

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА АНТИФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ ТРАНСМИССИОННЫХ МАСЕЛ ДЛЯ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

© 2011 В.Н. Анферов, А.П. Ткачук, И.В. Сергеева, А.В. Кузьмин

Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск

Поступила в редакцию 10.11.2011

Обосновано применение метода физического моделирования для оценки антифрикционных свойств трансмиссионных масел для спироидного зацепления. Дано описание принципиального устройства диско-роликового стенда, методики проведения экспериментов, приведены результаты исследований коэффициентов трения.

Ключевые слова: спироидная передача, зацепление, узел трения, коэффициент трения, редуктор, вращающий момент, смазочное масло

Несмотря на значительные успехи в области создания приводов машин различного назначения и в настоящее время существуют неиспользованные резервы, позволяющие существенно повысить наиболее значимые технические показатели – надежность и долговечность. К числу таких резервов следует отнести перспективу создания машин на основе спироидных передач.

Спироидная передача (рис.1) является одной из прогрессивных разновидностей передач с перекрещивающимися осями валов. По внешнему виду передача выглядит как гипоидная. По технологии изготовления они относятся к передачам червячного типа, так как нарезание спироидного колеса осуществляется инструментом, копирующим червяк передачи. Для нарезания спироидных передач применяется комплект оборудования, имеющийся на большинстве заводов, в том числе, в ремонтных и инструментальных цехах.

Предпосылками к применению спироидных передач в приводах машин являются следующие: возможность осуществления передачи движения со значительным изменением частоты вращения между валами, оси которых перекрещиваются; повышенная нагрузочная способность, надежность и долговечность, обусловленные улучшенными показателями геометрии и кинематики зацепления; высокая стойкость к ударным, вибрационным нагрузкам и кратковременным перегрузкам; большие, в сравнении с червячными передачами, КПД и износостокость; компактность, плавность хода и бесшумность работы, пониженная виброактивность; высокая кинематическая точность; возможность исключения обратного хода (самоторможение); технологичность изготовления и сборки; применение для изготовления

колеса передачи не только бронзы, а также стали и других материалов.

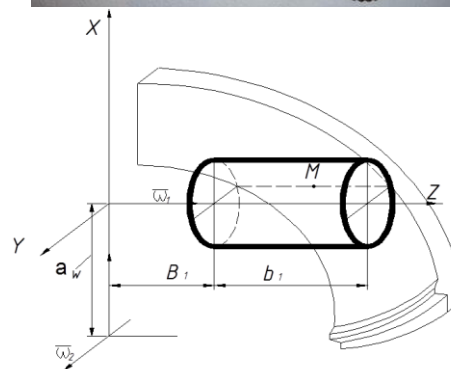


Рис. 1. Спироидная цилиндрическая передача:
 a_w – межосевое расстояние, B_1 – удаление ближнего торцевого сечения спироидного червяка от межосевой линии передачи; b_1 – длина зацепляющейся части червяка; M – расчетная точка; ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса.

При проектировании передач с перекрещивающимися осями валов и редукторов на их основе необходимо исключить характерные виды отказов и повреждений активных поверхностей звеньев.

Работоспособность передач червячного типа (в т.ч. спироидной) может быть обеспечена, если в процессе проектирования и изготовления будут устранены причины выхода их из строя.

Для передач червячного типа различают следующие вероятные виды отказов [1]: поломка зубьев колеса или, в редких случаях, витков червяка;

Валерий Николаевич Анферов - доктор технических наук, профессор кафедры механизация путей, погрузочно-разгрузочных и строительных работ
Ткачук Александр Павлович кандидат технических наук, доцент кафедры механизация путей, погрузочно-разгрузочных и строительных работ.
Сергеева Ирина Владиславовна, аспирант
Кузьмин Антон Васильевич, аспирант

пластическое разрушение рабочих поверхностей зубьев колеса от действия пиковых нагрузок; усталостное разрушение рабочих поверхностей зубьев колес от действия циклических нагрузок; износ рабочих поверхностей зубьев колес и витков червяка (витки изнашиваются значительно меньше); заедание – наиболее опасный вид отказа передач червячного типа. В случае применения высокооловянистых бронз этот вид повреждения встречается редко. Для безоловянистых бронз и сталей он лимитирует передаваемую нагрузку. При заедании резко повышается коэффициент трения в зацеплении и, если не снизить нагрузку, за очень короткий период времени происходит интенсивный износ и заклинивание передачи.

