

УДК 631.3

DOI: 10.30987/article_5c8b5cea652887.12624786

А.В. Киричек, А.В. Титенок, И.А. Титенок

ПОВЫШЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Аналитически обоснован вариант повышения качественных показателей работы закрытого зубчатого зацепления.

Ключевые слова: коэффициент полезного

действия, зубчатое зацепление, смазочный материал, движение потока жидкости, завихрение, сферические частицы износа.

A.V. Kirichek, A.V. Titenok, I.A. Titenok

IMPROVING THE USEFUL ACTION COEFFICIENT TEETH GRIPPING

The option of improving the quality indicators of the operation of a closed gear is analytically justified.

Key words: efficiency, gearing, lubricant material, fluid flow, turbulence, spherical wear particles.

Введение

Коэффициент полезного действия (КПД) зубчатого зацепления имеет значительную величину в сравнении с контактирующими поверхностями других деталей машин. КПД – это качественный показатель технической эффективности устройства, и условия получения высокого значения КПД – это первый важнейший оценивающий фактор.

Создание Н.П. Петровым гидродинамической теории смазки, последовавшее за его аналитическим трудом по оптимизации очертания зубьев круглых цилиндрических колес [1; 2], а также множество важнейших открытий и изобретений инженеров и ученых завершили на рубеже 19-го и 20-го столетий 1-й этап 2-й стадии эволюции зубчатого зацепления [3]. Через теорию и конструктивно-технологический прогресс идея открытой зубчатой передачи оформилась в конструкцию закрытого редуктора с масляной ванной. Открытое зубчатое зацепление имело низкий КПД и ряд негативных показателей. Зацепление закрытой передачи приобрело высокие качественные характеристики в сравнении со своим историко-техническим аналогом. С течением времени они улучшались, но чем качественнее становилась работа зубчатой пе-

редачи, тем дороже это обходилось её создателям.

Второй оценивающий фактор состоит в следующем. Важен не только количественный показатель КПД. На надежность и долговечность работы зубчатой передачи, что взаимозависимо, влияют и другие характеристики, например устойчивость формы зубьев зацепления в процессе эксплуатации. Так, известно, что у передачи с эвольвентным профилем зубьев наибольший износ претерпевают периферийная поверхность головки и ножки зубьев, а максимальные нормальные контактные напряжения действуют в полюсе зацепления. Это сопровождается изменениями первоначальной формы зубьев и соответствующими негативными последствиями. И здесь уже не так важно то, каким высоким изначально был КПД зацепления, а возникают проблемы точности, ремонта и т.п.

Таким образом, выявляется технико-экономическое противоречие. С теоретической позиции имеем высокий КПД зубчатого зацепления. В процессе эксплуатации этот показатель варьирует, что сопровождается многими негативными явлениями.

В поиске одного из путей разрешения названного противоречия в статье изложены общие краткие сведения о КПД зубча-

того зацепления и выполнен анализ работы контактирующей и взаимно сцепляющейся рабочей среды зубчатого зацепления.

Коэффициент полезного действия зубчатого зацепления

Известно [4], что мощность, теряемая в зацеплении, складывается из мощности, затраченной на скольжение зубьев (P_C), и мощности, затраченной на перекачивание в полюсе зацепления (P_K). Мощность, затраченную на скольжение, можно найти по формуле

$$P_C = \frac{F f_C (\omega_1 + \omega_2) \left(\tau - 2\rho_1 + \frac{2\rho_1^2}{\tau} \right)}{2}, \quad (1)$$

где F – сила, передаваемая по линии зацепления, Н; ω_1, ω_2 – угловые скорости сопряженных зубьев, с^{-1} ; $\rho_1 = \tau - \rho_2$; τ – длина линии зацепления, мм; ρ_1, ρ_2 – длина участков линии зацепления относительно полюса зацепления, мм.

Мощность, затраченную на качение, можно определить как

$$P_K = C \frac{V^2}{\tau} f_K, \quad (2)$$

где C – величина постоянная, определяемая режимом работы, углом зацепления и механическими характеристиками материала зубьев колес; V – окружная скорость в полюсе зацепления, м/с.

Автор [1] резюмирует, что потери на трение скольжения в зацеплении в 17,8 раза больше, чем потери на трение качения.

