

УДК 621.833.3

Р. К. Коваленко, Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск
В. Н. Анферов, доктор технических наук, профессор, Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАЕДАНИЯ В СПИРОИДНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

В последнее десятилетие все большее применение в механизмах и приводах машин находят спироидные передачи вследствие основных преимуществ в сравнении с червячными передачами, описанными в работах В. И. Гольдфарба, А. К. Георгиева, Е. С. Трубачева, А. С. Кунивера, В. Н. Анферова и др. [1, 2].

Одним из недостатков, присущих передачам червячного класса, в том числе и спироидных, является высокая склонность к заеданию поверхностей из-за высоких значений скоростей скольжения. Заедание происходит вследствие того, что при относительном скольжении частицы одной поверхности при некоторых условиях прочно сцепляются с другой. Заедание может наступить и на смазанных рабочих поверхностях зубьев, если между ними не образуется непрерывная масляная пленка [3].

Расчета на заедание спироидных передач на данный момент нет. Косвенно эту задачу может решить тепловой расчет спироидных передач, но он не учитывает некоторые факторы, оказывающие влияние на заедание [4]. В связи с этим актуальной задачей является установление условий, при которых в спироидном зацеплении будет происходить заедание, чтобы еще на стадии проектирования его предотвратить. Тем самым появятся возможности изготовления спироидных передач из более экономичных материалов, а также возможность уменьшить запас по нагрузочной способности при проектировании передач.

Исследования спироидного зацепления на заедание проводились на физической модели, что позволило существенно сократить материальные затраты на изготовление испытательных образцов и временные затраты на подготовку к испытаниям. Для проведения испытаний на физической модели необходимо решить две задачи [5]:

1. Выделить безразмерный критерий для оценки задиростойкости спироидного зацепления.

2. Обосновать выбор физической модели соблюдением условий подобия между моделью и спироидной передачей.

Выбор безразмерного критерия производился на основе методов теории подобия и моделирования [6, 7]. Для его формулирования был проведен анализ существующих критериев заедания для различных видов передач, и на его основе выделены основные факторы, влияющие на процесс развития заедания [8].

Исследователи, изучающие вопросы заедания в других передачах, выделяют две основных причины начала развития этого процесса [9, 10]. В большинстве передач заедание наступает вследствие

больших температур в контакте и оценивается критериями на основе теории Блока. Согласно этой теории заедание наступает, когда масляная пленка при достижении критической температуры $t_{кр}$ теряет смазывающие свойства и заедание достигает третьей стадии, т. е. непосредственного контакта металлов. Суммарная температура масляной пленки t_{Σ} по формуле Блока равна сумме температуры поверхностей трения t_n и температуры вспышки t_{max} :

$$t_{\Sigma} = t_n + t_{max} \leq t_{кр}. \quad (1)$$

Второй причиной развития процесса заедания, выделяемой исследователями, является нагрузочная способность масляной пленки, т. е. разрыв масляной пленки происходит вследствие высоких нагрузок при температуре ниже критической. Критерии, основанные на данной теории, применяются только для тяжело нагруженных узлов трения [11]. В спироидной передаче, благодаря специфичности расположения зоны зацепления, условия для затягивания масла в контакт в разы лучше в сравнении с червячными передачами. Это способствует как повышению нагрузочной способности передачи, так и отводу тепла из зоны зацепления. Поэтому для спироидного зацепления предложено учитывать два комплекса факторов, оказывающих влияние на развитие процесса заедания.

Первый комплекс факторов учитывает влияние температуры по формуле Блока. Температура поверхностей трения при расчетах передач принимается равной температуре масла в редукторе. Мгновенная температура определяется согласно условию распределения температур в термическом контакте при локальном трении. Согласно работам профессора М. В. Коровчинского при стационарном термическом контакте распределение температур в области контакта и в ее окрестностях пропорционально ньютоновскому потенциалу простого слоя с плотностью, равной произведению скорости скольжения и контактных напряжений [12].

