фрикционных пар. В качестве основы для разработки комплексной математической модели может быть взята известная математическая модель [14]. Разработка комплексной математической модели тепловых процессов и процессов изнашивания применительно к сложному относительному движению рабочих поверхностей фрикционных пар фрикционной муфты нового типа является актуальной научно-технической задачей.

Целью исследования является разработка комплексной математической модели тепловых процессов и процессов изнашивания фрикционной муфты нового типа со сложным относительным движением точек рабочих поверхностей фрикционных пар путем усовершенствования существующих математических моделей, с учетом кинематических и конструктивных особенностей фрикционной муфты нового типа.

Полученные результаты и их обсуждение

В предложенной автором фрикционной муфте нового типа для машиностроения передача вращающего момента от ведущего диска к ведомому диску фрикционной муфты осуществляется посредством фрикционных дисков, оси вращения которых связаны с ведомым диском [13]. При включении фрикционной муфты фрикционные диски начинают вращаться, участвуя в двух вращательных движениях одновременно. В результате этого с момента включения муфты и до полного сцепления, а также при выключении фрикционной муфты, возникает сложное относительное движение точек рабочих поверхностей фрикционных дисков и ведущего диска фрикционной муфты нового типа, которое обеспечивает плавность включения и выключения, малозумность, низкий уровень вибрации, равномерный и сравнительно меньший износ рабочих поверхностей фрикционных пар по сравнению с фрикционной муфтой традиционной конструкции, использующей простое относительное движение точек рабочих поверхностей фрикционной пары. Внешний вид одного из конструктивных исполнений фрикционной муфты нового типа показан на рисунке.

Комплексная математическая модель тепловых процессов и процессов изнашивания разработана на основе известной математической модели для описания тепловых процессов при простом

относительном движении рабочих поверхностей фрикционной пары [14]. Исходные данные для моделирования приведены в таблице. Дополнительно к ним использованы аппроксимационные выражения для зависимости теплофизических величин фрикционных и конструктивных материалов от температуры T , которые получены автором по справочным данным [15–18].

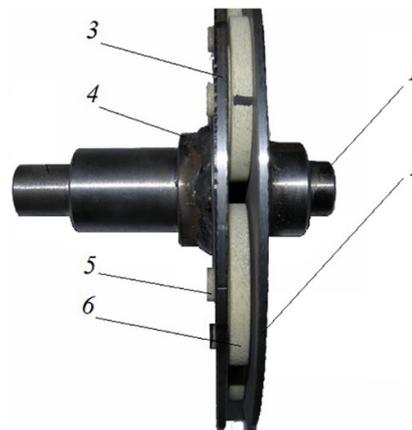


Рис. Опытный образец фрикционной муфты: 1 – ведущий вал; 2 – ведущий диск; 3 – ведомый (прижимной) диск; 4 – ведомый вал; 5 – ось одного из шести фрикционных дисков; 6 – один из пяти фрикционных дисков

Для материала ведущего диска и ведущего вала фрикционной муфты:

– коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С),

$$\lambda_d(T) = 44,5 - 1,51 \cdot 10^{-2} T - 1,44 \cdot 10^{-5} T^2;$$

– плотность, кг/м³,

$$\rho_d(T) = 7850 - 0,402 T + 9,51 \cdot 10^{-5} T^2;$$

– теплоемкость, Дж/(кг·°С),

$$C_{pd}(T) = 475 + 9,65 \cdot 10^{-2} T + 2,12 \cdot 10^{-4} T^2;$$

– твердость, Па,

$$H_d(T) = 3,26 \cdot 10^8 - 5,18 \cdot 10^5 T + 1,91 \cdot 10^2 T^2;$$

– модуль Юнга, Па,

$$E_d(T) = 2,15 \cdot 10^{11} - 3,5 \cdot 10^7 T - 6,79 \cdot 10^4 T^2;$$

– коэффициент Пуассона,

$$\nu_d(T) = 0,326 + 4 \cdot 10^{-5} T.$$

Для материала фрикционных дисков муфты:

– коэффициент теплопроводности, Вт/(м·°С),

$$\lambda_k(T) = 40,4 - 1,51 \cdot 10^{-2} T - 1,44 \cdot 10^{-5} T^2;$$

Исходные данные к моделированию тепловых процессов
и процессов изнашивания фрикционной муфты

