

Рисунок 4 – График поверхности отклика критерия оптимизации  $N$  при величине зазора  $b = 3$  мм

**Заключение.** Анализ модели показывает, что увеличение значений факторов  $b$  и  $e$  ведет к уменьшению значения критерия оптимизации  $N$ , а увеличение фактора  $K_{фр}$  – к увеличению  $N$ . Характер влияния факторов на критерий оптимальности  $N$  достаточно полно описывается представленной моделью.

Анализ полученных результатов позволил обосновать рациональные параметры процесса измельчения на установке принципиально новой конструкции. Оптимальными значениями технологических параметров процесса измельчения пенобетона являются:

- величина зазора 2–3 мм;
- отношение скоростей вращения валков 0,7–0,9;
- величина эксцентриситета 2–3 мм.

Результаты проведенных экспериментов по полученным оптимальным значениям факторов согласуются с результатами расчета по этой модели, а сама модель достоверно описывает процесс измельчения рассмотренных образцов.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Романович, А. А. Основы расчета и проектирования пресс-валковых агрегатов для измельчения анизотропных материалов: монография / А. А. Романович, А. В. Колесников. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2011. – 165 с.
2. More Than 250 Roller Mills from Polysius in Use Worldwide // World Cement. – 2003. – Vol. 34. – № 4. – P. 15.
3. Poliad, M. A look at internet grinding shop / M. Poliad, P. Coonet // World Cement. – 1990. – № 9. – P. 395–399.
4. The world's largest roller mills / International cement review. 2000. – № 1. – P. 43–44.
5. Bogdanov, V. S. The Power Consumption Calculation of a Ball Drum Mill / S. I. Antsiferov, N. E. Bogdanov // Middle-East Journal of Scientific Research. – 2013. – Т. 18. – № 10. – С. 1448–1454.
6. Богданов, В. С. Уравнение кинетики процесса измельчения в горизонтальной валковой мельнице / В. С. Богданов, В. С. Романенко // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. – 2013. – № 1. – С. 53–57.
7. Сиваченко, Л. А. Анализ работы подшипниковых узлов эксцентрикового вала вибровалкового измельчителя / Л. А. Сиваченко, Л. Л. Сотник // Вестник БарГУ. – 2017 – Вып. 5. – С. 87–92.
8. Сиваченко, Л. А. Основы проектирования вибровалкового агрегата для дезинтеграторной обработки минеральных материалов / Л. А. Сиваченко, Л. Л. Сотник, И. А. Богданович // Научные технологии и инновации: сб. докладов Междунар. научно-практ. конф. – Часть 4 – Белгород: БГТУ, 2016. – С. 179–185.
9. Зенгинидзе, И. Т. Планирование эксперимента для исследования многокомпонентных систем / И. Т. Зенгинидзе. – М.: Наука, 1976. – 390 с.
10. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
11. Саутин, С. Н. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / С. Н. Саутин. – Л.: Химия, 1975. – 45 с.
12. Дропсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных / Н. Дропсон, Ф. Лион. – М.: Мир, 1980. – 512 с.

Материал поступил в редакцию 08.11.2018

#### SOTNIK L. L., SIVANCHENKO L. A., BOGDANOVICH I. A. Study of the technological factors influence on the power consumed by the vibrating-rolling grinder

Reducing energy costs for grinding materials is a very urgent task. The authors studied the influence of the technological factors of the grinding process in a grinder of a fundamentally new design on the power consumption. It is established that the most significant effect on the energy efficiency of the grinding process is provided by such factors as the gap size, the relative rotation speed of the rolls and the eccentricity value. The article presents the results of the studies on the effect of the above parameters on the grinding process.

The study uses the central compositional planning of the experiment. The reproducibility of the experiments at specified levels of variation has been mathematically proven with the Kohren criterion. A regression equation that correlates the parameters of the grinding process and energy consumption is obtained; the adequacy of the obtained mathematical model was verified with the Fisher's F-criterion. The surface response of the optimization criterion, showing the influence of factors on the optimization parameter is represented graphically.

The rational parameters of the grinding process in the experimental setup are justified. Optimum values of these technological parameters are established.

УДК 621.822.6 (031)

Санюкевич Ф. М., Монтик С. В.

### ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В УЗЛАХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

**Введение.** Момент трения подшипника качения является одной из важнейших характеристик, определяющей его долговечность и предельную быстроходность. Особенно это актуально для высокооборотных подшипников, в качестве которых чаще всего использу-

ются роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами. Как известно, для этих подшипников используется циркуляционный метод смазки, для оценки эффективности которого необходим критерий, способный оценить эффективность смазки роликов в за-

Санюкевич Федор Михайлович, к.т.н., доцент, доцент кафедры машиностроения и эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

Монтик Сергей Владимирович, к.т.н., доцент, заведующий кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

висимости от частоты вращения вала. Эти вопросы и рассмотрены в данной работе. Предварительно дан анализ условий работы подшипников качения различных валов промышленных редукторов.

**Анализ условий работы подшипников качения в подшипниковых узлах.** Подшипниковые узлы различных механизмов и машин отличаются большим разнообразием конструктивного исполнения и условий работы подшипников качения, являющихся основным элементом этих узлов. Даже в одном и том же узле опоры валов работают в различных условиях. Например, в редукторах, получивших наибольшее распространение в механических приводах, входной вал работает при самой высокой частоте вращения и наименьшем вращающем моменте. Поэтому здесь должна приниматься во внимание не только проблема действия повышенных угловых ускорений при разгоне привода на холостом ходу, но и работа вала без нагрузки при максимальной частоте вращения. При таких его условиях работы наблюдается проскальзывание тел качения подшипника относительно беговой дорожки, что приводит к снижению ресурса работы подшипника.

Опоры промежуточных валов отличаются действием повышенной радиальной нагрузки, складывающейся из радиальных и окружных сил, действующих в зубчатых зацеплениях. При косозубых передачах добавляется действие осевых сил, которые компенсируются в шевронной передаче. В прямозубой передаче осевые силы, нагружающие опоры вала, отсутствуют. Внешние нагрузки на промежуточные валы не действуют, однако на них могут передаваться колебания со стороны входного и выходного валов. Применение для промежуточных валов конических роликоподшипников даже при чисто радиальном нагружении вала вызывает появление осевого усилия. Так как эти валы не имеют консольных выходных участков, то диаметры их цапф получаются заниженными. Деформации же промежуточных валов в их средней, менее жесткой зоне, превышают деформации выходных валов, что приводит к перекоосу в подшипниках качения и в зацеплениях зубчатых колес.

Работа выходных валов отличается высоким вращающим моментом и низкой частотой вращения, что обуславливает большой диаметр цапф валов. В таких условиях обеспечивается требуемый ресурс работы подшипников качения при их ограниченных осевых габаритах. Однако из-за низкой частоты вращения выходных валов возникают проблемы со смазыванием зоны контакта тел качения с беговыми дорожками. Может наблюдаться зона смешанного трения, что ведёт в ряде случаев к появлению износа и сокращению ресурса работы подшипника качения. Требуемый ресурс работы удаётся достичь правильным выбором номинальной вязкости масла и применением в ряде случаев смазки с присадками, уменьшающими износ.

В промышленных редукторах можно обнаружить все типы и конструктивные исполнения подшипников качения. Однако наибольшее применение получили радиально-упорные конические роликоподшипники, радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами и радиальные роликовые сферические двухрядные. Последний тип подшипников качения является основным для опор приводных валов всех видов конвейеров, барабанов механизмов передвижения грузоподъемных машин и их тележек.

Радиально-упорные конические роликоподшипники воспринимают комбинированные радиально-осевые усилия, при этом нет каких-либо ограничений для соотношения между осевой и радиальной нагрузками. Радиальная составляющая нагрузки передаётся постоянно в зону контакта качения между коническими роликами и беговой дорожкой, а некоторая часть нагрузки, зависящая от угла конусов роликов, передаётся в зону контакта скольжения между роликами и бортом внутреннего кольца подшипника.