В общем случае температура вспышки пропорциональна мощности трения и обратно пропорциональна суммарной удельной теплопроводности λ материалов звеньев передачи, которые характеризуют отдачу тепла от образцов в масло:

$$t_{max} = \frac{qfv_{ск}}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad (2)$$

где q – удельная нагрузка в контакте, Н/м; f – коэффициент трения; $v_{ск}$ – скорость скольжения, м/с;

λ_1, λ_2 – удельная теплопроводность материала звеньев пары, Вт/(м·К).

Разделив обе величины на температуру t_{\max} и выразив ее из формулы (1), мы получили безразмерный критерий, оценивающий влияние температуры на заедание поверхностей:

$$K_1 = \frac{qfv_{\text{ск}}}{(t_{\text{кр}} - t_m)(\lambda_1 + \lambda_2)}. \quad (3)$$

Ниже приведен анализ размерностей величин, составляющих критерий K_1 :

$$K_1 = \frac{\text{Н/м} \cdot \text{м/с}}{(\text{К} - \text{К}) \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})} = 1. \quad (4)$$

Второй критерий основан на контактно-гидродинамической теории смазки, согласно которой толщина масляной пленки в контакте между двумя упругими цилиндрами прямо пропорциональна динамической вязкости масла, скорости движения масляного слоя и обратно пропорциональна удельной нагрузке в контакте [13]. В спиральной передаче масло в контакт образцов затягивается с суммарной скоростью качения, равной сумме окружных скоростей звеньев передачи. Соответственно этому составлен второй критерий, оценивающий кинематические параметры масляной пленки:

$$K_2 = \frac{q}{v_{\Sigma} \eta}, \quad (5)$$

где v_{Σ} – суммарная скорость качения, Вт/(м·К); η – динамическая вязкость жидкости, Па·с.

Поскольку в каталогах и свободном доступе приводятся сведения о кинематической вязкости масел и вязкостно-температурные характеристики масел, то в формулу (5) подставим зависимость кинематической вязкости μ_0 масла от динамической η :

$$\eta = \rho \mu_0, \quad (6)$$

где μ_0 – кинематическая вязкость, м²/с; ρ – удельная плотность жидкости, кг/м³;

$$K_2 = \frac{q}{v_{\Sigma} \rho \mu_0}. \quad (7)$$

Ниже приведен анализ размерностей величин, составляющих критерий K_2 :

$$K_2 = \frac{\text{Н/м}}{\text{м/с} \cdot \text{кг/м}^3 \cdot \text{м}^2/\text{с}} = 1. \quad (8)$$

Согласно первой теореме подобия перемножаем критерии 3 и 7 [14, 15]. Поскольку степень влияния каждого фактора на начало процесса заедания неизвестна, возведем критерии в степени a и b :

$$K = \left(\frac{qfv_{\text{ск}}}{(t_{\text{кр}} - t_m)(\lambda_1 + \lambda_2)} \right)^a \left(\frac{q}{v_{\Sigma} \rho \mu_0} \right)^b \leq [K_{\text{кр}}], \quad (9)$$

где a, b – коэффициенты, учитывающие влияние комплексов факторов на заедание поверхностей;

$[K_{\text{кр}}]$ – критическое значение критерия, при котором происходит разрыв масляной пленки.

Для выбора узла трения для моделирования спиральной зацепления был проведен анализ существующих схем узлов трения, используемых для испытаний на заедание [16].

По результатам проведенного анализа предложено использовать для физического моделирования спиральной передачи узел трения по схеме «диск – ролик», поскольку эта схема обеспечивает функциональное подобие. Подобие трибологических взаимодействий обеспечивается линейным контактом звеньев, а также типом, сортом и способом подачи смазочного материала в контакт.

Для обеспечения подобия физических величин между моделью и моделируемой спиральной передачей необходимо при создании лабораторной установки предусмотреть регулирование этих параметров в необходимых пределах.

Испытания проводились на установке трения, созданной на основе узла трения по схеме «диск – ролик» на кафедре «Подъемно-транспортные, путевые, строительные и дорожные машины» Сибирского государственного университета [17, 18].