Были опубликованы материалы [5], где обосновано, что формула коэффициента полезного действия μ элементарной механической системы, работа которой связана с возбуждением сил трения на поверхностях контактирующих деталей, имеет вид

$$\mu = (1 - f) \mu_{др}, \quad (3)$$

где f – коэффициент трения скольжения (f_C) или качения (f_K); $\mu_{др}$ – КПД, учитывающий потери, не связанные с трением.

В случае более сложного процесса, когда имеют место совместные взаимодействия (трение скольжения и трение качения), формула (3) принимает вид

$$\mu = (1 - f_C)(1 - f_K) \mu_{др}, \quad (4)$$

Трение в зацеплении пары внешних эвольвентных цилиндрических прямоугольных зубчатых колес имеет две составляющие – качение в полюсе зацепления, скольжение по поверхности головок и ножек зубьев со значениями, возрастающими при перемещении контакта от полюса к периферии.

Несложно определить, что в соответствии с выражением (4) КПД зубчатого зацепления с позиции диссипации полезной энергии, при условии что $\mu_{др} = 1$, будет составлять: по скольжению – $\mu_C = 0,985$, по качению – $\mu_K = 0,999$. Общий КПД зацепления в данном случае равен $\mu = 0,984$, что соответствует технической реальности.

Автор работы [6, с. 66] показал, что постоянный момент T_2 на ведомом колесе требует для поддержания равномерного вращения переменного момента T_1 ведущего колеса. Требуемая частота переменного момента в зависимости от угловой скорости ω_1 и числа зубьев z_1 составит $n_1 = \omega_1 z_1 / 2\pi$. Такие изменения современные двигатели не могут обеспечить, потому что у большинства из них $T_1 \approx \text{const}$. С позиции качественных характеристик контакта зубьев в зацеплении наиболее опасной является точка начала практической линии зацепления, где действуют наибольшие контактные напряжения и выявлен наибольший параметр износа зубьев. КПД зацепления рекомендуется оценивать формулой

$$\mu = \frac{1}{1 + \psi'}, \quad (5)$$

где ψ' – коэффициент потерь мощности.

В работе [7, с. 260] КПД зубчатого зацепления оценивается как

$$\mu = \mu_1 \times \mu_2, \quad (6)$$

где μ_1 и μ_2 учитывают соответственно потери мощности на трение между зубьями и взбалтывание масла с последующим его выдавливанием между зазорами зубьев.

В работе [8, с. 38] КПД зубчатого зацепления оценивают с дополнительными потерями в подшипниках μ_3 и уплотнениях μ_4 :

$$\mu = \mu_1 \times \mu_2 \times \mu_3 \times \mu_4, \quad (7)$$

В развернутом варианте формулы (5-7) учитывают геометрию и другие показатели передачи, но суть всех приведенных

Обоснование новшества

Широкий диапазон и разнообразное сочетание нагрузок, скоростей качения и скольжения, рабочих температур, разнообразие применяемых материалов и методов обработки приводят к тому, что характер явлений, вызывающих повреждение и разрушение зубчатых передач, может быть различным. Существующая классификация повреждений зубьев сводится к следующим видам: разрушение под воздействием изгибных напряжений и ударных напряжений; выкрашивание рабочих поверхностей зубьев (питтинг); схватывание (заедание); механический износ; пластическая деформация рабочего поверхностного слоя зубьев; химический износ.

Из этих видов повреждений только первый мало связан с характером смазки. Он протекает в корне зуба, захватывая всю его толщину, и его развитие определяется величиной нагрузки и механическими характеристиками материала зубьев. Быстро чередующиеся кромочные удары зубьев кроме дополнительных динамических нагрузок вызывают колебания элементов передачи и повышенную шумность. Снижение динамических нагрузок и шума достигается повышением точности изготовления и модифицированием зубьев. В разных условиях смазки нагрузка, вызывающая этот вид разрушения, изменяется всего до 15%.

Все остальные повреждения представляют собой разные виды износа. Они непосредственно связаны с характером смазки, и их особенности должны учитываться при выборе смазочных материалов. Питтинга не бывает без смазки. Кроме сил трения на развитие трещин влияет и состав смазок. Некоторые их компоненты, особенно присадки, взаимодействуя с металлом и кислородом воздуха, могут со-

формул в том, что они достаточно точно характеризуют зубчатое зацепление с энергетической позиции. Не так важно, каким образом будет найдено значение КПД. Большее значение имеет решение задачи по повышению качественных характеристик зацепления. Аналитическим путем в статье эта задача решена.