Параметр	Обозначение	Значение	Размерность
Число срабатываний фрикционной муфты в единицу времени	n_0	2	c^{-1}
Шаг по времени	τ	1	c
Толщина стенки ведущего диска	d	0,003	m
Толщина фрикционного диска	d_k	0,005	m
Безразмерная координата по толщине стенки диска	X	0,5	–
Первый корень характеристического уравнения	η	3,381 71	–
Температура ведущего диска в начальный момент моделирования	T_0	20	$^{\circ}C$
Температура окружающей воздушной среды	T_f	20	$^{\circ}C$
Коэффициент черноты материала ведущего диска муфты	e_d	0,3	–
Коэффициент черноты материала фрикционного диска	e_k	0,6	–
Характеристический размер вентиляционных каналов между элементами фрикционной муфты	D_d	0,006	m
Характеристический размер каналов между фрикционным и прижимным дисками	D_k	0,001	m
Радиус ведущего диска	R_d	0,085	m
Средний радиус по прижимному диску	R_e	0,06	m
Характеристический размер для ведущего диска	L_d	0,17	m
Характеристический размер для фрикционных дисков	L_k	0,048	m
Коэффициент трения скольжения фрикционной пары	μ	0,3	–
Коэффициент влияния скорости на коэффициент трения	n_v	0,184	–
Коэффициент влияния скорости на коэффициент трения	m_v	0,1	c/m
Коэффициент влияния температуры на коэффициент трения	n_T	0,105	–
Коэффициент влияния температуры на коэффициент трения	m_T	0,014	$1/^{\circ}C$
Объем ведущего диска	V_d	$68 \cdot 10^{-6}$	m^3
Площадь ведущего диска	A_d	$26,7 \cdot 10^{-3}$	m^2
Площадь фрикционной поверхности фрикционного диска	A_k	$1,8 \cdot 10^{-3}$	m^2
Открытая поверхность фрикционного диска	A_{kc}	$2,1 \cdot 10^{-3}$	m^2
Объем фрикционного диска	V_k	$9 \cdot 10^{-6}$	m^3
Коэффициент пропорциональности в формуле износа	K_0	$1 \cdot 10^{-6}$	–
Средняя мощность электродвигателя	P	$11 \cdot 10^3$	$Вт$
Момент инерции приводимого во вращение механизма	J	0,125	$кг \cdot м^2$

– плотность, $кг/м^3$,

$$\rho_k(T) = 5550 - 0,402T + 9,51 \cdot 10^{-5} T^2;$$

– теплоемкость, $Дж/(кг \cdot ^{\circ}C)$,

$$C_{pk}(T) = 405 + 9,65 \cdot 10^{-2} T + 2,12 \cdot 10^{-4} T^2;$$

– твердость, $Па$,

$$H_k(T) = 9,32 \cdot 10^7 - 1,48 \cdot 10^5 T + 54,5 \cdot 10^2 T^2.$$

Внешняя среда:

– теплоемкость воздуха, $Дж/(кг \cdot ^{\circ}C)$,

$$C_{pv}(T) = 984 + 0,218T - 7,36 \cdot 10^{-6} T^2;$$

– коэффициент теплопроводности воздуха, $Вт/(м \cdot ^{\circ}C)$,

$$\lambda_v(T) = 2,52 \cdot 10^{-2} + 7,42 \cdot 10^{-5} T - 1,98 \cdot 10^{-8} T^2;$$

– динамическая вязкость воздуха, $Па \cdot с$,

$$\mu_v(T) = 1,79 \cdot 10^{-5} + 4,25 \cdot 10^{-8} T - 1,18 \cdot 10^{-11} T^2;$$

– кинематическая вязкость воздуха, $м^2/с$,

$$\nu_v(T) = 1,16 \cdot 10^{-5} + 1,05 \cdot 10^{-7} T + 6,07 \cdot 10^{-11} T^2.$$

Разработанная комплексная математическая модель тепловых процессов имеет следующий вид.