Причиной возникновения заедания является разрушение (разрыв) масляной пленки, которое наступает вследствие пластической деформации и потери смазывающих свойств масла при повышенных температурах в зоне контакта. Для появления заедания необходимо удаление окисных и адсорбционных пленок, пластическое деформирование контактирующих поверхностей, в результате которого возникает непосредственный контакт чистых (ювенильных) поверхностей [2].

Широкое распространение для оценки качества смазочных масел получили натурные испытания редукторов. Несмотря на явные преимущества натурных исследований по достоверности получаемых результатов, им присущи и недостатки: длительность и высокая стоимость, низкая производительность, невозможность изучения влияния отдельных параметров на изучаемый процесс и др. Физическое моделирование позволяет восполнить указанные недостатки. Его в разное время с успехом для изучения процессов трения и изнашивания применяли известные ученые М.М. Хрущов, М.Д. Генкин, В.Н. Кудрявцев, Ю.Н. Дроздов, М.В. Райко и другие исследователи. Метод физического моделирования базируется на общности физико-механических процессов, происходящих в зоне контакта звеньев передачи и экспериментальных образцов. Исследование на моделях позволяет резко повысить производительность исследований, снизить материальные затраты, изучить влияние отдельных параметров на процесс взаимодействия элементов передачи зацеплением.

Для оценки качества трансмиссионных масел применительно к спироидным передачам в Сибирском государственном университете путей сообщения на кафедре «Механизация путей, погрузочно-разгрузочных и строительных работ» спроектирован и изготовлен дисково-роликовый стенд (рис. 2), узел трения которого показан на рис. 3.

Основными узлами стенда (рис.3) являются регулируемые приводы диска 2 и ролика 3, насосная станция 4. Рама 1 представляет собой сварную металлоконструкцию, установленную на виброизоли-

рующих опорах. Привод диска жестко закреплен к корпусу (раме) стенда.

Привод ролика установлен на поворотной платформе, подвижность которой обеспечивает контакт образцов и их нагружение при испытаниях. При необходимости привод может быть смещен относительно платформы в перпендикулярном к оси привода направлении. Смещение ролика относительно диска в указанном направлении изменяет угол между линией контакта образцов и скоростью скольжения в интервале $45^{\circ} - 90^{\circ}$.

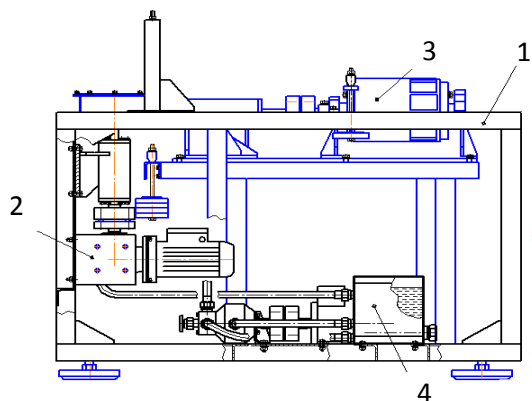


Рис. 2. Дисково-роликовый стенд:
1 – рама; 2 – привод диска; 3 – привод ролика; 4 – насосная станция.

На дисково-роликовом стенде могут проводиться экспериментальные исследования при нагрузках на образцы до 3000 Н с точностью до 5 Н. Привод обеспечивает частоту вращения от 500 до 3000 об/мин.

Поскольку стенд предназначен для моделирования спироидного зацепления применительно к механизмам подъемно-транспортных машин периодического действия, то температура масла в редукторе является переменной величиной, зависящей от продолжительности включения. С этой целью предусмотрена централизованная система смазки 4 (рис. 2), обеспечивающая температуру подаваемого в зону контакта образцов масла от 20°C до 120°C с погрешностью в 3°C .

Конструкция стенда позволяет производить предусмотренные методикой измерения: контроль нагрузки в контакте, крутящих моментов на валах

образцов, их частот вращения и температуры масла вблизи зоны трения.

