

МЕХАНИКА, МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.833.3

В.Н. Анферов, А.В. Кузьмин, Р.К. Коваленко

Экспериментальное исследование коэффициента трения в спироидном зацеплении на дисково-роликовом стенде

В статье дано описание конструкции, устройства и принципа работы дисково-роликового лабораторного стенда, а также подхода к выбору узла трения для физического моделирования процессов трения, происходящих в спироидном зацеплении. Приведена методика проведения эксперимента и результаты экспериментальных исследований коэффициента трения в спироидном зацеплении. В заключении статьи сделан ряд выводов о влиянии характеристик контакта (контактных напряжений, скорости скольжения, температуры масла) на величину коэффициента трения.

Ключевые слова: *спироидная передача, зацепление, коэффициент трения.*

В зацеплении передач с перекрещивающимися осями (к числу которых относится *спироидная* передача) при относительном перемещении контактирующих поверхностей звеньев происходят крайне сложные физические и физико-химические процессы, которые, однако, численно отражаются в одном безразмерном коэффициенте трения скольжения f . В настоящее время отсутствует надежная и применимая для практических расчетов теория, математически описывающая зависимость коэффициента f от множества влияющих на него факторов. Определение закономерностей раздельного влияния отдельных факторов на процесс трения в зубчатых передачах также представляет исключительную сложность или невозможность [1, 2].

Проведение натурных экспериментов по определению коэффициента трения в зацеплении зубчатой передачи представляется очень трудоемким и дорогостоящим процессом, но при этом результаты такого эксперимента будут справедливы только для испытываемой передачи и ее действительных параметров. Для передач со значительно отличающимися рабочими параметрами результаты такого эксперимента будут иметь крайне низкую практическую ценность.

Отсюда следует, что для изучения процессов трения во фрикционных парах механических передач целесообразно использовать физическое моделирование на специальных лабораторных установках, называемых машинами трения. Тела трения таких установок, в отличие от звеньев моделируемых передач, имеют значительно более простую геометрию (а потому просты и дешевы в производстве), но при этом максимально

точно моделируют действительные параметры взаимодействия. Кроме того, конструкция стендовой установки позволяет изменять моделируемые параметры в широких пределах, т.е. моделировать зацепление передач со значительно отличающимися параметрами.

Весьма высокой эффективностью в моделировании зубчатых передач обладает метод роликовой аналогии [3, 4, 5]. Данный метод широко применяется при исследовании процессов трения в передачах с пересекающимися и перекрещивающимися осями валов [6]. Роликовая аналогия представляет собой метод физического моделирования, основанный на общности физико-механических и физико-химических процессов, происходящих в области контакта фрикционных пар зубчатых передач и простых по геометрической форме тел. Этот метод применяется для решения широкого круга инженерных задач, связанных с изучением процессов трения и изнашивания. В частности, метод роликовой аналогии используется для изучения процессов формирования смазочного слоя в области контакта трущихся тел, а также для определения действительных значений коэффициента трения [7].

На кафедре «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» Сибирского государственного университета путей сообщения разработан и изготовлен стенд для моделирования процессов трения, в котором использован дисково-роликовый узел трения. Выполненные на стенде исследования и анализ их результатов [7, 8] выявили пригодность данного стенда для моделирования фрикционного взаимодействия в спироидном зацеплении.

Конструкция узла трения

Анализ возможных конструкций узла трения стенда, проведенный В.Н. Анферовым и В.И. Гольдфарбом [8, 9, 10], показал, что для физического моделирования спироидного зацепления наиболее пригодна схема «ролик-диск с пересекающимися осями». Такая схема позволяет выполнить ряд условий, необходимых для обеспечения идентичности контакта в спироидной передаче и модели:

- а) создать одинаковые контактные напряжения σ_H ;
- б) обеспечить кинематику контактирующих тел, аналогичную той, что возникает в зацеплении реальной передачи;
- в) выбрать конструкционные и смазочные материалы контактирующих звеньев одних и тех же марок и сорта;
- г) обеспечить одинаковую твердость и качество обработки взаимодействующих тел на модели и в передаче.