Удельная изобарная теплоемкость материала ведущего диска, $Дж/(м^3 \cdot ^{\circ}C)$,

$$c_{pd}(T) = \rho_d(T) C_{pd}(T).$$

Температуропроводность материала ведущего диска, $м^2/с$,

$$\alpha_d(T) = \frac{\lambda_d(T)}{c_{pd}(T)}$$

Для расчета средней скорости относительно движения фрикционных поверхностей ведущего диска и фрикционного диска, совершающего вращение относительно поверхности ведущего диска, в момент включения муфты автором предложено выражение

$$v_d(t) = \frac{h^2}{\pi r^2} \sum_i \sum_j \sqrt{y_{ij}^2 (\omega_1 - \omega_2)^2 + \left(x_{ij} (\omega_2 - \omega_1) - \omega_1 (R_d - r) \right)^2},$$

где h – шаг разбиений по осям x и y , м; r – радиус фрикционного диска, м; R_d – радиус ведущего диска, м; ω_1, ω_2 – угловые скорости вращения ведущего диска и фрикционных дисков, c^{-1} ; x_{ij} и y_{ij} – координаты элемента площади фрикционного взаимодействия в системе координат, связанной с осью вращения фрикционного диска муфты, м.

Зависимость коэффициента трения от средней скорости относительного движения фрикционных поверхностей ведущего и фрикционного дисков и от температуры [19]

$$\mu_d(t) = \mu \left(n_v e^{-m_v v_d(t)} + 1 \right) \left(n_T e^{-m_T T(t)} + 1 \right),$$

где $T(t)$ – средняя температура в зоне фрикционного контакта, $^{\circ}C$.

Работа фрикционного взаимодействия при включении муфты в интервале времени $t = 0 \dots \tau_1$, где τ_1 – время включения без учета сил сопротивления движению, Дж,

$$W(t) = Pt - \frac{1}{2} J \omega^2(t),$$

где P – средняя мощность электродвигателя, Вт; J – момент инерции приводимого во вращение механизма, $кг \cdot м^2$; $\omega(t)$ – угловая скорость вращения механизма, c^{-1} , $\omega(t) = 0 \dots \omega_1$.

Доля работы фрикционного взаимодействия, переходящая в нагрев ведущего диска [20],

$$k_d(T) = 1 - \frac{1}{1 + \frac{\rho_k(T) C_{pk}(T) \lambda_k(T)}{\rho_d(T) C_{pd}(T) \lambda_d(T)}}.$$

Плотность теплового потока из зоны фрикционного взаимодействия в ведущий диск фрикционной муфты, $Вт/м^2$,

$$q_d(t) = \frac{k_d(t) W(t)}{\tau_1 A_d}.$$

Безразмерное время

$$f_0(T(t)) = \frac{\alpha_d(T)t}{d^2}.$$

Безразмерная относительная температура [9]

$$\theta_d(t) = f_0(t) + \frac{X^2}{2} - \frac{1}{6} + \frac{2}{\pi^2} \cos(\pi X) e^{-\pi^2 f_0(t)}.$$

Число Рейнольдса для внешней поверхности ведущего диска

$$Re_{d1}(T(t)) = \frac{\rho_v(T) v_d(t) L_d}{\mu_v(T)}.$$

Число Рейнольдса для внутренней поверхности ведущего диска

$$Re_{d2}(T(t)) = \frac{\rho_v(T) v_d(t) D_d}{\mu_v(T)}.$$

Число Прандтла

$$Pr_d(T) = \frac{\mu_v(T) C_{pv}(T)}{\lambda_v(T)}.$$

В расчетах используются корреляционные соотношения между характеристической длиной внутренних каналов между элементами муфты и скоростью воздушного потока для внутренней конвекции [21].

Коэффициент теплопередачи, $Вт / (м^2 \cdot ^{\circ}C)$,

$$\alpha_1(T) = \begin{cases} \frac{3,66 \lambda_v(T)}{D_d}, & Re_{d1} \leq 2500, \\ \frac{0,027 \lambda_v(T) (Re_{d1}(T))^{0,8}}{D_d (\mu_v(T))^{0,14}} \times \\ \times \frac{(Pr_d(T))^{\eta} (\mu_v(T_f))^{\eta}}{1}, & Re_{d1} > 2500. \end{cases}$$

Для внешней конвекции [22] коэффициент теплопередачи, $Вт / (м^2 \cdot ^{\circ}C)$,

$$\alpha_2(T) = \begin{cases} \frac{2 \lambda_v(T) 0,3387 (Pr_d(T))^{1/3} (Re_{d2}(T))^{1/2}}{L_d \left(1 + \left[\frac{0,0468}{Pr_d(T)} \right]^{2/3} \right)^{1/4}}, & Re_{d2} \leq 5 \cdot 10^5, \\ \frac{2 \lambda_v(T)}{L_d} (Pr_d(T))^{1/3} \left(0,037 (Re_{d2}(T))^{0,8} - 871 \right), & Re_{d2} > 5 \cdot 10^5. \end{cases}$$