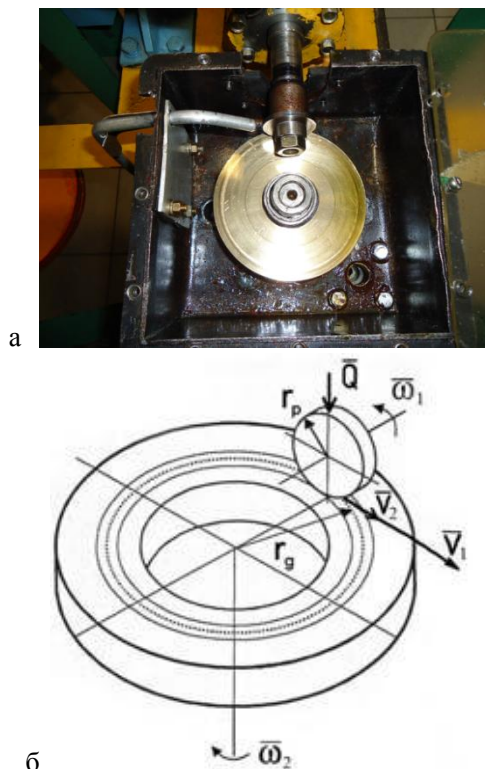


Рис. 3. Узел трения дисково-роликового стенда: а – фотография; б – схема; Q – сжимающая нагрузка (сила сдавливания в контакте); ω_1 – соответственно угловые скорости ролика и диска; V_1 – окружная скорость ролика; V_2 – окружная скорость диска на радиусе в расчетной точке; r_p – радиус ролика.

Нами проведены исследования по оценке трех сортов масел применительно к спироидной передаче. В качестве объекта для исследования выбрана цилиндрическая спироидная передача, основные характеристики которой следующие: передаточное число пары, $i = 1,5$; межосевое расстояние, мм – 31,5; материал червяка – сталь 40X (HRC₃ = 48...53); материал венца колеса – бронза БрА9Ж4 ГОСТ1628-78; рабочие поверхности витков червяка обработаны шлифованием до шероховатости не более 0,1; параметры червяка: модуль, мм – 1,375; число заходов, $z = 1$; угол подъема линии витков на делительном цилиндре, град – 15; (вид червяка – SZK1;) направление линии витков – правое; диаметр вершин витков, мм – 30; диаметр впадин, мм – 17,2; делительный осевой угол профиля витков: для правой стороны, град – 15; для левой стороны, град – 15; параметры колеса: внутренний диаметр, мм – 68,4; внешний диаметр, мм – 100.

Параметры узла трения (рис. 3) при моделировании находятся в тесной взаимосвязи с условиями контакта в спироидном зацеплении. Основными па-

раметрами являются нагрузка Q , приходящаяся на единицу длины линии контакта, окружные скорости звеньев передачи V_1 и V_2 и скорость скольжения V_s , расположение линии контакта по отношению к вектору скорости скольжения, а также температура смазочного масла $t^{\circ}\text{C}$.

В качестве примера в табл.1 представлены результаты исследования для трансмиссионного масла SAE 80W-85.

Для наглядности результаты исследований представлены в виде графиков (рис. 4).

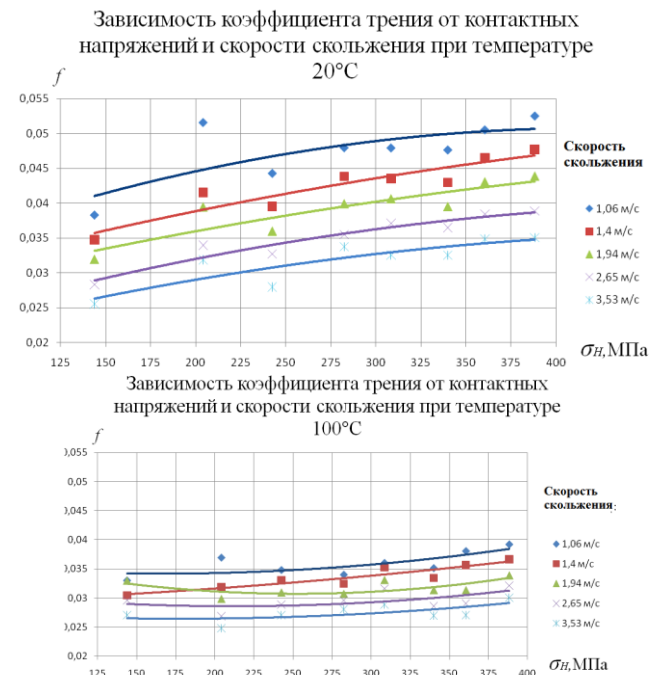


Рис. 4. Зависимость коэффициентов трения от контактных напряжений и скорости скольжения при температурах 20°C и 100°C.