Стенд позволяет моделировать и менять в широких диапазонах следующие необходимые параметры работы спиральной зацепления.

1. Скорость скольжения в зацеплении – установкой соответствующего расчетного значения угловой скорости ролика.

2. Длину контактного отрезка – путем изменения ширины ролика и ширины кольцевой дорожки диска.

3. Удельную нагрузку на единицу длины контактной линии – путем навешивания дополнительных грузов расчетной массы на рычаги балансирной нагрузочной системы.

4. Приведенный радиус кривизны в зацеплении определяется двумя путями: $r_p^n = r_p$ – изменением диаметра ролика при моделировании передач с малым значением межосевого расстояния; повышением нагрузки в контакте при $r_{\text{пр}}^n = \text{const}$.

5. Контактное напряжение σ_H в зацеплении – подбором соответствующих значений параметров 2, 3, 4.

6. Эксплуатационные свойства и параметры смазочного масла (при его наличии) – полностью путем замены масла в бачке системы смазки.

7. Температуру смазочного масла – нагреванием до заданной величины при помощи электрического нагревателя.

8. Материалы звеньев пары – подбором соответствующих материалов ролика и диска соответственно.

9. Твердость поверхностей витка червяка и зуба колеса – заданием соответствующей твердости поверхностей ролика и диска.

10. Параметры шероховатости поверхностей витка червяка и зуба колеса – соответствующей механической обработкой поверхностей ролика и диска.

Целью проводимых на дисково-роликовом стенде исследований являлось определение условий возникновения заедания для двух сочетаний материалов пары («сталь – бронза» и «сталь – сталь») в условиях идентичных работе спироидной передачи.

В качестве моделируемой передачи принята цилиндрическая спироидная передача со следующими исходными данными: межосевое расстояние $a_w = 31,5$ мм; передаточное число $u = 49$; номинальный вращающий момент на валу колеса $T_2 = 30$ Н·м.

Образцы и звенья спироидной передачи были изготовлены из одних и тех же материалов. Параметры шероховатости рабочей поверхности ролика и боковых поверхностей витков спироидных червяков соответствовали одному и тому же классу. В первом случае материал диска, являющегося аналогом колеса, – бронза БрА9Ж4 ГОСТ 1628-78, а материал ролика, являющегося аналогом червяка, – сталь 40Х (HRC₃ 48...53). Во втором случае материал диска – сталь 45 (HRC₃ 48...53), а материал ролика – сталь 40Х (HRC₃ 48...53).

Начало процесса заедания фиксировалось с помощью измерительной рычажной системы, служащей для определения коэффициента трения в контакте образцов. При возникновении заедания, а именно при контакте микронеровностей, происходит резкое увеличение коэффициента трения более чем на 30 %, что также сопровождается вибрацией лабораторного стенда. Коэффициент трения тем самым служит параметром отклика или индикатором для отслеживания возникновения заедания поверхностей.

При испытании образцов с сочетанием материалов «сталь – бронза» заедание в резкой форме не было выявлено в принятом диапазоне нагрузок, скоростей скольжения и температур.

При удельной нагрузке 255 кН/м, что равняется 400 % от номинальной для моделируемой передачи скорости скольжения 3,429 м/с (205 % от номинальной) и температуре масла 100 °С значения удельных нагрузок и скоростей скольжения были близко к граничным.

Но на практике процесс заедания не начинался, так как при контакте материал с поверхности диска, выполненного из менее твердой, чем сталь, бронзы, переносился на поверхность ролика, выполненного из стали. Тем самым при разрыве масляной пленки менее твердый материал изнашивается под действием нагрузок, передаваемых посредством образца, выполненного из более твердого материала. Ролик в данном случае исполнял роль фрезы, формируя в бронзовом диске дорожку катания. Это приводило к быстрому износу образцов без начала процесса заедания поверхностей.

