

Кузьменко А.Г.Хмельницкий национальный университет,
Украина**СКОЛЬЖЕНИЕ, ТРЕНИЕ И ИЗНОС ПРИ
КАЧЕНИИ ЦИЛИНДРОВ С
ПРОСКАЛЬЗЫВАНИЕМ****Содержание**

1. Общее рассмотрение проблемы
 - 1.1 Общность узлов трения и механизмов износа
 - 1.2 Этапы работ по повышению износостойкости узлов трения
 2. Механизмы и модели проскальзывания при качении
 - 2.1 Краткий перечень известных исследований
 - 2.2 Работы по взаимодействию колеса и рельса
 3. Внутреннее перекачивание цилиндров, соединенных в окружном направлении
 - 3.1 Свободное внутреннее перекачивание цилиндров разного радиуса
 - 3.2 Внутреннее перекачивание цилиндров соединенных зубчатым зацеплением
 4. Сила и коэффициент трения при качении цилиндров
 - 4.1 Определение коэффициента трения качения цилиндра или шара на плоскости
 - 4.2 Большой угол контакта в сопряжении
 - 4.3 Автоколебания при качении шпонкового соединения
 5. Экспериментальное определение проскальзывания при свободном внутреннем качении цилиндров
 - 5.1 Методика испытаний
 - 5.2 Методика обработки результатов
 - 5.3 Результаты испытаний
 6. Обсуждение результатов, выводы и рекомендации
- Литература

Введение

Основная проблема трибологии – повышение износостойкости узлов трения. Проблема – это такое состояние информации, в данной области при котором неизвестен способ увеличения ее количества в сторону развития (или улучшения с точки зрения пользы для человека).

Два основных фактора влияют на износ:

- 1) нагруженность или контактное давление в узле;
- 2) путь трения или продолжительность существования контакта.

Методы определения контактных давлений достаточно хорошо развиты и тем самым проблема определения давлений сведена к решению конкретных задач известными способами.

Существенно меньше развиты методы определения касательных сдвиговых перемещений или пути трения в контакте.

В данной работе обсуждаются вопросы определения пути трения в контакте при внутреннем и внешнем перекачивании цилиндров.

1. Общее рассмотрение проблемы**1.1. Общность узлов трения и механизмов износа**

1) Подавляющее большинство сопряжений деталей машин это внутреннее или внешнее сопряжение цилиндров. Этот факт объясняется, прежде всего, вращательным движением при механической обработке деталей.

Внутреннее сопряжение цилиндрических деталей вала и отверстия могут быть как с зазором, так и с натягом.

Из множества узлов трения в данной работе, выделяются узлы, в которых сплошной цилиндр сопрягается с полым цилиндром по разной посадке, а в процессе работы поверхности цилиндров перекачиваются друг по другу с проскальзыванием.

К таким узлам относятся: 1) сопряжения колец подшипников качения с валом и с конусом [5]; 2) шпоночные соединения [1, 2, 3]; 3) волновые передачи; 4) соединения оси и ступицы колеса в раздвижных колесных парах ж.д. вагонов [4]; 5) контакт в игольчатых подшипниках [6].

2) Можно отметить также общность видов и механизмов изнашивания цилиндрических сопряжений, работающих в условиях качения с проскальзыванием. В зависимости от посадки сопряжения при

перекатывании может быть путь трения малый при малых зазорах и достаточно большой при больших зазорах.

В случае малого пути трения и прерывистого движения наблюдается повреждаемость поверхностей в форме фреттинг-коррозии.

В случае большого и непрерывного пути трения наблюдается обычный износ, протекающий по разным механизмам.

1.2. Этапы работ по повышению износостойкости узлов трения

1) Основная проблема трибологии снижение износа и обеспечение максимального ресурса машин. Решение этой проблемы проходит, как правило, через два этапа: 1) разработка методов повышения износостойкости (ПИ) и 2) разработка расчетно-экспериментальных методов определения эффективности (ОЭ) способов и методов ПИ.