Общий вид узла трения стенда для моделирования фрикционных процессов в спироидном зацеплении показан на рис. 1.

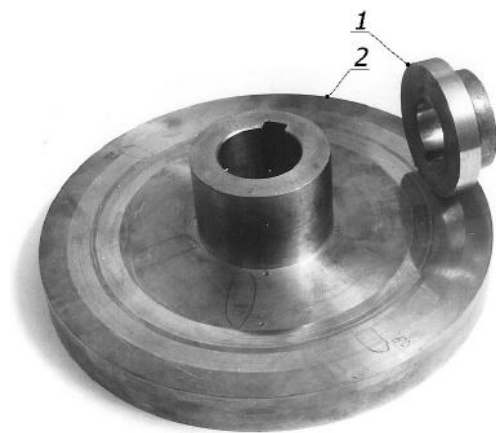


Рис. 1. Узел трения стенда:
 1 – ролик; 2 – диск

Принципиальная схема узла трения показана на рис. 2. В состав узла трения входят два тела: ролик 1, вращающийся относительно продольной оси aa , и диск 2, вращающийся относительно оси bb . Каждое тело имеет привод от собственного электродвигателя: ролик приводится во вращение с угловой скоростью ω_1 , диск – с угловой скоростью ω_2 ; при этом угловую скорость ролика можно изменять в широких пределах, а угловая скорость диска равна фиксированному значению.

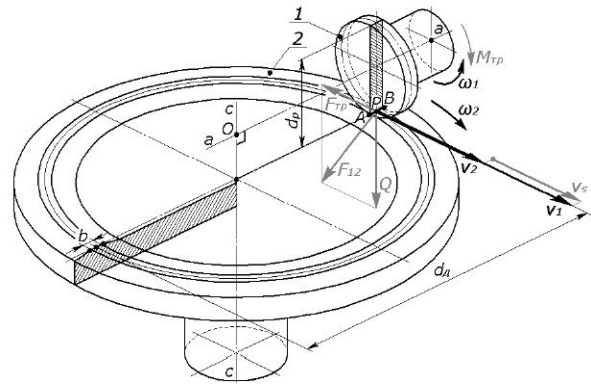


Рис. 2. Принципиальная схема узла трения стенда:
 1 – ролик; 2 – диск

Ролик боковой цилиндрической поверхностью контактирует с торцевой плоскостью диска, при этом область контакта теоретически сводится к прямолинейному отрезку AB , на котором ролик скользит по диску с относительной скоростью v_s . Таким образом, моделируется линия контакта между витком спироидного червяка и зубом колеса, а также кинематическое и силовое взаимодействие между ними.

Конструкция и принцип работы стенда

Общий вид стенда показан на рис. 3. Стенд состоит из двух модулей: контрольно-управляющего модуля 1 и модуля узла трения 2. Принципиальная схема стенда показана на рис. 4.

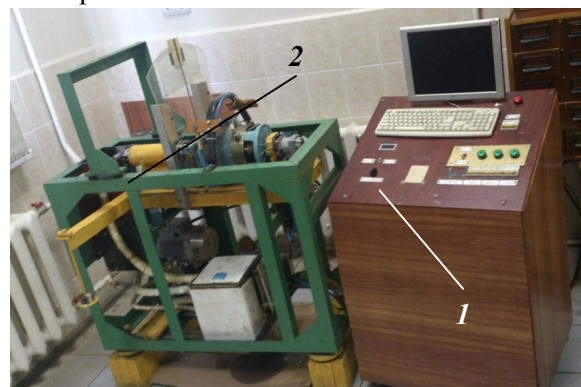


Рис. 3. Общий вид стенда для моделирования спироидного зацепления:
 1 – модуль контрольно-управляющий; 2 – модуль узла трения

Основой модуля узла трения (см. рис. 4) служит рама 17, к которой крепятся все агрегаты и узлы модуля. Всего в данном модуле можно выделить три основных функциональных узла: привод ролика, привод диска и насосную станцию.