При испытании образцов с сочетанием материалов «сталь – сталь» начало процесса заедания рабочих поверхностей образцов было зафиксировано при температурах 60 °С, 80 °С и 100 °С при нагрузках свыше 161 кН/м (250 % от номинальной) и при скоростях скольжения свыше 2,539 м/с (152 % от номинальной). На графике зависимостей коэффициентов трения (рис. 2, б, в, г) это можно увидеть по резкому увеличению коэффициента.

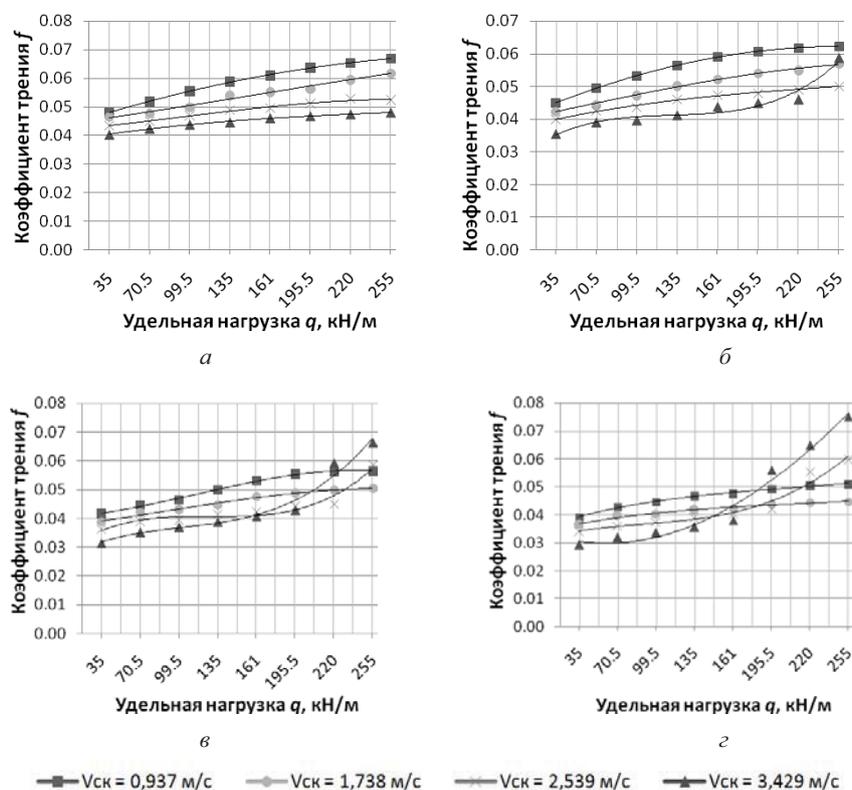


Рис. 1. Графики зависимостей коэффициента трения от скоростей скольжения при различных удельных нагрузках для сочетания материалов «сталь – сталь»: а – при температуре масла 40 °С; б – при температуре масла 60 °С; в – при температуре масла 80 °С; г – при температуре масла 100 °С

На основе полученных результатов эксперимента методами математической статистики были определены коэффициенты степеней a и b , оценивающие влияние групп факторов на процесс заедания в спиральной передаче под принятое критическое значение критерия [19].

Предложенный нами критерий позволяет еще на стадии проектирования производить проверку передачи на склонность к заеданию поверхностей, а также оценивать и сравнивать по степени опасности влияния на возникновение заедания, как различные сочетания материалов для звеньев пары, так и различные смазочные материалы.