В цилиндрических зубчатых передачах с коническими роликоподшипниками осевое фиксирование валов выполняют в основном по схеме «враспор», когда осевое крепление внутреннего и внешнего колец подшипника можно довольно просто обеспечить посредством буртика на валу и подшипниковой крышки. При этом облегчается процесс монтажа, хотя расстояние между опорами вала уменьшается. Однако это не имеет существенного значения из-за большого расстояния между подшипниками. Короткие валы с целью повышения их жесткости фиксируют в осевом направлении по схеме «врасяжку»

(входные валы с коническими шестернями и т. п.). Однако в данном случае на валу должны быть предусмотрены элементы для регулирования осевого зазора в конических роликоподшипниках.

При монтаже оба подшипника вала устанавливаются в определенном положении относительно друг друга с целью обеспечения определенного осевого зазора. Оптимальные осевые зазоры компенсируют тепловые деформации валов и обеспечивают получение максимального количества тел качения, воспринимающих нагрузку. Это в свою очередь уменьшает перекоос валов. При вибрациях и менее жестком исполнении корпуса полезным может быть небольшой натяг в подшипниках качения. Конические роликоподшипники с углом контакта более  $20^\circ$  устанавливают в сдвоенной фиксирующей опоре вала червяка. В плавающей опоре этого вала применяют шариковый радиальный однорядный подшипник или радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами. Последний является предпочтительным по причине уменьшения размеров опоры и отсутствия износа отверстия в корпусе.

Для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами, имеющими на одном из колец борта, существует ограничение для допустимой величины осевого усилия, которое вызывает трение и связанное с ним выделение теплоты в контакте скольжения между торцевой поверхностью роликов и бортом кольца. Особенно это существенно для быстроходных валов. Вторым ограничением для этих подшипников является отношение осевой силы к радиальной, так как у подшипника, нагруженного осевой силой, состояние обкатывания возникает только тогда, когда одновременно действует определенной величины радиальная нагрузка. При больших осевых нагрузках может быть превышена допустимая усталостная и статическая прочность упорного борта подшипника качения. Особенно это характерно для высоконагруженных выходных валов. В таких конструкциях рекомендуется применять в опорах радиальные роликовые сферические двухрядные подшипники. Их применяют и в тех случаях, когда предъявляются повышенные требования к плавности работы передачи, при возможности значительного перекооса валов, а так же при ударных нагрузках.

Радиальные роликовые сферические двухрядные подшипники могут воспринимать и осевые ударные нагрузки из-за отсутствия бортов у беговых дорожек. Они требуют обеспечения небольшого осевого зазора. Отношение осевой нагрузки к радиальной у этих подшипников практически не ограничивается. Однако следует иметь в виду, что когда осевая нагрузка превышает радиальную, то верхнее значение частоты вращения следует уменьшить по сравнению с приведенным в каталоге.

**Эффективность смазки высокоскоростных роликовых подшипников и определение их момента трения.** Высокоскоростные валы устанавливают обычно на радиальных роликовых подшипниках качения с короткими цилиндрическими роликами. Нормальная работа их в таких условиях обеспечивается применением циркуляционного метода смазки. Масло под давлением подается через форсунку, устанавливаемую у торца подшипника. Струя масла, выходящая из форсунки, попадает в щелевой зазор, представляющий собой сечение в виде «окна» между двумя смежными роликами, внутренним кольцом подшипника и сепаратором, который центрируется по наружному кольцу. Струя масла движется вдоль образующей ролика. В свою очередь скорость движения этого сечения в виде «окна» равна окружной скорости движения сепаратора, которая может быть определена по формуле:

$$v_0 = \frac{\pi d_0 n_c}{60}, \quad (1)$$

где  $d_0$  – диаметр окружности, проходящей через середину сечения в виде «окна»;

$n_c$  – частота вращения сепаратора

$$n_c = \frac{n \cdot (D_p - D_w)}{2D_p},$$

здесь  $n$  – частота вращения вала;  $D_p$  – диаметр окружности центров роликов;  $D_\omega$  – диаметр ролика.

Тогда время прохождения сечения в виде «окна» относительно оси масляной струи, выходящей из форсунки, при расстоянии  $\delta$  между двумя смежными роликами

$$t_0 = \frac{\delta}{v_0} = \frac{60\delta}{\pi d_0 n_c} = \frac{120\delta D_p}{\pi d_0 n (D_p - D_\omega)}. \quad (2)$$

Скорость струи масла, выходящей из форсунки из условия неразрывности струи:

$$v_m = \frac{4Q}{\pi d_\phi^2},$$

где  $Q$  – объем прокачиваемого масла через форсунки;  $d_\phi$  – диаметр отверстия в форсунке.