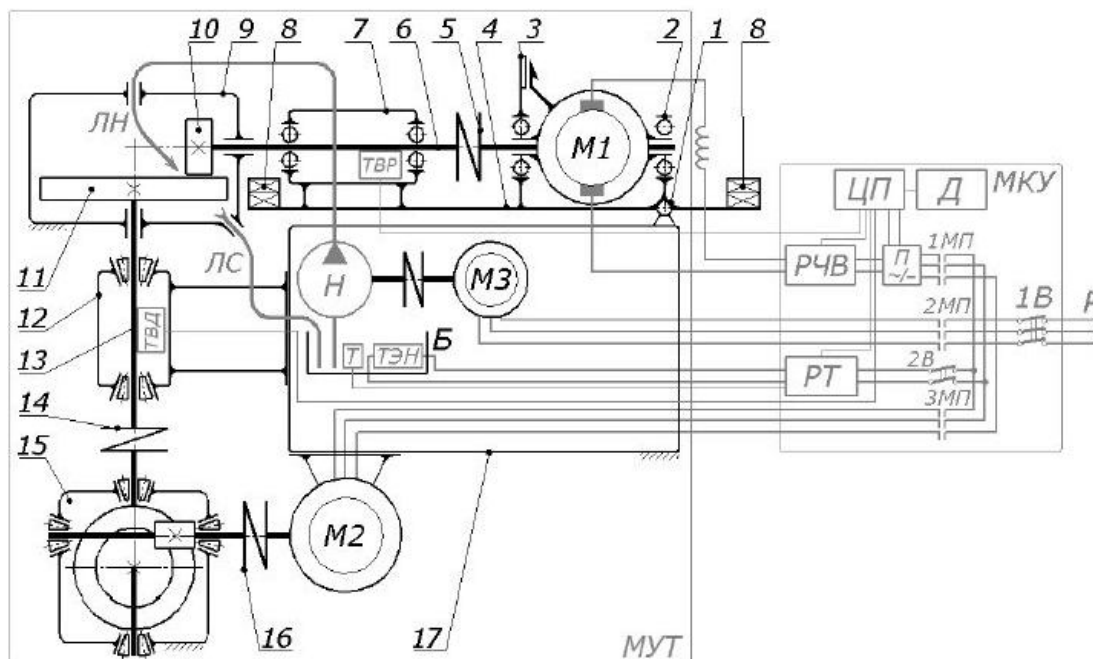


Рис. 4. Принципиальная схема стенда для моделирования спироидного зацепления:

МУТ – модуль узла трения; МКУ – модуль контрольно-управляющий; 1 – шарнир крепления привода ролика к раме; 2 – узел подшипниковый электродвигателя М1; 3 – устройство измерительное; 4 – платформа поворотная; 5 – муфта привода ролика; 6 – вал ролика; 7 – узел подшипниковый ролика; 8 – устройство нагрузочное; 9 – корпус узла трения; 10 – ролик; 11 – диск; 12 – узел подшипниковый диска; 13 – вал диска; 14, 16 – муфта привода диска; 15 – редуктор спироидный; 17 – рама модуля узла трения; Н – насос масляный; ЛН – линия масляная напорная; ЛС – линия масляная сливная; Б – бак; М1 – электродвигатель 3ДТ.31 привода ролика; М2 – электродвигатель АИР1 привода диска; М3 – электродвигатель привода насоса Н; ТЭН – нагреватель масла электрический; Т – термометр; РЧВ – регулятор частоты вращения вала М1; РТ – регулятор температуры масла; ТВД – тахометр вала диска; ТВР – тахометр вала ролика; ЦП – процессор; Д – дисплей; 1МП, 2МП, 3МП – пускатели магнитные; 1В – выключатель стенда; 2В – выключатель нагревателя; Р – разъем штепсельный

Привод ролика 10 состоит из электродвигателя М1, муфты 5 и вала 6 с подшипниковым узлом 7. Весь привод смонтирован на поворотной платформе 4, которая крепится к раме 17 в двух точках при помощи осевого шарнира 1. Третьей точкой опоры всего привода является ролик, опирающийся о торцевую поверхность диска 11, осевое перемещение которого ограничивается собственным подшипниковым узлом 12. Нормальная сила прижатия ролика к диску представляет собой опорную реакцию от части веса всего привода, приходящейся на опору-ролик; вторая часть веса всего привода воспринимается шарниром 1. Силу прижатия ролика к диску можно регулировать при помощи нагрузочного устройства 8, представляющего собой рычаги для подвешивания дополнительных грузов к поворотной платформе 4.