Внутренний конвективный тепловой поток в направлении нормали к поверхности ведущего диска, Вт/м²,

$$q_1(T) = \alpha_1(T)(T - T_f).$$

Внешний конвективный тепловой поток в направлении нормали к поверхности ведущего диска, Вт/м²,

$$q_2(T) = \alpha_2(T)(T - T_f).$$

Тепловой поток в направлении ведущей оси муфты, Вт/м²,

$$q_3(T) = \frac{\lambda_d(T)(T - T_f)}{8R_d}.$$

Поток мощности теплового излучения с поверхности ведущего диска, Вт/м²,

$$q_4(T) = e_d \sigma \left((T + 273)^4 - (T_f + 273)^4 \right),$$

где σ – постоянная Стефана – Больцмана, кг/(с³ · К⁴).

Тепловой поток, идущий на нагрев ведущего диска, Вт/м²,

$$q_w(T) = q_d(T) - \sum_{i=1}^4 q_i(T).$$

Температура ведущего диска в момент времени t , °С,

$$T(t) = \frac{\theta_d(t) q_v(t) d}{\lambda_d(T)} + T(t - \tau_1).$$

Переход от безразмерного времени f_0 к t , с,

$$t = \frac{f_0(T(t)) d^2}{\alpha_d(T)}.$$

Энергия, рассеиваемая внутренней конвекцией ведущего диска за время τ_1 , Дж,

$$W_1(T) = q_1(T) A_d \tau_1.$$

Энергия, рассеиваемая внешней конвекцией ведущего диска за время τ_1 , Дж,

$$W_2(T) = q_2(T) A_d \tau_1.$$

Энергия, рассеиваемая ведущей осью муфты за время τ_1 , Дж,

$$W_3(T) = q_3(T) A_d \tau_1,$$

где A_d – площадь поперечного сечения ведущей оси, м².

Энергия, рассеиваемая тепловым излучением с поверхности ведущего диска за время τ_1 , Дж,

$$W_4(T) = q_4(T) A_d \tau_1.$$

Суммарная энергия, рассеиваемая внутренней конвекцией ведущего диска за время включения муфты, Дж,

$$W_{1\Sigma} = A_d \tau_1 \sum_{i=1}^N q_{1i}(T),$$

где N – число разбиений временного интервала.

Суммарная энергия, рассеиваемая внешней конвекцией ведущего диска за время включения муфты, Дж,

$$W_{2\Sigma} = A_d \tau_1 \sum_{i=1}^N q_{2i}(T).$$

Суммарная энергия, рассеиваемая ведущей осью муфты за время включения муфты, Дж,

$$W_{3\Sigma} = A_d \tau_1 \sum_{i=1}^N q_{3i}(T).$$

Суммарная энергия, рассеиваемая тепловым излучением с поверхности ведущего диска за время включения муфты, Дж,

$$W_{4\Sigma} = A_d \tau_1 \sum_{i=1}^N q_{4i}(T).$$

Из закона Арчарда [23] получим выражение для линейного износа фрикционной поверхности ведущего диска за время включения муфты τ_1 , м:

$$\delta_L(T(t)) = \frac{K_0}{H_d(T)} p v_d(t) \tau_1,$$

где K_0 – коэффициент износа, экспериментальное значение которого для разных материалов фрикционных пар находится в пределах $10^{-2} - 10^{-7}$; p – нормальное давление, Па; $v_d(t)$ – средняя скорость относительного движения точек фрикционных поверхностей в интервале времени от t до $t + \tau_1$, м/с.

Получим закон износа в удобной для проведения сравнительного анализа форме. Для этого выразим нормальное давление, действующее в зоне фрикционного взаимодействия, через силу прижатия фрикционного диска к ведущему диску и через площадь контактной поверхности фрикционного диска:

$$p = \frac{F_b}{A_k},$$

где F_b – сила прижатия фрикционного диска к ведущему диску, Н.