Графики позволяют сделать ряд важных выводов: коэффициент трения для пары сталь 40X – бронза БрА9Ж4 ГОСТ1628-78: с увеличением скорости скольжения от 1 до 3,5 м/с, коэффициент трения уменьшается на 0,015; с увеличением температуры, коэффициент трения снижается несущественно; с увеличением нагрузки, коэффициент трения возрастает (в среднем на 0,01).

Допускаемые контактные напряжения в спироидной передаче могут быть существенно увеличены по сравнению с рекомендациями для червячных цилиндрических передач, являющихся аналогами спироидных. Согласно рекомендациям таких ученых, как М.Н. Иванов, Л.Д. Часовников, С.А. Чернавский, В.И. Анурьев, допускаемые контактные напряжения принимаются по формуле $\sigma_{H, \text{доп}} = 0,015 \cdot V_s \cdot t$. Это можно объяснить расположением контактных линий в зоне зацепления.

Последовательное расположение контактных линий (1, 2, 3, ...) в процессе зацепления червячной пары показано на рис. 5.

Направление скорости скольжения в средней заштрихованной зоне почти совпадает с направлением контактных линий, что ухудшает условия смазки. По этой причине при больших нагрузках в этой зоне

Таблица 1. Полученные значения коэффициентов трения для трансмиссионного масла SAE 80W-85

t°С	v _{ск}	f трения при σ _н (МПа)							
		143,8	204,1	242,5	282,4	308,4	339,9	360,5	388,2
20°	1,06 м/с	0,03829	0,05162	0,0443	0,04799	0,04796	0,04767	0,05056	0,05256
	1,4 м/с	0,03474	0,04155	0,03955	0,04383	0,04355	0,04298	0,04653	0,04769
	1,94 м/с	0,03195	0,03945	0,03598	0,03989	0,04061	0,0395	0,04303	0,04386
	2,65 м/с	0,02832	0,03399	0,03271	0,0355	0,03712	0,03647	0,03846	0,03887
	3,53 м/с	0,02553	0,03189	0,02795	0,03375	0,03253	0,03254	0,03483	0,03504
40°	1,06 м/с	0,03888	0,04658	0,04311	0,04515	0,04429	0,04691	0,04572	0,0478
	1,4 м/с	0,03888	0,0428	0,03955	0,0412	0,0419	0,0451	0,04398	0,04362
	1,94 м/с	0,03043	0,03861	0,03449	0,03901	0,03767	0,04071	0,03927	0,04072
	2,65 м/с	0,0279	0,03483	0,03271	0,03485	0,03473	0,03617	0,03604	0,03632
	3,53 м/с	0,02451	0,03063	0,02825	0,03243	0,03344	0,03239	0,03335	0,03295
60°	1,06 м/с	0,04396	0,03945	0,03806	0,04449	0,04153	0,04192	0,04384	0,04757
	1,4 м/с	0,03635	0,03735	0,03628	0,04186	0,03933	0,0398	0,04155	0,04386
	1,94 м/с	0,0279	0,03315	0,03419	0,03748	0,03675	0,03662	0,03927	0,04003
	2,65 м/с	0,02451	0,03022	0,03063	0,03463	0,03381	0,03344	0,0355	0,03713
	3,53 м/с	0,02198	0,02686	0,02736	0,03134	0,02959	0,03133	0,03107	0,03388
80°	1,06 м/с	0,03635	0,03651	0,03628	0,03967	0,03712	0,03889	0,03886	0,03887
	1,4 м/с	0,0355	0,03399	0,03509	0,03572	0,03583	0,03677	0,03792	0,03829
	1,94 м/с	0,03043	0,03231	0,03211	0,03375	0,03381	0,03511	0,03591	0,03632
	2,65 м/с	0,02705	0,03063	0,03122	0,03178	0,03216	0,03284	0,03402	0,03318
	3,53 м/с	0,02451	0,02728	0,02706	0,0298	0,0294	0,02996	0,03039	0,03098
100°	1,06 м/с	0,03297	0,03693	0,03479	0,03397	0,03602	0,03511	0,03806	0,03922
	1,4 м/с	0,03043	0,03189	0,03301	0,03243	0,03528	0,03344	0,03564	0,03666
	1,94 м/с	0,03297	0,0298	0,03092	0,03068	0,03308	0,03133	0,03133	0,03388
	2,65 м/с	0,02959	0,02686	0,02884	0,02959	0,03161	0,0286	0,02905	0,03214
	3,53 м/с	0,02705	0,02476	0,02706	0,02805	0,02885	0,02694	0,02703	0,03005