здавать поверхностные пленки, препятствующие развитию питтинга. Образование и развитие трещин составляет 90...95% времени всего этого процесса. Зарождение трещин – первый этап разрушения. Второй этап – развитие из трещин лунок. Это происходит тогда, когда размеры повреждений достигают определенной величины, а трещины, возникшие на глубине, выходят на поверхность. Образование лунок возможно только в присутствии масла.

При отсутствии масла трещины появляются, но в лунки они не развиваются. Росту трещин способствуют: расклинивающее действие смазочных масел на стенки трещины (эффект Ребиндера); гидростатическое давление масла на стенки трещины (в замкнутом пространстве ведет к откалыванию поверхностной части материала). В этом состоит негативное действие жидкого смазочного материала. Основатель теории гидродинамической смазки Н.П. Петров в работе «Трение в машинах и влияние на него смазочного материала» дал описание характера и значения жидкостного трения между поверхностями деталей машин. Суть его в том, что зазор между скользящими поверхностями должен иметь клиновидную форму. Смазочный материал должен заполнять зазор и непрерывно поступать в требуемом количестве. Скорость относительного перемещения одной из поверхностей должна быть такой, чтобы в масляном слое создавалось внутреннее давление за счет заклинивания смазочного материала. Смазочный материал должен полностью разделять контактирующие тела.



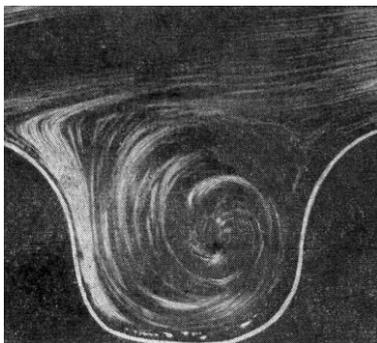
Рис. 1. Ротационный механизм движения фрагментов разрушения

Теория масляного клина, предложенная Н.П. Петровым, не утратила своей актуальности, а гидродинамическая смазка реализуется в приработанных зубчатых передачах. При взаимодействии двух контактирующих поверхностей, между которыми находятся твердые частицы износа, последние, в силу специфики свойств и при наличии определенной геометрии, могут вовлекаться во вращательное движение (рис. 1) [9, с. 224, 227]. И у элементов жидкости наблюдается подобное вращение. Связано это с простым сдвигом (завихрением) и происходит из-за кинетической энергии частиц жидкости, рассматриваемых как малые объемы. Это явление в 1956 году М. Рейнер [10, с. 44-46] назвал «teapot-эффектом». Вихри при простом сдвиге – это не прилипание жидкости, а

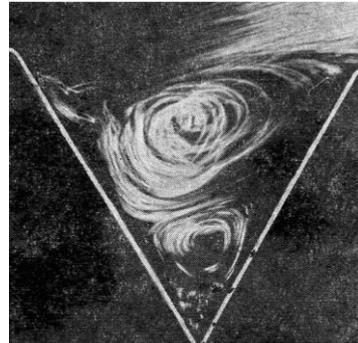
давление ее на поверхность вследствие кинетической энергии вращения вихрей. Характер движения потока жидкости около неровностей округлой и угловатой формы представлен на рис. 2 [11].

Завихрение жидкости способствует обтеканию неровностей поверхности твердого тела. В процессе эрозионного разрушения бугорки шероховатой поверхности приобретают оптимальную форму – округлую. Вихревое движение наблюдается даже вблизи кавитационных пузырьков. При движении воздушных пузырьков в воде частота близка к резонансной и потоки достигают скорости около 50 м/с [12, с. 794-811].

Нарушение структуры поверхностного слоя в процессе трения приводит к образованию частиц износа, которые деформируются специфическим образом. Приобретая сферическую или цилиндрическую форму, эти объемы масс совершают вращательное перемещение. Ротационный механизм движения является типичным для фрагментов разрушения. В результате пластической деформации сферические объемы масс материала могут размазываться по поверхности детали.



а)



б)

Рис. 2. Характер движения потока жидкости около неровностей

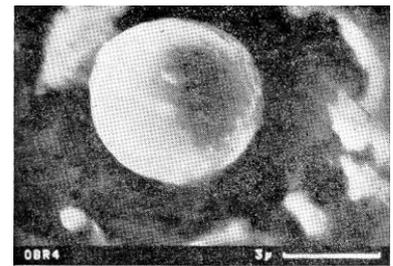


Рис. 3. Сферолит

При исследовании шариковых подшипников с помощью сканирующего электронного микроскопа в усталостных трещинах обнаружены мельчайшие сферические частицы; аналогичные частицы были обнаружены и на стекле феррографа. Микрофотография такой частицы износа представлена на рис. 3.