Длина отрезка струи масла, отсекаемой роликом

$$L_M = t_0 \cdot v_m.$$

Эффективность циркуляционной смазки высокоскоростного радиального роликового подшипника с короткими цилиндрическими роликами можно оценить по коэффициенту  $k = L_M / L_{\omega e}$ , где  $L_{\omega e}$  – длина ролика.

К основным видам потерь в подшипниках качения в общем виде относятся потери на трение тел качения о гнезда сепаратора, на трение между телами качения и беговыми дорожками колец, а также гидродинамическое трение и сопротивление от сил инерции и гироскопических моментов. Определенную часть потерь в высокоскоростных подшипниках составляют потери на проскальзывание. Например, анализ работы высокоскоростных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами показал, что на дорожках качения подшипников, преждевременно вышедших из строя, кроме следов усталостного выкрашивания наблюдаются цвета побежалости (от коричневого до темно-синего). Такое явление свидетельствует о наличии высоких температур на рабочих поверхностях подшипника, вызванных интенсивным проскальзыванием тел качения. Наличие проскальзывания приводит к разрушению масляной пленки в зоне контакта, увеличению трения и, как результат, к преждевременному износу рабочих поверхностей подшипника.

Экспериментальные исследования показали, что значительное проскальзывание наблюдается при работе подшипника без внешней нагрузки или при небольших величинах этой нагрузки. При этом в высокоскоростных легконагруженных роликоподшипниках при некоторых режимах работы создаются благоприятные условия для возникновения и поддержания между телами качения и беговыми дорожками колец режима жидкостного трения. Однако различие в условиях контакта тел качения с беговыми дорожками внутреннего и внешнего колец приводит к различным величинам сил трения, приложенным к роликам с их стороны. В результате этого в относительном движении ролики вращаются в режиме неустановившегося силового равновесия. Экспериментальные исследования [1] показали, что количество смазки, подаваемой в подшипник с целью образования гидродинамического несущего слоя и обеспечения интенсивного отвода тепла от рабочей зоны подшипника, оказывает влияние на интенсивность проскальзывания сепаратора и роликов. Ограничение её подачи приводит к уменьшению проскальзывания и интенсивности теплоотвода.

Таким образом, многообразие потерь на трение, и особенно их совокупность действия, создают большие затруднения в дифференциальной оценке момента трения и обуславливают необходимость расчёта его по приведённому к посадочному диаметру коэффициенту трения, не отражающему режимы и характер работы подшипника в реальных условиях.

В настоящее время в связи с большим количеством теоретических и экспериментальных исследований в области фрикционного трения появилась возможность оценивать коэффициент трения  $f$  в любой фрикционной зоне подшипника качения, имеющей свои ха-

рактерные контактные параметры и физико-механические качества.

Для подшипников качения, на наш взгляд, наиболее удовлетворяющей является экспериментально-теоретическая зависимость, полученная для качения со скольжением в масляной среде, которая для роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами имеет вид:

$$f = \frac{0,065 \left[ 10 + \lg \frac{1,93 \cdot 10^{-4}}{\rho_{np}} \right]}{(v \cdot 10^{-6})^{0,07} (v_{\Sigma k} \cdot 10^{-2})^{0,12} (v_{ск} \cdot 10^{-2})^{0,2}}, \quad (3)$$

где  $\rho_{np}$  – приведённый радиус кривизны, м;

$v$  – вязкость смазки при средней температуре входящих в контакт поверхностей, м<sup>2</sup>/с;

$v_{\Sigma k}$  – суммарная скорость качения поверхностей, м/с;

$v_{ск}$  – скорость скольжения тел, м/с.

Установив наиболее оптимальный закон распределения нагрузки по телам качения, можно построить эпюру нормальных давлений во всех контактных зонах подшипника. Так, например, для случая распределения нагрузки по закону Штрибека эпюра нормальных давлений представлена на рис. 1.