Перепишем выражение для линейного износа δ_L в виде

$$\delta_L(T(t)) = \frac{K_0}{H_d(T)} \frac{F_b}{A_k} v_d(t) \tau_1.$$

Скорость линейного износа, м/с,

$$\delta(T(t)) = \frac{K_0}{H_d(T)} \frac{F_b}{A_k} v_d(t).$$

Суммарный линейный износ фрикционной поверхности ведущего диска за время включения муфты, мм,

$$\delta_{L\Sigma} = \frac{10^3 K_0 F_b \tau_1}{A_k} \sum_{i=1}^N \frac{v_d(t)}{H_d(T)}.$$

Суммарный объемный износ фрикционной поверхности ведущего диска за время включения муфты, см³,

$$\delta_{V\Sigma} = 10^6 K_0 F_b \tau_1 \sum_{i=1}^N \frac{v_d(t)}{H_d(T)}.$$

Суммарный объемный износ фрикционной поверхности ведущего диска за время включения муфты, см³/кВт,

$$\delta_{W\Sigma} = 10^9 K_0 F_b \tau_1^2 \sum_{i=1}^N \frac{v_d(t)}{H_d(T) W(t)}.$$

Работа фрикционного взаимодействия, которая идет на износ фрикционной поверхности ведущего диска за время включения муфты, Дж,

$$W_\delta = \frac{K_1 K_0 F_b \tau_1}{A_k} \sum_{i=1}^N \frac{v_d(t)}{H_d(T)},$$

где K_1 – эмпирический коэффициент пропорциональности между работой фрикционного взаимодействия, которая идет на износ, и величиной линейного износа. Для различных фрикционных материалов $K_1 = (5 \dots 50) \cdot 10^3$, Дж/м.

Суммарные диссипативные потери энергии ведущего диска за время включения муфты, Дж,

$$W_{d\Sigma} = W_\delta + \sum_{i=1}^4 W_{i\Sigma}.$$

Математическая модель содержит аналитические зависимости для описания тепловых процессов

и процесса износа фрикционных дисков, аналогичные приведенным зависимостям для ведущего диска.

Доля работы фрикционного взаимодействия, переходящая в нагрев каждого фрикционного диска,

$$k_k(T) = 1 - k_d(T).$$

Температура фрикционного диска в момент времени t с учетом объема V_k фрикционного диска, °С,

$$T_k(t) = \frac{\theta_k(t) q_v(t) d_k}{\lambda_k(T_k)} + T_k(t - \tau_1) + \frac{q_{wk}(T_k)}{\rho_k(T_k) C_{pk}(T_k) V_k}.$$

Полученная математическая модель была дополнительно усовершенствована путем замены корреляционных соотношений между характеристическими размерами ведущего и фрикционного дисков и скоростью воздушного потока, определяющими коэффициенты теплопередачи $\alpha_1(T)$ и $\alpha_2(T)$, следующими полученными автором эмпирическими корреляционными соотношениями:

$$\alpha_{kj}(t) = \frac{1}{2\sqrt{2\pi}} \sum_{i=1}^n \frac{a_{kji}}{b_{kji}^3} e^{-\left(\ln(v_0 - v_d(t)) - \ln(c_{ji})\right)^2},$$

$k, j = 1, 2,$

где $k = 1$ соответствует ведущему диску, $k = 2$ – фрикционному диску; $j = 1$ для внутренней конвекции, $j = 2$ для внешней конвекции; n – число слагаемых в корреляционном соотношении; a_{kji} , b_{kji} , c_{kji} – эмпирические коэффициенты, зависящие от конструкции фрикционной муфты.

Выводы

Результаты численных экспериментов, проведенных с применением математического пакета MATLAB, показали, что при одинаковых начальных условиях при многократном циклическом включении и выключении фрикционных муфт, предназначенных для машиностроения, традиционной и новой конструкций наблюдаются различия как тепловых процессов, так и процессов изнашивания. Фрикционная муфта новой конструкции может быть охарактеризована более плавным ростом контактных температур в зоне фрикционного взаимодействия до существенно, в 2–3 раза, меньших максимальных значений, что также способствует уменьшению скорости линейного износа, линейного и объемного износа рабочих поверхностей ведущего диска и фрикционных дисков муфты нового типа,

согласно зависимости твердости фрикционного материала от контактной температуры. Понижение температуры приводит к реализации более высоких значений коэффициента трения скольжения, в соответствии с зависимостью коэффициента трения скольжения от температуры, что улучшает работу фрикционной муфты. Наличие воздушных каналов между конструктивными элементами фрикционной муфты нового типа, а также вращение вокруг своих осей фрикционных дисков в интервалы включения и выключения муфты способствует лучшей внутренней и внешней конвекции ведущего диска и фрикционных дисков, что также способствует снижению рабочих значений температуры.