2) В соответствии с общей концепцией методов расчетно-экспериментальной оценки износа разных пар трения [7] для выполнения оценки необходимо определять контактные давления σ и путь трения s на изнашиваемых поверхностях.

3) Определение контактных давлений базируется на хорошо разработанной контактной механике сопряжения поверхностей, на решении контактных задач теории механики деформируемых тел.

4) Гораздо меньше уделяется внимание и соответственно менее разработаны методы определения пути трения или величины взаимного проскальзывания в контакте. Здесь основной задачей является на первом этапе макро кинематика взаимодействия поверхностей, а на втором этапе механика микропроскальзывания в контакте.

5) В связи с этим данная работа направлена на изучение микрокинematики и определению путей трения или проскальзывания между цилиндрами при их внутреннем качении в условиях ограничения перемещения тел как целых в окружном, касательном направлении.

2. Механизмы и модели проскальзывания при качении

2.1. Краткий перечень известных исследований

Задача описания процесса проскальзывания при качении одна из самых сложных в контактной механике. Приведем здесь только некоторые варианты механизмов проскальзывания.

О. Рейнольдс (1876 г.) полагал, что основная причина сопротивления качению деформации основана в передней и задней частях контакта. Г. Хизкоут (1921 г.) предложил механику качения шарика по желобу, основанную на разности скоростей скольжения, на периферии и в центре площадки контакта. А. Томлинсон (1929 г.) разрабатывал молекулярную теорию трения качения. А. Ишлинский (1938 г.) объяснял сопротивление качению пластическими деформациями в контакте. А. Пальмгрен (1945 г.) полагал, что главную часть в подшипнике качения составляют потери, связанные с проскальзыванием поверхностей в контакте. Д. Тейбор (1956 г.) утверждал, что явлением, связанным с упругим гистерезисом материалов принадлежит главная роль при образовании сил сопротивления качению. Д. Канвисоров (1948 г.) выдвинул предложение учитывать совместное действие различных причин, вызывающих сопротивление качению реальных тел.

Заметим, что практически все варианты механизмов качения относятся к внешнему касанию выпуклых цилиндров или шаров. Далее рассматривается внутреннее качение цилиндров.

2.2. Работы по взаимодействию колеса и рельса являются примером наиболее распространенного случая качения цилиндра по плоскости с проскальзыванием. Множество исследований в этой области посвящено исследованию процессов сцепления и износа колеса и рельса. Изучению процесса проскальзывания цилиндра на плоскости с целью установить зависимости сил трения от величины проскальзывания из чисто механических представлений при упругом взаимодействии посвящены классические работы Картера 1962 г. и Калкера 1979 г. [1]. Оригинальная модель упругого контакта колеса и рельсом в виде многогранника, перекатывающегося по плоскости, предложена Коганом А.Я. [11]. В реальном контакте неизбежны пластические деформации, что не учитывается в [2].

В работе Маркова Д.П. [10] отличается связь сцепления с понятием предварительного смещения и связь коэффициента трения с величиной проскальзывания. В этой же работе указывается на влияние вибраций и неравномерности нагрузок на проскальзывание.

3. Внутреннее перекатывание цилиндров, соединенных в окружном направлении

3.1. Свободное внутреннее перекатывание цилиндров разного радиуса

1) сначала рассмотрим простейший случай внутреннего перекатывания цилиндров, не связанных между собой в касательном направлении (рис. 1)