Привод диска 11 включает электродвигатель М2, муфты 14 и 16, понижающий спироидный редуктор 15 и вал 13 с подшипниковым узлом 12. Перемещение вала 13 ограничено радиально-упорными подшипниками узла 12 как в радиальном, так и в осевом направлениях, вследствие чего диск имеет возможность только вращаться вместе с валом относительно собственной оси.

Насосная станция состоит из насоса Н, подающего масло по напорной линии ЛН в область контакта ролика с диском, и бака Б, куда масло сливается из корпуса узла трения 9 по сливной линии ЛС. Температуру масла можно устанавливать выше температуры окружающего воздуха при помощи теплового электрического нагревателя ТЭН, расположенного в баке.

Контрольно-управляющий модуль (МКУ) содержит элементы управления электриче-

скими двигателями и приборами модуля узла трения. Важным элементом МКУ является регулятор частоты вращения $PЧВ$, при помощи которого можно регулировать частоту вращения вала двигателя постоянного тока MI путем изменения напряжения в питающей сети обмотки его якоря. $PЧВ$ позволяет задать практически любую устойчивую частоту вращения вала MI (а значит, и ролика IO) в диапазоне 400...2350 об/мин. Частота вращения диска в модуле узла трения не регулируется и равна 27,7 об/мин.

В состав МКУ входит еще один элемент управления – регулятор температуры $РТ$, при помощи которого можно задавать температуру масла в баке от температуры окружающего воздуха ($\sim 20^\circ\text{C}$) до 150°C . Температура масла в баке непрерывно отслеживается электронным термометром T , показания которого обрабатываются процессором $ЦП$, а также выводятся на отдельный дисплей D контрольно-управляющего модуля. На данный дисплей выводятся также показания тахометров валов ролика и диска (TBP и $TВД$ соответственно), при помощи которых в реальном времени отслеживается частота вращения указанных тел трения.

Главное измерительное устройство 3 стенда служит для определения величины момента сопротивления на валу двигателя MI от силы трения между роликом и диском. Корпус двигателя MI балансирно закреплен в подшипниках собственного опорного узла 2, в результате чего он (корпус) имеет возможность поворачиваться относительно продольной оси двигателя. К корпусу прикреплена стрелка измерительного устройства, которая показывает на неподвижной предварительно проградуированной шкале значение момента сопротивления вращению на валу двигателя MI . После тарировки измерительного устройства измерение момента трения на ролике происходит с достаточной для сбора опытных данных точностью.

Стенд позволяет моделировать и менять в широких диапазонах следующие параметры, необходимые для работы спироидного зацепления:

1) скорость скольжения в зацеплении – установкой соответствующего расчетного значения угловой скорости ролика;

2) длину контактного отрезка l_{AB} – путем изменения ширины ролика и ширины кольцевой дорожки диска;

3) удельную нагрузку q – путем навешивания дополнительных грузов расчетной массы на рычаги балансирной нагрузочной системы;

4) приведенный радиус кривизны в зацеплении $r_{пр}$ – изменением диаметра ролика;

5) контактное напряжение σ_n в зацеплении – подбором соответствующих значений параметров l_{AB} , q , $r_{пр}$;

6) эксплуатационные свойства и параметры смазочного масла (при его наличии) – путем полной замены масла в бачке системы смазки;

7) температуру смазочного масла – нагреванием до заданной величины при помощи электрического нагревателя;

8) материалы спироидных червяка и колеса – подбором соответствующих материалов ролика и диска соответственно;

9) твердость поверхностей витка червяка и зуба колеса – заданием соответствующей твердости поверхностей ролика и диска;

10) параметры состояния поверхностей витка червяка и зуба колеса – соответствующей механической обработкой поверхностей ролика и диска.