Полученные в ходе исследования аппроксимационные зависимости будут полезны при проектировании и постановке численных экспериментов работы узлов и механизмов, использующих в своей работе фрикционные пары, например таких, как фрикционные приводы, преобразующие вращение в линейное перемещение и наоборот, а также дисковые тормоза для машиностроения, включая станкостроение. В указанных узлах трения и фрикционных механизмах также может быть весьма эффективно применено сложное относительное движение рабочих поверхностей фрикционных пар.

Исследование не имело спонсорской поддержки. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Список литературы

1. Бабаджанов С.Х., Дустова Ф.Х. Фрикционные муфты на швейных машинах, процессы сцепления и расцепления // Молодежь и наука: шаг к успеху: сб. науч. ст. 4-й Всерос. науч. конф. перспективных разработок молодых ученых, г. Курск, 19–20 марта 2020 г. – Курск: Изд-во Юго-Запад. гос. ун-та, 2020. – Т. 5. – С. 28–32.
2. Friction behavior of pre-damaged wet-running multi-plate clutches in an endurance test / T. Schneider, K. Voelkel, H. Pflaum, K. Stahl // Lubricants. – 2020. – Vol. 8(7). – P. 68. DOI: 10.3390/lubricants8070068
3. Thermal stress analysis of dry friction clutches / O.I. Abdullah, J. Schlattmann, H. Jobair, N.E. Beliardouh, H. Kaleli // Industrial Lubrication and Tribology. – 2020. – Vol. 72, no. 2. – P. 189–194. DOI: 10.1108/ILT-05-2018-0176
4. Static and dynamic analysis of single plate clutch in four wheeler application using ANSYS / P. Viswabharathy, G. Vigneshwar, M. Pragadhishwaran, M. Gopalakrishnan // Int. J. of Emerging Techn. in Eng. Res. – 2017. – Vol. 5, iss. 3. – P. 222–233.
5. Gouse seema begum S., Santosh Priya K., Noor Mahammed S. Design and transient analysis of friction clutch plate for two wheeler by using ANSYS // Int. J. of Adv. Sci. and Techn. – 2019. – Vol. 28(19). – P. 181–187. – URL: <http://serc.org/journals/index.php/IJAST/article/view/2510> (accessed 7 August 2021).

6. Barve N.A., Kirkire M.S. Analysis of single plate friction clutch using finite element method // Int. J. of Adv. Sci. Res. and Eng. Trends. – 2017. – Vol. 2, iss. 11. – P. 273–276.
7. Parameters distribution characteristics of material fatigue life based on improved bootstrap method / M. Zhang, X. Liu, Y. Wang, X. Wang // Int. J. Damage Mech. – 2019. – Vol. 28(5). – P. 772–793. DOI: 10.1177/1056789518792658
8. Modepalli G. Clutch assembly modeling and dynamic analysis // Int. J. of Mech. and Prod. Eng. – 2015. – Vol. 3, iss. 11. – P. 102–107.
9. Harish K., Kumar Y.D. Optimization of friction clutch for various friction materials // Int. J. of Res. – 2017. – Vol. 4, no. 17. – P. 3493–3498.
10. Dhengre N., Mogra A., Gupta A. Investigating behaviour of multi-clutch plate frictional materials using ANSYS // Int. J. of Appl. Eng. Res. – 2018. – Vol. 13, no. 16. – P. 12657–12662.
11. Life cycle prediction and evaluation of clutch friction plate considering wear models and thermal stress / M. Zhu, X. Liu, F. Kan, Z. You // J. of Tribol. – 2021. – Vol. 143(4). – P. 041701. DOI: 10.1115/1.4048383
12. Cakmak T., Kilic M. Estimation of friction surface temperature of a dry clutch // Int. J. of Heavy Vehicle Sys. – 2020. – Vol. 27, no. 5. – P. 683–702. DOI: 10.1504/IJHVS.2020.111259
13. Войтенко В.А. Плавный пуск дискового режущего инструмента за счет применения фрикционной муфты со сложным относительным движением поверхностей фрикционной пары // Ресурсосберегающие технологии производства и обработки давлением материалов в машиностроении. – 2021. – № 2 (35). – С. 39–49.
14. Heat Transfer Module User's Guide. Version: 5.4. 2018. COMSOL. – URL: <https://doc.comsol.com/5.4/doc/com.comsol.help.heat/HeatTransferModuleUsersGuide.pdf> (accessed 01 July 2021).
15. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники: справ. – М.: Атомиздат, 1968. – 485 с.
16. Теплофизические свойства веществ [Электронный ресурс]: справ. – URL: http://temperatures.ru/pages/teplofizicheskie_svoistva_veschestv (дата обращения: 01.07.2021).
17. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 721 с.
18. Чиркин В.С. Теплофизические свойства материалов: справ. рук-во. – М.: Физматгиз, 1959. – 356 с.
19. Lee N.J., Kang C.G. The effect of a variable disc pad friction coefficient for the mechanical brake system of a railway vehicle // PLoS ONE. – 2015. – Vol. 10(8). – e0135459. – URL: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0135459> (accessed 5 July 2021).
20. Сахин В.В. Теплообмен в однородной среде (теплопередача) [Электронный ресурс]: учеб. пособие // БГТУ «Военмех» им. Д.Ф. Устинова. – СПб.: Лань, 2017. – 121 с. – URL: <https://e.lanbook.com/book/121813> (дата обращения: 01.07.2021).
21. Chen J., Gao F. Temperature field and thermal stress analyses of high-speed train brake disc under pad variations // The Open Mech. Eng. J. – 2015. – No. 9. – P. 371–378.
22. Codina R. Comparison of some finite element methods for solving the diffusion-convection-reaction equation // Comp. Meth. Appl. Mech. Engrg. – 1998. – Vol. 156. – P. 185–210.
23. Archard J.F. Wear theory and mechanisms. Wear Control Handbook. – N.Y.: ASME, 1980. – 80 p.