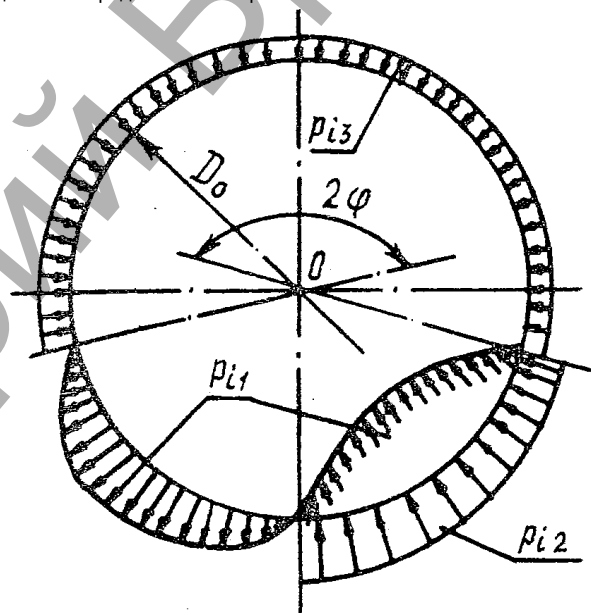


Рисунок 1 – Эпюра нормальных давлений для случая распределения нагрузки по закону Штрибека

Зная коэффициент трения и величины нормальных давлений в контактных зонах можно определить в них момент трения:

$$T_{тр} = 0,1 \{ P_0 z_1 \frac{2\pi R_0}{180} \cdot \frac{H \cdot f_c}{R_s + r - \delta_0} \cdot \int_{\phi/2}^0 \cos^{3/2} \phi \cdot \sin \phi d\phi + P_0 z_1 \frac{\pi R_0}{180} (f_s - f_n) \cdot \int_{\phi/2}^0 \cos^{3/2} \phi d\phi + 2P_0 z_1 \frac{\pi(2R_0 f_s + R_n f_n)}{180} \cdot \int_{\phi/2}^0 \cos^{3/2} \phi d\phi + \frac{\pi R_n}{180} P_u f_n \phi [z_1 - z_2 (f_c + 1)] + 2z_2 \pi R_n P_u f_n (f_c + 1) \}, \quad (4)$$

где  $P_0$  – нагрузка на наиболее нагруженное тело качения;

$P_u$  – центробежная сила;

$R_0$  – радиус окружности по центрам тел качения;

$R_g$  – радиус окружности беговой дорожки внутреннего кольца;

$R_n$  – радиус окружности беговой дорожки наружного кольца;

$Z_1$  – число тел качения в нагруженной зоне;

$Z_2$  – число тел качения в ненагруженной зоне;

$H$  – суммарное смещение центров колец;

$\delta_0$  – радиальный зазор;

$\varphi$  – половина угла зоны нагружения;

$r$  – радиус тела качения;

$f_c, f_e, f_n$  – коэффициенты трения соответственно в контакте те-

ла качения с сепаратором, внутренним и наружным кольцами.

Зная гидродинамические потери на трение вращающихся элементов подшипника в смазке и, вычислив момент трения в контактных зонах по формуле (4), общий момент трения в подшипнике качения можно определить как сумму этих потерь.

Одним из резервов снижения потерь на трение в подшипниках качения и, как следствие, повышения их ресурса является замена стальных тел качения керамическими [2, 3]. При большой частоте вращения центробежные силы могут достичь таких значений, которые приведут к повреждению тел качения. Учитывая, что керамические тела качения на 2/3 легче стальных, центробежные силы уменьшаются и подшипник может работать при более высоких скоростях.

Керамика обладает достаточной высокотемпературной твердостью, стабильностью размеров, высокой коррозионной устойчивостью и свойством электроизоляции, отсутствием магнитных свойств. При этом из керамики можно выполнить только тела качения или весь подшипник.

Малая плотность керамики, её высокая твердость, малый коэффи-

циент линейного расширения и высокотемпературная прочность, размерная стабильность в широком температурном интервале делают данный материал весьма перспективным для подшипников качения.