Известно явление спонтанного качения, возникающего при трении скольже-

ния: при некоторых режимах образуются микросферы, которые выкатывают канавки, подобные дорожкам подшипников. Коэффициент трения резко уменьшается. В таких случаях геометрическая форма элементов качения стремится к идеальной. Значение механизма спонтанного качения возрастает по мере измельчения очагов контакта и увеличения относительной не-

сущей способности поверхности за счет масштабного фактора прочности [13; 14].

Экспериментально установлено, что если размер частиц износа (любой формы) не превышает 5 мкм, то они, имея развитую поверхность, адсорбируют на себе продукты окисления масла, что может снизить интенсивность изнашивания деталей. Частицы, возможно, интенсифицируют теплопередачу между поверхностями трения. Мелкие частицы выполняют функции противоизносной и антифрикционной присадки, препятствуя непосредственному контакту трущихся поверхностей. Все это относится к частицам менее 5 мкм. Большие частицы приносят вред.

Образование сферических металлических частиц в системах качения и скольжения возможно в результате различных процессов. Образование сферических частиц износа при наличии на поверхностях контакта износостойких боридных покрытий обусловлено как агрегированием мельчайших продуктов изнашивания, так и оплавлением вторичных структур, состоящих в основном из оксидов бора и других соединений, находящихся в аморфном состоянии. Элементный анализ сферических частиц износа показал, что они содержат 47 % углерода, 34 % кислорода, 8,7 % железа, 8,2 % бора, 1,6 % серы. Так как температура плавления оксида бора составляет 450 °С, можно предположить преимущественное образование сферических частиц износа при более тяжелых режимах испытаний. Характерно, что такие сравнительно высокие температуры возникают в только объемах, составляющих не более нескольких микрометров.

Модель, в которой сферические частицы являются вторичными, соответствует экспериментальным данным. Полученные в результате эксперимента частицы не превышали 5 мкм. Однако их размер может значительно меняться – в зависимости от условий трения и свойств материала (от 2,5 до 16 мкм). Предполагают, что для образования частиц сферической формы отношение амплитуды колебаний к окружности частицы должно быть равным 1 (по разным данным, это отношение колеблется

в пределах от 0,2 до 2,4). На практике сферические частицы очень редко встречаются в трибосистемах с однонаправленным движением.

Повысить долговечность зубчатых передач можно, в значительной степени увеличив контактное взаимодействие зубьев качением, а не скольжением по всей площади поверхности зубчатого зацепления. Этот прием нашел реализацию в изобретении зубчатой передачи [15; 16], где смазочный материал снабжен микросферами. Это позволяет реализовать контактный механизм смежных поверхностей сложной формы с использованием тел качения. В процессе работы зубчатой передачи микросферы будут перемещаться к полюсу зацепления, что, по-видимому, обеспечит эффект, близкий к тому, который определен В.В. Шульцем [17] для колес, имеющих зубья с профилем естественного износа: в процессе взаимодействия поверхностей сферические частицы будут смещаться в сторону полюса зацепления зубьев передачи.

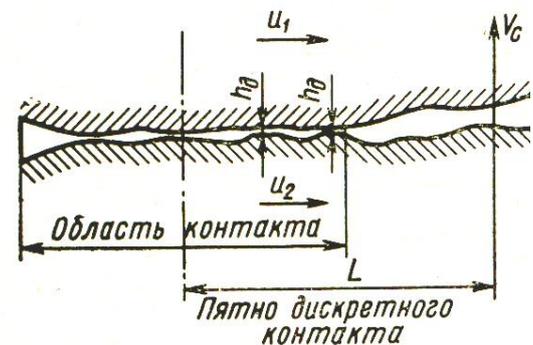


Рис. 4. Схема дискретного пятна контакта

Второй позитивный эффект новшества состоит в следующем. На рис. 4 показана схема дискретного пятна контакта [18, с. 130]. Оно состоит из группы микронеровностей и со скоростью V_C приближается к сопряженной поверхности перед образованием несущего масляного слоя (клина). Возможность увеличения несущей способности зубчатого зацепления осуществляется выбором соответствующего смазочного материала. Смазочный материал, снабженный микросферами, заполняет ими впадины микронеровностей. Это позволит за счёт перераспределения нагрузки значительно снизить взаимное

контактное напряжение между взаимодействующими поверхностями зацепления. При этом будет обеспечена смазка на микроуровне.