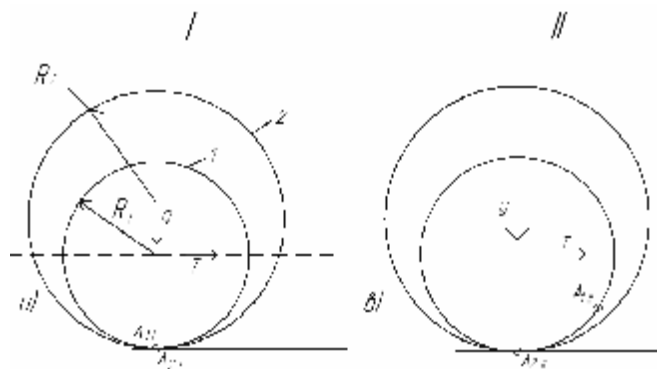


Рис. 1 – Схема контакта цилиндров разного радиуса при перекачивании

2) при действии сил Q и T наружный цилиндр катится по плоскости, а в это время внутренний цилиндр своей наружной поверхностью радиуса R_1 катится по внутренней поверхности радиуса R_2 внешнего цилиндра, путь s_2 пройденной точкой A_2 равен $s_2 = 2\pi R_2$.

Пусть наружный цилиндр при перекачивании сделал полный оборот $\varphi = 2\pi$ и точка A_2 вернулась в свое исходное положение A_{2II} пройдя путь $s_2 = 2\pi R_2$.

За это время внутренний цилиндр при перекачивании по внутренней поверхности наружного цилиндра повернется на угол j , но при этом точка A_1 пройдет путь $s_{A1} = 2\pi R_1$ и не вернется в исходное положение A_{1I} .

При этом точка A_1 не дойдет до исходного положения на величину пути длиной Δs

$$\Delta s = 2\pi A_2 - 2\pi A_1 = 2\pi \Delta, \quad (1)$$

где

$$\Delta = R_2 - R_1, \quad (2)$$

$$s = 2\pi \Delta. \quad (3)$$

3.2. Внутреннее перекачивание цилиндров, соединенное внутренним зубчатым зацеплением

1) рассматривается сопряжение с зазором Δ вала радиуса R_1 и полого цилиндра радиуса R_2 , $\Delta = R_2 - R_1$, соединенных внутренним зубчатым зацеплением с числом зубьев z (рис. 2).

2) при внутреннем перекачивании цилиндров зубьев не дают возможности скользить цилиндрам как при свободном перекачивании, на величину

$$s = 2\pi \Delta. \quad (4)$$

Эта величина пути трения распределяется между зубьями. При повороте на один зуб проскальзывания будет на величину

$$s_1 \frac{2\pi \Delta}{z}. \quad (5)$$

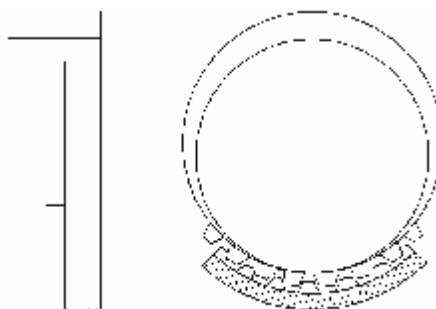


Рис. 2 – Сопряжения используются в конструкциях раздвижных колесных пар [4]

3) при внутреннем перекачивании вала по полуму цилиндру, соединенных шпонкой. Это соединение аналогично скольжению при этом зубчатому при $z = 1$, равно

$$s_{un} = \frac{2\pi\Delta}{1} = 2\pi\Delta; \quad (6)$$

4) заметим, что формулами (1-5) определяется суммарная величина проскальзывания на рассматриваемом участке схемы.

В действительности имеет место непрерывное скольжение на всем участке.

4. Сила и коэффициент трения при качении цилиндров

4.1. Определение коэффициента трения качения цилиндра или шара на плоскости

1) Ш. Кулоном [3] (1779 г.) экспериментально была установлена зависимости силы T трения качения цилиндра радиуса R по плоскости при нормальной нагрузке N в виде

$$T = f_k = \frac{N}{R}. \quad (7)$$

или

$$f_k = \frac{T}{N} R, \quad (8)$$

где f_k – величина, в дальнейшем называемая коэффициентом трения качения, имеющая размерность длины, что неудобно для сравнения трения качения в разных парах трения.