References

1. Babadzhanyan S.Kh., Dustova F.Kh. Friction clutches on sewing machines, clutch and decoupling processes. *Molodezh' i nauka: shag k uspekhu: sbornik nauch. statey 4-y Vserossiyskoy nauch. konferentsii perspektivnykh razrabotok molodykh uchennykh* [Youth and science: a step towards success: collection of scientific papers. articles of the 4th All-Russian scientific conferences of promising developments of young scientists], Kursk: Publishing house of the South-West State University, 2020, pp. 28–32.
2. Schneider T., Voelkel K., Pflaum H., Stahl K. Friction Behavior of Pre-Damaged Wet-Running Multi-Plate Clutches in an Endurance Test. *Lubricants*. 2020; 8(7):68. <https://doi.org/10.3390/lubricants8070068>
3. Abdullah O.I., Schlattmann J., Jobair H., Beliardouh N.E. and Kaleli H. Thermal Stress Analysis of Dry Friction Clutches. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2020, vol. 72, no. 2, pp. 189-194. <https://doi.org/10.1108/ILT-05-2018-0176>
4. Viswabharathy P., Vigneshwar G., Pragadhiswaran M., Gopalakrishnan M. Static and Dynamic Analysis of Single Plate Clutch in Four Wheeler Application Using ANSYS. *International Journal of Emerging Technologies in Engineering Research*, 2017, vol. 5, iss. 3, pp. 222–233.
5. Gouse seema begum S., Santosh Priya K., Noor Mahammed S. Design and Transient analysis of Friction Clutch plate for two wheeler by Using ANSYS. *International Journal of Advanced Science and Technology*, 28(19), 181–187. Retrieved from <http://sersc.org/journals/index.php/IJAST/article/view/2510>
6. Barve N.A., Kirkire M.S. Analysis of Single Plate Friction Clutch Using Finite Element Method. *International Journal of Advance Scientific Research and Engineering Trends*, 2017, vol. 2, iss. 11, pp. 273–276.
7. Zhang M., Liu X., Wang Y., and Wang X. Parameters Distribution Characteristics of Material Fatigue Life Based on Improved Bootstrap Method. *Int. J. Damage Mech.*, 2019, 28(5), pp. 772–793. [10.1177/1056789518792658](https://doi.org/10.1177/1056789518792658)
8. Modepalli G. Clutch Assembly Modeling And Dynamic Analysis. *International Journal of Mechanical And Production Engineering*, 2015, vol. 3, iss. 11, pp. 102–107.
9. Harish K., Kumar Y.D. Optimization of Friction Clutch for Various Friction Materials. *International Journal of Research*, 2017, vol. 4, no. 17, pp. 3493–3498.
10. Dhengre N., Mogra A., Gupta A. Investigating Behaviour of Multi-Clutch Plate Frictional Materials using ANSYS. *International Journal of Applied Engineering Research*, 2018, vol. 13, no. 16, pp. 12657–12662.
11. Zhu M., Liu X., Kan F., You Z. Life Cycle Prediction and Evaluation of Clutch Friction Plate Considering Wear Models and Thermal Stress. *Journal of Tribology*, 2021, 143(4): 041701 <https://doi.org/10.1115/1.4048383>
12. Cakmak T., Kilic M. Estimation of friction surface temperature of a dry clutch. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 2020, vol. 27, no. 5, pp. 683–702. DOI: [10.1504/IJHVS.2020.111259](https://doi.org/10.1504/IJHVS.2020.111259)