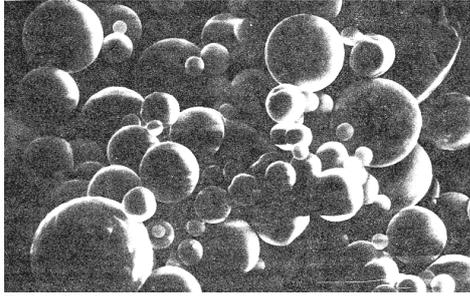


Рис. 5. Форма частиц распыленного расплава

Рассмотрим технологический аспект создания новшества. Можно получать сферические микрочастицы способом, применяемым в порошковой металлургии, – распылением расплава в среде инертных газов (рис. 5) [19, с. 194, 195]. Какого размера должны быть частицы? Интенсивность перемещения по поверхности тела и износа этой поверхности от воздействия частиц зависит от их формы [20, с. 78-83; 21, с. 144-148]. По данным зарубежных

исследований [22; 23], после достижения критического размера частиц износ металла почти не зависит от их размера (исследовались частицы размером от 0 до 70 мкм). При изменении размера частиц износа от 75 до 250 мкм интенсивность изнашивания стальных образцов постепенно уменьшается, а затем – при изменении размера частиц от 250 до 500 мкм – остается неизменной. Максимум изнашивания наблюдается при размере частиц около 40 мкм. В другом аналогичном исследовании он наблюдается при размере частиц 600 мкм. Д.Н. Гаркунов [24, с. 170, 171] приводит данные о влиянии мелких абразивных частиц на износ в том случае, когда упомянутые частицы содержатся в смазочном материале. В разное время и независимо друг от друга эти данные были получены разными исследователями (Никифоров О.А., Виноградов Г.В., Венцель С.В. и Венцель Е.С., Барабаш М.Л., Корогодский М.В., Бортник Г.И., Шпеньков Г.П.). Подобное явление можно реализовать и на макроуровне [25].

Заключение

Введенные в смазочный материал в виде присадки для улучшения качественных показателей работы зубчатого зацепления мелкие частицы (размером до 5 мкм) выполняют функции противоизносной и антифрикционной присадки. Частицы больших размеров приносят вред. Это

может быть принято как рекомендация к отбору параметров сферических частиц. Пренебрегая мдр, в соответствии с формулой (4) несложно определить значение КПД новшества: $\mu \approx 0,998$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петров, Н.П. Очертание зубцов круглых цилиндрических колес дугами круга / Н.П. Петров // Инженерный журнал. - СПб., 1970. - Т. 14. - № 12. – С. 1-33.
2. Киричек, А.В. Николай Иванович Петров: жизнь во имя науки / А.В. Киричек, А.В. Титенок, И.А. Титенок, М.М. Шурубкин, Т.А. Обыденкова, А.В. Морозова // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2017. – № 4. – С. 5-15.
3. Титенок, И.А. Внешнее цилиндрическое силовое зубчатое зацепление: этапы развития, состояние, перспектива / И.А. Титенок. – Брянск: Брян. обл. полигр. объединение, 2009. – 26 с.
4. Глушко, Г.Т. Трение в высших парах (трение в паре цилиндрических зубчатых колес) / Г.Т. Глушко // Теория передач в машинах: сб. ст. ИМАШ. - М.: ГНТИМЛ, 1963. – С. 195-203.
5. Титенок, А.В. Снижение трибонапряженности транспортирующей и спасательной техники: монография / А.В. Титенок, И.А. Титенок. – Брянск: БГАУ, 2016. – 258 с.
6. Курлов, Б.А. Цилиндрические зубчатые передачи. Вопросы анализа и синтеза геометрии, кинематики, статики, динамики, точности и прочности / Б.А. Курлов. – М.: Спутник, 2009. – 543 с.
7. Розенберг, Ю.А. Влияние смазочных масел на долговечность и надежность машин / Ю.А. Розенберг. – М.: Машиностроение, 1970. – 315 с.