2) иногда на практике используют безразмерный коэффициент сопротивления качению

$$f_{ck} = \frac{T}{N}, \quad (9)$$

к сожалению зависящий от размеров тел и координат точек приложения сил N и T .

3) некоторый физический смысл размерного коэффициента трения можно установить из условия равновесия контактирующих тел с учетом деформации и образования площадки контакта.

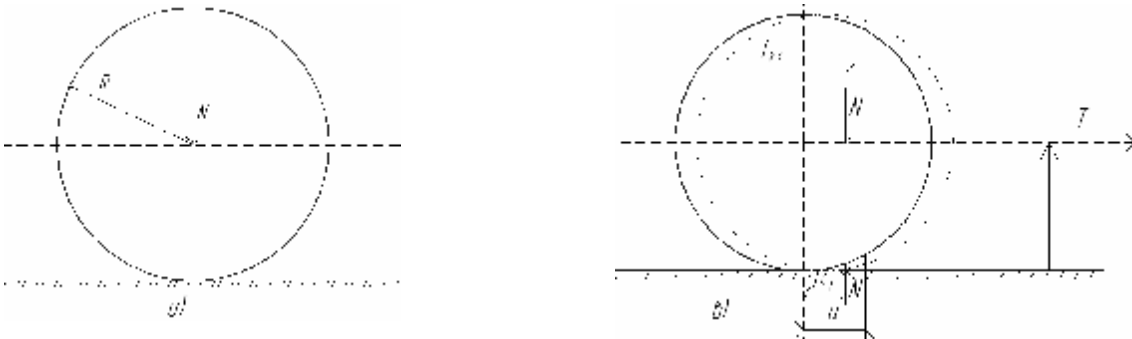


Рис. 3 – Схемы взаимодействия цилиндра и плоскости:

а) без силы T , вызывающей качение; в) при действии силы T , вызывающий перекачивание

После перекачивания цилиндра под действием силы T на величину a и смещении центра цилиндра на величину f_k цилиндр находится в равновесии под действием сил по схеме рис. 4.1, в.

4) из условия равновесия $\Sigma M = 0$ далее следует

$$Nf_k = TR, \quad (10)$$

$$f_k = \frac{T}{N} R. \quad (11)$$

Таким образом, коэффициент трения качения f_k соответствует смещению центра цилиндра или центра давления в контакте после приложения силы T , вызывающей перекачивание цилиндра.

4.2. Большой угол для контакта в сопряжении

При достаточно большом угле контакта вала и полого цилиндра при внутреннем сопряжении момент возникающий при качении создает касательные напряжения, действующие по окружности на

части площадки контакта. В зависимости от величины эти напряжения будут вызывать предварительные смещения или скольжение.

По мере качения поверхность внутреннего цилиндра будет отставать от точек цилиндра большего радиуса.

Однако в контакте по основной поверхности будут создаваться силы, приводящие в соответствии скорости вращения цилиндров.



Рис. 4 – Схема сопротивления качению при большом угле контакта

В результате будет происходить проскальзывание в контакте, аналогичное проскальзыванию при наличии шпонки.

4.3. Автоколебания при качении в шпоночном соединении

1) при непрерывном качении сила трения и проскальзывание, согласовывающие скорости вращения вала и ступицы действует постоянно.

Это является условием возникновения окружных автоколебаний вала по схеме, приведенной на рис. 5.