Методика проведения экспериментальных исследований на стенде

Динамический коэффициент трения определялся для зацепления моделируемой спироидной передачи, параметры которой приведены в табл. 1.

Рассчитанные и воспроизведенные в узле трения стенда параметры, необходимые для моделирования зацепления передачи, приведены в табл. 2.

Материалы пары трения: ролик – аналог червяка изготовлен из стали 40Х (HRCэ 53...55), диск – аналог спироидного колеса – из бронзы БрА9Ж4 ГОСТ 1628–78.

Таблица 1

Параметры моделируемой спироидной передачи

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Число передаточное спироидной пары	u_{12}	—	49
Число заходов червяка	z_1	—	1
Расстояние межосевое	a_w	мм	31,5
Модуль зацепления осевой	m_x	мм	1,375
Угол профиля лицевой стороны витка червяка	a_{xR}	град	8
Угол профиля тыльной стороны витка червяка	a_{xL}	град	32
Диаметр червяка делительный	d_1	мм	22,25
Диаметр колеса внутренний	d_{i2}	мм	68,4
Диаметр колеса наружный	d_{e2}	мм	100
Частота вращения вала червяка номинальная	n_1	мин ⁻¹	1500
Частота вращения вала колеса номинальная	n_2	мин ⁻¹	30,6
Вращающий момент на валу колеса номинальный	T_2	Н·м	30
Модуль упругости червяка и колеса приведенный	E	Па	$1,12 \cdot 10^{11}$

Таблица 2

Параметры узла трения дисково-роликового стенда

Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Значение
Диаметр ролика	d_p	мм	34
Диаметр диска расчетный	d_d	мм	90
Ширина дорожки контактной	b	мм	4
Частота вращения вала ролика номинальная	n_1	мин ⁻¹	980
Частота вращения вала диска (фиксированная)	n_2	мин ⁻¹	27,7
Скорость скольжения номинальная	v_s	м/с	1,665
Сила нормального давления номинальная	Q	Н	256
Нагрузка удельная номинальная	q	Н/мм	64
Напряжение контактное номинальное	σ_n	Па	$8,7 \cdot 10^6$
Модуль упругости ролика и диска приведенный	E	Па	$1,12 \cdot 10^{11}$

Контактные поверхности ролика и диска перед экспериментом были обезжирены, просушены и установлены на приводные шпиндели. После установки образцов осуществлялся контроль фактической области их контакта «по краске» и регулировка положений с целью получения прямого контактного отрезка на всю ширину дорожки. Перед проведением экспериментов производилась обкатка узла трения в течение 30 мин под нагрузкой, соответствующей 20 % от номинальной силы давления Q . Обкатка производилась с целью формирования необходимой начальной микрогеометрии и структуры контактных поверхностей диска и ролика.

В ходе экспериментов непосредственно в область контакта ролика и диска подавалось масло CAT TDTO SAE30, что соответствовало работе моделируемой передачи с указанным маслом. CAT TDTO SAE30 – трансмиссионное масло для коробок передач и бортовых редукторов строительных машин с переключением под нагрузкой. Заявленные производителем характеристики масла приведены в табл. 3.

Серия экспериментов была проведена для ряда рабочих температур подаваемого масла: 40; 60; 80; 100 °С. Для каждой указанной температуры эксперимент проводился при следующих скоростях скольжения между роли-

Таблица 3

Характеристики масла CAT TDTO SAE30

Параметр	Ед. изм.	Значение
Диапазон температур рабочий	°С	40...100
Вязкость кинематическая при 100 °С	мм ² /с	11,2
Вязкость кинематическая при 40 °С	мм ² /с	100
Индекс вязкости	—	97

ком и диском: 0,493; 0,760; 0,937; 1,294; 1,828; 2,539; 3,429 м/с. Также для каждой указанной температуры и скорости скольжения эксперимент проводился для различных значений удельной нагрузки q в зацеплении: 35,3; 67,5; 97,8; 127,5 Н/мм. Для каждой температуры t , скорости скольжения $v_{ск}$ и нагрузки q измерение момента трения $M_{тр}$ производилось не менее десяти раз с последующим определением среднего арифметического значения измеренной величины.