8. Райко, М.В. Смазка зубчатых передач / М.В. Райко. – Киев: Техника, 1979. – 196 с.
9. Справочник по триботехнике. В 3 т. Т. 2. Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
10. Рейнер, М. Деформация и течение. Введение в реологию / М. Рейнер. - М.: ГНТИ нефт. и топлив. лит., 1963. – 381 с.
11. Ханин, М.В. Механическое изнашивание материалов / М.В. Ханин. - М.: Изд-во стандартов, 1984. – 152 с.
12. Реология. Теория и приложения / под ред. Ф. Эйриха. - М.: Изд-во иностр. лит., 1956.
13. Марченко, Е.А. О природе разрушения поверхности металлов при трении / Е.А. Марченко. - М.: Наука, 1979. - 118 с.
14. Лабунец, В.Ф. Износостойкие боридные покрытия / В.Ф. Лабунец, Л.Г. Ворошнин, М.В. Киндрачук. – Киев: Техника, 1989. – 158 с.
15. Зубчатая передача: пат. на изобрет. № 1768849: МПК⁷ F 16H 57/04 / Титенок А.В. - Опубл. 15.10.92, Бюл. № 38.
16. Зубчатая передача: пат. на полез. мод. № 31157: МПК⁷ F 16H 57/04 / Титенок И.А. - Опубл. 20.07.03, Бюл. № 20.
17. Шульц, В.В. Форма естественного износа деталей машин и инструмента / В.В. Шульц. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1990. – 208 с.
18. Гришко, В.А. Повышение износостойкости зубчатых передач / В.А. Гришко. – М.: Машиностроение, 1977. – 235 с.
19. Новое в технологии получения материалов / А.И. Манохин, А.М. Поживанов, К.А. Блинов [и др.]; под ред. Ю.А. Осипьяна, А. Хауффа. - М.: Машиностроение; Хану: Лейболд АГ, 1990. – 448 с.
20. Икрамов, У.А. Расчетные методы оценки абразивного износа / У.А. Икрамов. - М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
21. Маковецкий, П.В. Смотри в корень! Сборник любопытных задач и вопросов / П.В. Маковецкий. - М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. – 352 с.
22. Wellinger, K. Einfluß der Korngröße von Quarzstaub auf das Vtrschleißverhalten verschiedener Werkstoffpaarungen / K. Wellinger // VDI-Zisch. – 1950. - № 15. - P. 371-375.
23. Гюнтер, Х. О влиянии частиц минерального происхождения на характер износа / Х. Гюнтер, Д. Бессер // Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки / отв. ред. К.В. Фролов. – М.: Наука, 1982. – С. 227-237.
24. Гаркунов, Д.Н. Триботехника / Д.Н. Гаркунов. - М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
25. Аксютенков, В.Т. Опоры возвратно-поступательного движения с высшими кинематическими парами / В.Т. Аксютенков, А.В. Титенок, А.К. Тимаков // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2009. – № 2. – С. 49-52.
1. Petrov, N.P. The outline of the teeth of round cylindrical wheels by circular arcs / N.P. Petrov // Engineering Journal. - SPb., 1970. - T. 14. - № 12. – P. 1-33.
2. Kirichek, A.V. Nikolai Ivanovich Petrov: life in the name of science / A.V. Kirichek, A.V. Titenok, I.A. Titenok, MM Shurubkin, T.A. Obydenkova, A.V. Morozova // Bulletin of the Bryansk State Technical University. - 2017. - № 4. - p. 5-15.
3. Titenok, I.A. External cylindrical power gearing: stages of development, condition, perspective / I.A. Titenok. - Bryansk: Bryan. region polygons Association, 2009. - 26 p.
4. Glushko, G.T. Friction in higher pairs (friction in a pair of spur gears) / G.T. Glushko // Theory of gears in cars: Sat. Art. IMASH. - M.: GNTIML, 1963. - p. 195-203.
5. Titenok, A.V. Decrease in tribo intensity of transporting and rescue equipment: monograph / A.V. Titenok, I.A. Titenok. - Bryansk: BGAU, 2016. - 258 p.
6. Kurlov, B.A. Cylindrical gears. Issues of analysis and synthesis of geometry, kinematics, statics, dynamics, accuracy and strength / B.A. Kurlov. - M.: Sputnik, 2009. - 543 p.
7. Rosenberg, Yu.A. Influence of lubricating oils on the durability and reliability of machines / Yu.A. Rosenberg. - M.: Mashinostroenie, 1970. - 315 p.
8. Raiko, M.V. Gear lubrication / M.V. Raiko. - Kiev: Technique, 1979. - 196 p.
9. Handbook of tribotechnics. In 3 t. T. 2. Smazochnye materials, lubrication technology, sliding and rolling support / ed. M. Hebby, A.V. Chichinadze. - M.: Mashinostroenie, 1990. - 416 p.
10. Rayner, M. Deformation and flow. Introduction to rheology / M. Reiner. - M.: GNTI nef. and top liv. lit., 1963. - 381 p.
11. Khanin, M.V. Mechanical wear of materials / M.V. Hanin. - M.: Standards Publishing House, 1984. - 152 p.
12. Rheology. Theory and applications / ed. F. Eirich. - M.: Publishing house inostr. lit., 1956.
13. Marchenko, E.A. On the nature of the destruction of metal surfaces under friction / Ye.A. Marchenko. - M.: Science, 1979. - 118 p.
14. Labunets, V.F. Wear-resistant boride coatings / V.F. Labunets, L.G. Voroshnin, M.V. Kind-rachuk. - Kiev: Technique, 1989. - 158 p.