13. Voytenko V.A. Smooth Start of Disk-Cutting Tool due to Use of Friction Clutch with Complex Relative Movement of Areas on Friction Pair. *Resursosberegayushchiye tekhnologii proizvodstva i obrabotki davleniyem materialov v mashinostroyenii* [Resource-Saving Technologies of Manufacturing and Tooling of Materials by Pressure in Mechanical Engineering], 2021, no. 2 (35), pp. 39–49.
14. Heat Transfer Module User's Guide. Version: 5.4. 2018. COMSOL // Available at: <https://doc.comsol.com/5.4/doc/com.comsol.help.heat/HeatTransferModuleUsersGuide.pdf> (Accessed July 2021).
15. Chirkin V.S. *Teplofizicheskiye svoystva materialov yadernoy tekhniki. Spravochnik*. [Thermophysical Properties of Materials for Nuclear Technology. Handbook]. Moscow: Atomizdat, 1968, 485 p.
16. *Teplofizicheskiye svoystva veshchestv. Spravochnik*. [Thermophysical Properties of Substances. Handbook]. Available at: http://temperatures.ru/pages/teplofizicheskiye_svoystva_veshchestv (Accessed July 2021).
17. Vargaftik N.B. *Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey*. [Handbook about Thermophysical Properties of Gases and Liquids]. Moscow: Nauka, 1972, 721 p.
18. Chirkin V.S. *Teplofizicheskiye svoystva materialov. Spravochnoye rukovodstvo*. [Thermophysical Properties of Materials. Reference Guide]. Moscow: Fizmatgiz, 1959, 356 p.
19. Lee N.J., Kang C.G. The Effect of a Variable Disc Pad Friction Coefficient for the Mechanical Brake System of a Railway Vehicle // PLoS ONE. 2015. 10(8): e0135459. URL: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0135459>.
20. Sakhin V.V. *Teploobmen v odnorodnoy srede (teplotperedacha): uchebnoye posobiye*. [Heat Transfer in Homogeneous Medium (Heat Transfer): Tutorial]. St. Petersburg: BSTU "Voenmekh" named after D.F. Ustinova, 2017. 121 p. ISBN 978-5-906920-15-7. Text: electronic. Doi: Electronic Library System. Available at: <https://e.lanbook.com/book/121813> (Accessed July 2021).
21. Chen J., Gao F. Temperature Field and Thermal Stress Analyses of High-Speed Train Brake Disc Under Pad Variations // The Open Mechanical Engineering Journal. 2015. No. 9. P. 371–378.
22. Codina R. Comparison of Some Finite Element Methods for Solving the Diffusion-Convection-Reaction Equation // Comp. Meth. Appl. Mech. Engrg. 1998. Vol. 156. P. 185–210.
23. Archard J.F. *Wear Theory and Mechanisms*. Wear Control Handbook. New York: ASME, 1980. 80 p.

Получено 9.08.2021

Принято 10.11.2021

Опубликовано 30.12.2021

Сведения об авторе

Войтенко Владимир Афанасьевич (Луганск) – кандидат технических наук, доцент, завкафедрой микро- и нанoeлектроники Луганского государственного университета им. В. Даля, e-mail: vlvoytenko@gmail.com.

About the author

Vladimir A. Voytenko (Lugansk,) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department of Micro- and Nanoelectronics, Vladimir Dahl Lugansk State University, e-mail: vlvoytenko@gmail.com.