Библиографические ссылки

1. Гольдфарб В. И. Спироидные редукторы для работы в экстремальных условиях / В. И. Гольдфарб, В. Н. Анферов, Д. В. Главатских, Е. С. Трубачев. – Ижевск, 2013. – 159 с.
2. Гольдфарб В. И. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В. И. Гольдфарб, Е. С. Трубачев, А. С. Кузнецов Е. В. Лукин, Д. Е. Иванов, В. Ю. Пузанов. – М. : Вече, 2011. – 222 с.
3. Генкин М. Д., Кузьмин Н. Ф., Мишарин Ю. А. Вопросы заедания зубчатых колес. – М. : Изд-во АН СССР, 1959. – 296 с.
4. Ковальков А. А. Проектирование механизмов подъемно-транспортных машин на основе спироидных передач с учетом теплового режима работы : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 2006. – 98 с.
5. Веников В. А. Теория подбора и моделирования (применительно к задачам электротехники) : учеб. пособие для вузов. – М. : Высш. шк., 1976. – 480 с.
6. Там же.
7. Евдокимов Ю. А., Гудима В. В., Щербаков А. В. Основы теории инженерного эксперимента : учеб. пособие. – Ростов : Изд-во РГУПС, 1994. – Ч. 1. Методы математического планирования эксперимента. – 83 с.
8. Коваленко Р. К. Выбор критерия заедания зацепления в спироидной передаче // Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. – 2016. – С. 92–97.
9. Генкин М. Д., Кузьмин Н. Ф., Мишарин Ю. А. Указ. соч.
10. Голего Н. Л. Схватывание в машинах и методы его устранения. – Киев : Техника, 1965. – 231 с.
11. Дроздов Ю. Н., Туманишвили Т. И. Расчет на заедание по предельной толщине смазочного слоя // Вестник машиностроения. – 1982. – № 4. – С. 19–24.
12. Корвчинский М. В. Основы теории термического контакта при локальном трении // Новое в теории трения. – М. : Наука, 1966.
13. Петрусевич А. И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки // Известия академии наук СССР. Отделение технических наук. – 1951. – № 2. – С. 209–223.
14. Веников В. А. Указ. соч.
15. Евдокимов Ю. А., Гудима В. В., Щербаков А. В. Указ. соч.
16. Анферов В. Н., Коваленко Р. К. Выбор физической модели для исследования заедания в зацеплении спироидной передачи // Вестник Моск. автомобильно-дорожного гос. техн. ун-та (МАДИ). – 2016. – № 4(47). – С. 33–39.
17. Там же.
18. Коваленко Р. К. К вопросу методики проведения испытаний спироидных передач на заедание // Научные проблемы реализации транспортных проектов в Сибири и на Дальнем Востоке : IX Междунар. науч.-техн. конф. «Политранспортные системы» : тезисы конференций. – Новосибирск : Изд-во СГУПС, 2016. – С. 229–231.
19. Евдокимов Ю. А., Гудима В. В., Щербаков А. В. Указ. соч.

Получено 29.01.2017

УДК 621.833

О. Н. Цуканов, доктор технических наук, доцент, Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

ВОПРОСЫ СИНТЕЗА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА БАЗЕ ЭВОЛЬВЕНТНО-КОНИЧЕСКОГО ИСХОДНОГО ЗВЕНА В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ

Обычно при синтезе зубчатых передач в качестве исходного звена принимается эвольвентное цилиндрическое зубчатое колесо, то есть проектировщики изначально привязываются к технологии изготовления, поскольку червячные фрезы, долбяки, шеверы и шлифовальные круги имеют цилиндрическую форму. Если же не привязываться к технологии изготовления, а исходить из главной цели синтеза – обеспечения наилучших качественных показателей зацепления, то в качестве исходного звена правомернее использовать эвольвентно-коническое зубчатое колесо (коническое по форме заготовки). Тогда эвольвентное цилиндрическое исходное звено будет являться его частным

случаем. Что же касается технологии изготовления тех и других колес, то их внешние эвольвентные профили зубьев предварительно формируются одним и тем же инструментом – червячной фрезой на одних и тех же зубофрезерных станках, а окончательно – эвольвентным цилиндрическим или эвольвентно-коническим шевером или червячным шлифовальным кругом [1]. Эта технология, как известно, сравнительно простая и высокопроизводительная, обеспечивающая высокую точность профиля. Эвольвентно-коническое колесо с внутренними зубьями может быть изготовлено на 3D-принтере, а окончательно его зубья могут быть сформированы в процессе обкатки эвольвентно-коническим шевером.