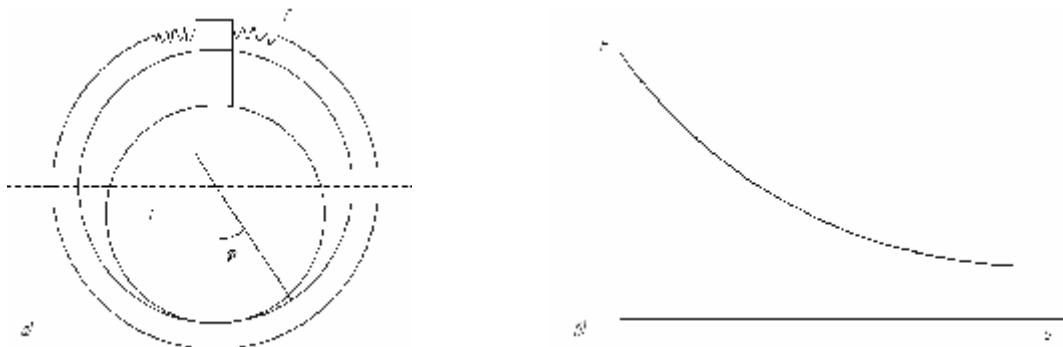


Рис. 5. – а) схема автоколебаний вала в ступице при качении; б) зависимость силы трения $F(u)$ от проскальзывания

2) автоколебания возникают при наличии нелинейности в зависимости силы трения $F(u)$ от величины проскальзывания u .

3) уравнение автоколебаний будет иметь вид

$$J \frac{du}{dt} = c\varphi - R(u) = 0, \quad (12)$$

где J – момент инерции вала, j – угловая координата, c – жесткость шпонки в контакте, $R(u)$ – нелинейная функция трения.

Уравнение (16) может быть решено [12] методом определения с разложением $R(u)$ в полином третьей степени.

В результате решения (12) могут быть найдены частоты и амплитуда автоколебаний вала внутри ступицы с использованием шпонки как жесткости.

5. Методика и результаты экспериментального определения проскальзывания при свободном внутреннем качении цилиндров

5.1 Методика испытаний

1) Схема испытаний (рис.6): пусть сплошной цилиндр (вал) радиуса R_1 (тело 1) вставлен в полый цилиндр радиуса R_2 (тело 2) и контактируют под действием силы Q в точке A_1 (тело 1) и точке A_2 (тело 2)

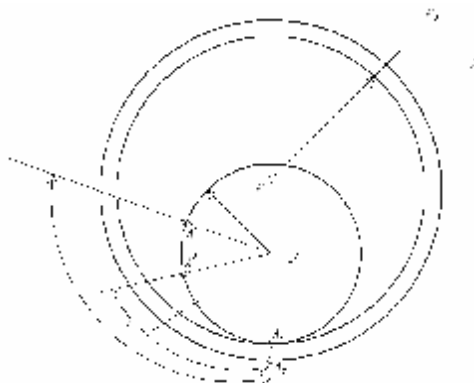


Рис.6 - Схема внутреннего свободного перекачивание цилиндров

2) Пусть цилиндр радиуса R_1 своей внешней поверхностью свободно перекачивается по внутренней поверхности радиуса R_2 .

При этом точка A_1 за полный оборот цилиндра R_1 переместится в A_1^T , пройдя расстояние s_T (теоретически)

$$s_T = 2\pi(R_1 - R_2) = 2\pi\Delta \quad (13)$$

3) Если при этом перекачивании происходило проскальзывание, то точка A_1 переместится в другое положение A_1^{ϑ} ;

4) Таким образом, за один оборот путь проскальзывания Δs определяется разностью

$$\Delta s = s^{\vartheta} - s^T = s^{\vartheta} - 2\pi\Delta; \quad (14)$$

эту величину можно измерить с любой точностью во время опыта, однако погрешность определяется одним опытом.