15. Gearing: Pat. on the invention. № 1768849: МПК7 F 16H 57/04 / Titenok A.V. - Publ. 15.10.92, Byul. No. 38
16. Gearing: Pat. on the climb. Maud. No. 31157: МПК7 F 16H 57/04 / Titenok I.A. - Publ. 20.07.03, Byul. No. 20
17. Schulz, V.V. Form of normal wear of machine parts and tools / V.V. Schultz. - L.: Mechanical Engineering, Leningrad. Department, 1990. - 208 p.
18. Grishko, V.A. Improving the wear resistance of tooth gears / V.A. Grishko. - M.: Machine building, 1977. - 235 p.
19. New in the technology of obtaining materials / A.I. Manokhin, A.M. Pozhivanov, K.A. Blinov [and others]; by ed. Yu.A. Osipian, A. Hauff. - M.: Mechanical Engineering; Hanau: Leibold AG, 1990. - 448 p.
20. Ikramov, U.A. Computational methods for assessing abrasive wear / U.A. Ikramov. - M.: Machine building, 1987. - 288 p.
21. Makovetsky, P.V. Look at the root! Collection of interesting problems and questions / P.V. Makovets-cue. - M.: Science, Ch. ed. Phys.-Mat. lit., 1991. - 352 p.
22. Wellinger, K. Einfluß der Korngröße von Quarzstaub auf das Vtrschleißverhalten verschiedener Werkstoffpaarungen / K. Wellinger // VDI-Zisch. - 1950. - № 15. - P. 371-375.
23. Günther, H. On the effect of particles of mineral origin on the nature of wear / H. Günther, D. Besser // Theoretical and applied problems of friction, wear and lubrication / holes. ed. K.V. Frolov. - M.: Science, 1982. - p. 227-237.
24. Garkunov, D.N. Tribotechnika / D.N. Garkunov. - M.: Mashinostroenie, 1985. - 424 p.
25. Aksyutenkov, V.T. Supports reciprocating motion with higher kinematic pairs / V.T. Aksyutenkov, A.V. Ti-tenok, A.K. Timakov // Bulletin of the Bryansk State Technical University. - 2009. - № 2. - p. 49-52.

Статья поступила в редакцию 28.12.18.

Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета

Хандожко А.В.

Статья принята к публикации 12.02.19.

Сведения об авторах:

Киричек Андрей Викторович, д.т.н., профессор, проректор по перспективному развитию Брянского государственного технического университета, e-mail: avk.57@yandex.ru.

Титенок Александр Владимирович, д.т.н., профессор кафедры безопасности жизнедеятельности и

инженерной экологии Брянского государственного аграрного университета, e-mail: titenok@bk.ru.

Титенок Игорь Александрович, инженер по группе изделий ООО «АББ», e-mail: Elproekt-it@yandex.ru.

Kirichek Andrey Viktorovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice Rector for Prospective Development of Bryansk State Technical University, e-mail: avk.57@yandex.ru.

Titenok Alexander Vladimirovich, Doctor of Technical Sciences, Pro-Professor of the Department of Life

Safety and Environmental Engineering at Bryansk State Agrarian University, e-mail: titenok@bk.ru.

Titenok Igor Alexandrovich, engineer for the product group ABB, e-mail: Elproekt-it@yandex.ru.