Результаты экспериментов

После измерения множества значений f_d для различных $v_{ск}$, q и t они (значения) были нанесены в виде точек на графики в системе координат $f_d(v_{ск})$. Далее по нанесенным точкам были построены аппроксимирующие логарифмические кривые функциональных зависимостей $f_d = f(v_{ск})$, с некоторой погрешностью совпадающие с действительными кривыми этих зависимостей, точные функции которых остаются неизвестными. Графики зависимостей $f_d = f(v_{ск})$ показаны на рис. 5, а, б, в, г для нагрузки Q , равной 141, 270, 391, 510 Н соответственно, и для всех четырех

температур масла в одной системе координат и в одном масштабе.

Анализ результатов экспериментов

Основным результатом проведенных экспериментов является база вычисленных действительных значений динамического коэффициента трения f_d в спироидном зацеплении для широкого диапазона скорости скольжения v_s (от 30 до 205 % номинальной скорости скольжения), нагрузки в зацеплении (от 55 до 200 % номинального значения) и для значений температуры смазочного масла CAT TDTO SAE30, охватывающих весь рабочий диапазон температур, включая крайние его значения (от 40 до 100 °С). На основании базы значений построены графики зависимости f_d от скорости v_s для различных значений температуры t и нагрузки Q .

Анализ результатов проведенных экспериментов выявил следующие явные закономерности:

- а) значение f_d уменьшается с ростом скорости скольжения в спироидном зацеплении;
- б) величина относительного уменьшения значения f_d с ростом скорости скольжения от