Точность испытаний можно повысить используя способ суммирования величины проскальзывания при некотором числе оборотов $n_1 > 1$;

Проведем испытания при таком числе оборотов n_1 , при котором точки A_1 и A_2 будут находиться на одинаковом радиусе; в этом случае суммарное проскальзывание Δs будет равно:

$$\Delta s = 2\pi\Delta, \quad (15)$$

а проскальзывание за один оборот будет равно

$$s_1 = \frac{\Delta s}{n_1} = \frac{2\pi\Delta}{n_1}; \quad (16)$$

Относительная величина коэффициента проскальзывания ε определяется соотношением:

$$\varepsilon = \frac{s_2}{2\pi R_1} = \frac{2\pi\Delta}{n_1 \cdot 2\pi R_1} = \frac{\Delta}{n_1 R_1} \quad (17)$$

5.2 Реализация методики испытаний

Были проведены испытания по определению коэффициента проскальзывания при свободном внутреннем качении цилиндров по схеме рис.6 на установке ТЭТ-3 лаборатории теоретической и экспериментальной трибологии кафедры износостойкости и надежности Хмельницкого национально-го университета.

1. Параметры установки, условия испытаний размеры

$$d_1 = 2R_1 = 34,7 \text{ мм}; d_2 = 2R_2 = 35,7 \text{ мм}; \Delta = R_2 - R_1 = 1 \text{ мм};$$

- 1) ширина образцов $B = 30 \text{ мм}$;
- 2) материал вала и втулки Сталь 45;
- 3) нагрузка на сопряжение $Q = 30 \text{ кгс}$;
- 4) скорость вращения вала $n = 1 \text{ об/с}$;

2. Порядок испытаний:

- 1) собрать установку;
- 2) приложить нагрузку;
- 3) в месте контакта на вал и втулку нанести метки в точках A_1 и A_2 ;
- 4) запустить установку;
- 5) метки начинают смещаться друг относительно друга;
- 6) считать обороты вала (внутреннего цилиндра);
- 7) зафиксировать число оборотов n_1 , при котором метки A_1 и A_2 совместятся.

3. Вычисление коэффициента проскальзывания проводится по методике п. 5.1

- 1) в результате испытаний найдено, без смазки $n_1 = 30$ оборотов; со смазкой $n_1 = 29$ оборотов.
- 2) коэффициент проскальзывания определяем по формуле (17)

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{n_1 R_1}, \text{ при } \Delta = 1 \text{ мм}; n_1 = 30; R_1 = 34,7 \text{ мм}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{30 \cdot 34,7} = 0,00096 \approx 0,001 = 0,1\%$$

со смазкой

$$\varepsilon = \frac{1}{29 \cdot 34,7} = 0,000937\%$$

- 3) путь трения s_1 при скольжении поверхности втулки по поверхности вала за один оборот равен

$$s_1 = 2\pi R_1 \varepsilon = 2\pi \cdot 34,7 \cdot 0,001 = 0,218 \text{ мм} \approx 0,2 \text{ мм}$$

Таким образом, путь трения для вала в испытанном сопряжении за один оборот получен:

$$s_1 = 0,2 \text{ мм}.$$

6. Обсуждение результатов, выводы и рекомендации

1. Качение цилиндров не соединенных в окружном направлении

1.1 Определение величины проскальзывания при качении цилиндров одна из актуальных задач контактной механики и трибологии вообще.

Не зная величины проскальзывания нельзя моделировать, то есть предсказывать износ таких узлов трения, как

- 1) сопряжения колец ПК с осью и с корпусом;
- 2) шпоночного соединения вала и ступицы колеса;
- 3) колеса и рельса и многих других сопряжения.

1.2 Попытки известных механиков от Рейнольдса до Когана А.Я. не привели и в принципе не могли привести к расчетной методике оценки величины проскальзывания при контакте цилиндров.

Дело в том, что в конечном итоге величину проскальзывания можно найти только имея достоверно определенную из эксперимента зависимость скольжения от трения и нормальных давлений.

1.3 С учетом этого вывода представляется единственно целесообразным определять величину проскальзывания при качении цилиндров только непосредственно экспериментально, и на это необходимо направить основные усилия.

Все соображения п. 1, п. 2, п. 3 относятся к качению цилиндров не соединенных в окружном направлении.