начинается заедание, которое в дальнейшем распространяется на всю рабочую поверхность зуба.

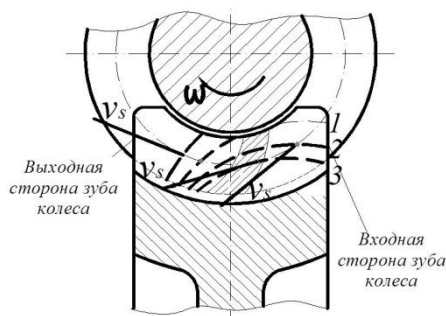
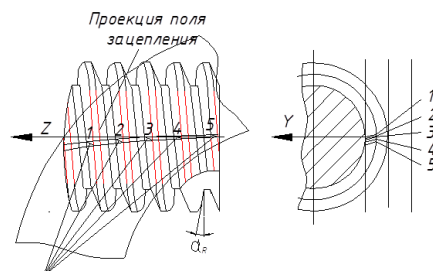


Рис. 5. Последовательное расположение контактных линий в зоне зацепления.

Из рис. 5 также видно, что со стороны входа червяка в зацепление контактные линии расположены менее благоприятно, чем со стороны выхода. В спиральной передаче линии контакта расположены более благоприятно с точки зрения образования масляного клина между контактирующими поверхностями звеньев передачи (рис. 6). Повышенную на-

грузочную способность спиральной передачи можно объяснить одновременным зацеплением большого числа зубьев и благоприятным расположением линий контакта. Приведенные результаты могут быть использованы при проектировании механизмов машин на основе спиральных передач. Информация о коэффициенте трения дает нам объективные данные в ходе расчетов при проектировании.

При достоверных данных коэффициента трения допускаемые напряжения можно принять значительно выше в сравнении с червячными цилиндрическими передачами, что позволяет нам уменьшать габариты привода, либо увеличить нагрузку и ресурс привода.



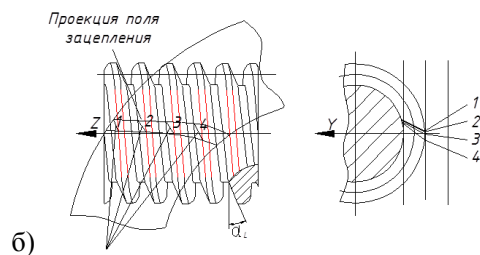


Рис. 6. Расположение контактных линий в спиroidной передаче: а) для правой сторон витков червяка; б) левой сторон витков червяка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением. Изд. 2-е переработанное и дополненное. М., «Машиностроение», 1969. 468 с.
2. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. –М.: Машиностроение, 1977. 526с.
3. Козаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. –М.: Высшая школа, 1991. 319с.

COMPARATIVE APPRAISAL FOR THE ANTIFRICTION PROPERTIES OF GEAR OILS FOR SPIROID GEAR

© 2011 V.N. Anferov, A.P. Tkachuk, I.V. Sergeeva, A.V. Kuzmin

Siberian State Transport University, Novosibirsk

Physical modeling method's application for the antifriction properties of gear oils evaluation as applied to spiroid gear have been grounded. Principle circuit of disco-roller stand, methods of experimentation, friction coefficient as a research results have been described.

Key words: spiroid gear, gearing, friction assembly, friction coefficient, reducer, torque, lubricant.

Valery Nikolaevich Anferov - the doctor technical on-uk, the professor of chair mechanization traveling, cargo handling and civil work.

Tkachuk Alexander Pavlovich Cand.Tech.Sci., the senior lecturer of chair mechanization traveling, cargo handling and civil work

Sergeeva Irina Vladislavovna- the post-graduate student

Kuzmin Anton Vasilevich- the post-graduate student