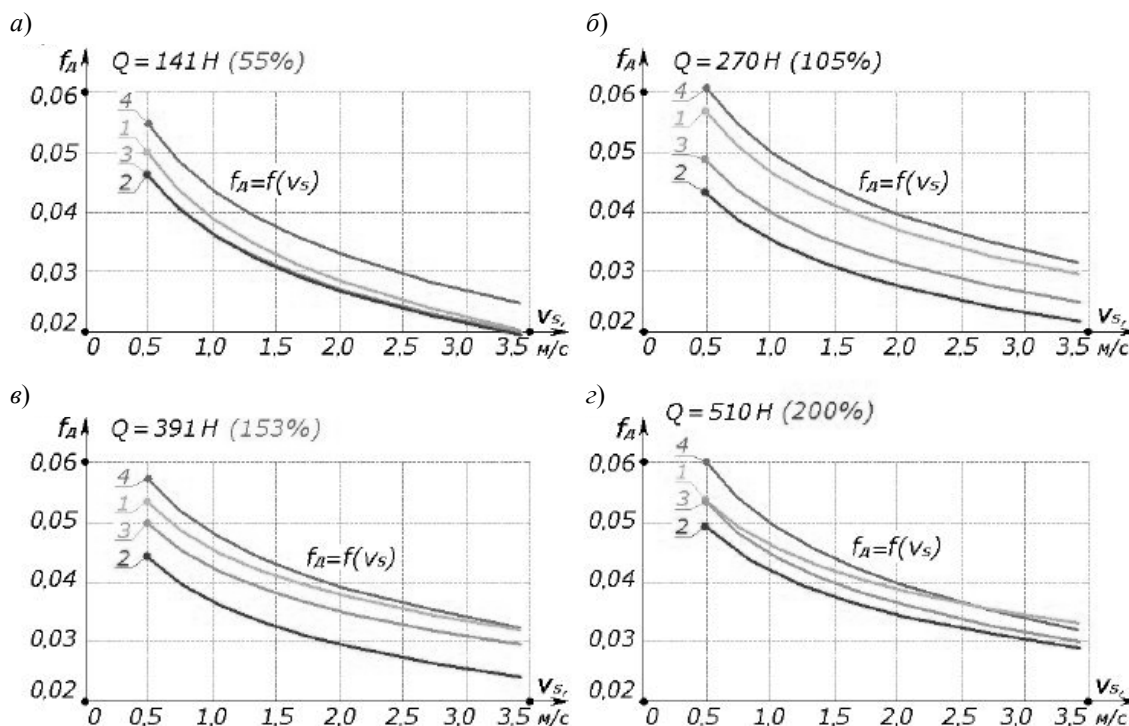


Рис. 5. Аппроксимирующие кривые зависимостей коэффициента от скорости для четырех температур масла (1 – $t = 40$ °С; 2 – $t = 60$ °С; 3 – $t = 80$ °С; 4 – $t = 100$ °С):
 а – для $Q = 141$ Н (55 % от $Q_{ном}$); б – для $Q = 270$ Н (105 % от $Q_{ном}$);
 в – для $Q = 391$ Н (153 % от $Q_{ном}$); г – для $Q = 510$ Н (200 % от $Q_{ном}$)

0,493 до 3,429 м/с мало зависит от температуры смазочного масла и в среднем для каждой температуры (40; 60; 80; 100 °С) составляет 47 %;

в) значение f_d в зацеплении уменьшается с ростом температуры масла;

г) в целом полученные данные указывают на стабилизацию фрикционных процессов в спироидном зацеплении при росте нагрузки в зацеплении.

Библиографический список

1. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: Справ. М.: Машиностроение, 1986. 223 с.
2. Крагельский И.В. Трение, изнашивание и смазка: Справ. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.
3. Буше Н.А. К вопросу о процессах, происходящих на поверхностях трения металлических материалов // О природе трения твердых тел. Минск: Наука и техника, 1968. С. 75–77.
4. Зак П.С., Шапиро И.И. Моделирующие машины для червячных передач // Вестник машиностроения. 1984. № 12. С. 6–8.
5. Решетов Д.Н. Машины и стенды для испытаний деталей. М.: Машиностроение, 1979. 343 с.
6. Зак П.С., Шапиро И.И., Байрамова Т.М. Исследование заменителей высокооловянистых бронз для червячных передач на роликовых моделях // Вестник машиностроения. 1979. № 2. С. 27–29.
7. Сергеева И.В. Моделирование зацепления при проектировании приводов машин на основе спироидных передач: Дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2012. 176 с.
8. Анферов В.Н., Гольдфарб В.И. Результаты исследования коэффициентов трения в зацеплении цилиндрической спироидной передачи и проблемы совершенствования передач зацеплением // Сб. докл. науч. семинара учеб.-науч. центра зубчатых передач редукторостроения. Ижевск; М.: ИжГТУ, 2000. С. 144–148.
9. Анферов В.Н. Результаты исследования износостойкости цилиндрических спироидных передач методом роликовой аналогии // Современные информационные технологии. Проблемы исследования, проектирования и производства зубчатых передач: Сб. докл. междунар. науч. семинара. Ижевск: ИжГТУ, 2001. С. 213–218.
10. Анферов В.Н., Гольдфарб В.И. Расчетно-экспериментальная оценка ресурса по износу спироидных передач // Передачи и трансмиссии. 2002. № 2. С. 44–54.

V. Anferov, A. Kuzmin, R. Kovalenko

Investigation of friction coefficient in spiroid gearing on disk and roller equipment

Abstract. The paper concerns the design characteristics and operating principles of the laboratory disk and roller equipment, as well as the approach to the selection of a friction unit for physical modeling of friction occurring in spiroid gearing. The experimental technique and the research outcomes concerning the friction coefficient in spiroid gearing are suggested. The conclusions about the impact of the characteristics of the contact (contact stress, sliding speed, oil temperature) on the coefficient of friction are given.

Key words: *spiroid gear; gearing; friction coefficient.*

Анферов Валерий Николаевич – доктор технических наук, профессор кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: avn43@mail.ru

Кузьмин Антон Васильевич – аспирант кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: antonkuzmin@ya.ru

Коваленко Роман Константинович – аспирант кафедры «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» СГУПС. E-mail: kovalenkork@gmail.com