2. Качение цилиндров соединенных в окружном направлении

2.1 Проскальзывание при качении цилиндров соединенных в окружном направлении шпонкой или зубчатом зацеплении могут быть с достаточной точностью (по крайней мере, по среднему), если есть размеры сопряжения и параметры зацепления.

2.2 Проскальзывание при качении сцепленных цилиндров происходит прерывисто при движении в одну сторону. Это создает условия, при которых возникает фреттинг-коррозия в контакте.

2.3 Решающую роль на характер и величину сцепленных цилиндров играет величина зазора между валом и полым цилиндрами.

2.4 Внутреннее качение цилиндров при большой площадке контакта может испытывать эффект сцепления и соответственно гарантированное проскальзывание.

3. Направления дальнейших исследований.

Для дальнейшего развития представлений о механизме проскальзывания при качении цилиндров с последующим износом необходимо:

- 1) провести эксперименты по определению величины проскальзывания при внутреннем качении не сцепленных цилиндров;
- 2) изучить при этом влияние больших и малых углов контакта на величину проскальзывания;
- 3) провести испытания на износ при внутреннем качении
 - а) сцепленных цилиндров;
 - в) не сцепленных цилиндров.
- 4) изучить экспериментально влияние натяга и зазора на величину проскальзывания и износа цилиндров при внутреннем качении;
- 5) связать результаты испытаний указанных сопряжений с износом сопряжений колец с осью и корпусом в подшипниках качения.

4. Экспериментальное исследование проскальзывания при свободном качении.

4.1 Разработана методика определения величины проскальзывания

5. Установлено, что:

- 1) коэффициент проскальзывания при свободном качении стальных цилиндров без смазки; $\varepsilon = 0,1\% = 0,001$;
- 2) коэффициент проскальзывания при свободном качении цилиндров при смазке литол-24 равен $\varepsilon = 0,01\%$, что практически сопоставимо с проскальзыванием без смазки;
- 3) Полученные результаты могут быть использованы при расчетах и испытаниях на износ цилиндрических сопряжений, работающих в режиме качения.

Литература

1. Фастовец П.М. Визначення параметрів закону фреттингового зношування в трибоконтакті циліндра з циліндром при внутрішньому дотиканні і шпонковому з'єднанні // Проблеми трибології. – 2007. – № 4. – с. 99-105.
2. Фастовець П.М. Динамічна модель зношування шпонкового спряження // Машинознавство. – 2008. – № 8-9. – (134-135). – с. 30-34.
3. Фастовець П.М. Математичне моделювання фреттингового зношування спряження вала з підшипником качення // Проблеми трибології. – 2011. – № 3. – с. 13-20.
4. Кузьменко А.Г. Исследование контактной прочности и напряженного состояния полимерных втулок подшипников скольжения раздвижных колесных пар подвижного состава // Автореферат кандидатской диссертации по специальности (05.161. Машиноведение и детали машин): Брянск, 1971.
5. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.
6. Гура Г.С. Качение тел с трением, фреттинг. – Сочи: Дория, 2009. – 295 с.
7. Кузьменко А.Г. Методи розрахунків і випробувань на зношування та надійність. – Хмельницький: ХНУ, 2002. – 151 с.
8. Крагельский И.В., Щедров В.С. Развитие науки о трении. – М.: АН СССР, 1956. – 190 с.
9. Колгин Н.И. Механика машин. Часть IV. Трение в машинах. – М. – Л.: Машгиз, 1950. – 87 с.
10. Марков Д.П. Коэффициенты трения и сцепления при взаимодействии колеса и рельса // Вестник ВНИИЖТ, . – № 3. – с. 34-33.
11. Коган А.Я. Взаимодействия колеса и рельса при качении // Вестник ВНИИЖТ. – 2004. – № 5. – с.
12. Бидерман В.Л, Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.

Надійшла 21.11.2011