**Заключение.** Таким образом, анализ работы подшипниковых узлов промышленных редукторов показывает, что даже в одном и том же редукторе подшипники качения работают в различных условиях. Предложен ряд рекомендаций по использованию некоторых типов подшипников качения. Для высокоскоростных роликовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами предложено оценивать эффективность циркуляционной смазки коэффициентом  $K$ . Для этих подшипников предложена формула для определения в них общего момента трения с учетом коэффициента трения и величины нормальных давлений в контактных зонах. Коэффициент трения рекомендуется определять по экспериментально-теоретической зависимости, полученной для качения со скольжением в масляной среде.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Санюкевич, Ф. М. Влияние условий и режимов смазки на интенсивность проскальзывания в роликовых подшипниках / Ф. М. Санюкевич, А. Т. Бельский // Материалы научно-технической конференции «Наука и технический прогресс в машиностроении», Гомель, 10–12 октября 1974 г. / Гомельский филиал Белорусского политехнического института – Минск: БПИ, 1974. – С. 84.
2. Детали машин: учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, М. Н. Захаров [и др.]; под ред. О. А. Ряховского – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. – 465 с.
3. Черменский, О. Н. Подшипники качения: справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.

Материал поступил в редакцию 23.10.2018

#### SANYUKEVICH F. M., MONTIK S. V. Operation features of roller bearings in mechanical drives assemblies

The paper examines operation features for various types of roller bearings in the assemblies of mechanical drives. The effectiveness of circulating lubrication for radial roller bearing with short cylinder rollers is assessed. The formulas for defining the friction factor and friction moment in given bearings are offered.

УДК 678.01

Шупан П. И., Лещик С. Д., Шавирин П. Д.

### ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И СВОЙСТВ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ ПОЛИАМИДА 6

**Введение.** Для повышения твердости, износостойкости, коррозионной стойкости металлических поверхностей используются полимерные композиционные покрытия с добавлением различных модификаторов и наполнителей. Перспективным направлением является создание композиционных покрытий на основе полиамидов, что позволяет улучшить эксплуатационные и физико-механические свойства различных изделий и деталей. Композиционные полимерные покрытия, в отличие от обычных металлических покрытий, обладают высокой химической и коррозионной стойкостью. Определяющая роль при формировании покрытий с улучшенными характеристиками принадлежит веществам второй фазы (модификаторам), благодаря которым значительно улучшаются механические и антикоррозионные свойства. В качестве модификаторов при формировании композиций в последнее время используются ультрадисперсные порошки различных металлов, поверхностно-активные вещества и различные наноструктуры металлических и неметаллических веществ. Известно, что в машиностроении полиамиды используются как конструкционные материалы и содержат такие добавки, как стекло- и углеволокна, графит, тальк и масла [1].

Вопросы экономии металлов, борьбы с коррозией и износом деталей машин и механизмов приобретают в настоящее время все

большую актуальность. Традиционные конструкционные материалы в условиях увеличения рабочих скоростей и нагрузок, воздействия агрессивных сред и температур не обеспечивают надежности и долговечности оборудования [1, 2].

Решение этих вопросов связано с изменением свойств поверхностных слоев изделий. Для защиты от коррозии и придания изделиям специальных свойств с целью увеличения их долговечности и работоспособности используются покрытия, изменяющие свойства их поверхности. В настоящее время более 80% всех поверхностей защищается лакокрасочными полимерными покрытиями [1, 2].

Покрытия из полиамидов обладают высокими антифрикционными характеристиками. По износостойкости при сухом и жидкостном трении полиамиды превосходят не только другие классы полимеров, но и многие металлы, применяющиеся в антифрикционных целях. Низкий коэффициент трения при высоких нагрузках позволяет использовать полиамиды в тяжело нагруженных узлах трения, о чем свидетельствуют значения коэффициентов трения покрытий из полиамидов при трении со смазкой по стали. Недостатком полиамидных покрытий является склонность к старению и значительное водопоглощение. С повышением температуры гигроскопичность возрастает [1].

Шупан Павел Иванович, ст. преподаватель кафедры машиноведения и технической эксплуатации автомобилей Гродненского государственного университета им. Я. Купаль.

Шавирин Павел Дмитриевич, выпускник магистратуры специальности 1-378001 «Транспорт» Гродненского государственного университета им. Я. Купаль.

Беларусь, 230023, г. Гродно, ул. Э. Ожешки, 22.

Машиностроение