



ISSN 1607-2774

ҒЫЛЫМИ ЖУРНАЛ

№1 (89) 2020

СЕМЕЙ ҚАЛАСЫНЫҢ ШӘКӘРІМ
АТЫНДАҒЫ МЕМЛЕКЕТТІК
УНИВЕРСИТЕТІНІҢ

ХАБАРШЫСЫ



ВЕСТНИК

ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА ИМЕНИ ШАКАРИМА
ГОРОДА СЕМЕЙ

SHÁKÁRIM ÝNIVERSITETI

SEMЕI

мембрана, бұл өлшеу көрсеткіштерінің тұрақтылығымен қиындық тудырады. Шағын өлшемді гофрленген мембрананың алдын-ала пластикалық деформациясы кезінде қалдық кернеулердің пайда болуы кең таралған процестердің бірі болып табылады. Әдетте, бұл деформация денені салқындату немесе қыздыру кезінде пайда болады. Серпімді сезімтал элементтің жұмыс қасиеттерін анықтайтын маңызды параметрлер оның қаттылығы мен сезімталдығы болып табылады – қаттылықтың өзара өзара қатынасы. Серпімді сезімтал элементтің сенімді жұмысын қамтамасыз ету үшін сыртқы және ішкі күштердің әсерінен оның материалында пайда болатын кернеулердің мөлшері серпімді шектен аспауы керек. Нақты материалдардың серпімді қасиеттерінің жетілмегендігіне байланысты серпімді деформациялар ішіндегі жүктеменің ұлғаюы және азаюы арқылы сезімтал элементтің статикалық сипаттамасы бір мәнді емес және гистерезис циклі деп аталады.

Түйінді сөздер: қысым өлшегіш, ультрадыбыстық, ультрадыбыстық энергия, гистерезис, серпімді сезімтал элемент, релаксация, қалдық кернеулер.

TO THE QUESTION OF THE FORMATION OF HYSTERESIS AND ITS INFLUENCE ON THE CHARACTERISTICS OF A SENSITIVE ELEMENT OF A SMALL PRESSURE SENSOR

T. Baltayev, D. Kushaliev, B. Ermanova

The value of hysteresis is an important characteristic since it determines the error of the device. The chemical composition, material structure, and stress value in the material of the sensitive element have a significant effect on hysteresis. An important element in an overpressure control sensor is an elastic sensitive element – a small-sized corrugated membrane during assembly and adjustment, which causes difficulties with the stability of the measurement readings. The occurrence of residual stresses during the preliminary plastic deformation of a small-sized corrugated membrane is one of the most widespread processes. As a rule, this deformation occurs when the body is cooled or heated. Important parameters that determine the working qualities of an elastic sensitive element are its stiffness and sensitivity – the reciprocal of the stiffness. To ensure reliable operation of the elastic sensitive element, it is necessary that the magnitude of the stresses arising in its material under the action of external and internal forces does not exceed the elastic limit. Due to the imperfection of the elastic properties of real materials, the static characteristic of the sensitive element with increasing and decreasing load within the elastic deformations is ambiguous and forms the so-called hysteresis loop.

Key words: pressure sensor, ultrasound, ultrasound energy, hysteresis, elastic sensitive element, relaxation, residual stresses.

МРНТИ: 55.03.77

Т.А. Балтаев¹, Д.К. Кушалиев¹, Б.А. Ерманова²

¹Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир хана, г. Уральск

²Казахстанский университет инновационных и телекоммуникационных систем, г. Уральск

ОБОСНОВАНИЕ РАБОТЫ ПРУЖИННОГО ВКЛАДЫША НА ОСНОВЕ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Аннотация: В статье теоретически обосновывается изменение диаметра пружинного вкладыша подшипника скольжения под действием осевой нагрузки, влияющее на работоспособность подшипника. Повышение надежности, долговечности и качество работы технологических и транспортных машин, приборов и автоматического оборудования во многом зависит от эксплуатационных характеристик подшипников скольжения. Основные результаты теоретических и экспериментальных исследований легли в основу расчета конструкции подшипника скольжения с коническим пружинным вкладышем, технологии его изготовления, обеспечивающих достижение эксплуатационных характеристик подшипников на уровне лучших мировых образцов, который может быть широко использован в транспортном и технологическом оборудовании.

Работа по внедрению подшипников скольжения для возвратно-вращательного движения с коническим пружинным вкладышем, предусмотренная нашим исследованием, даст возможность изготовителям получить в свое пользование прогрессивную конструкцию, позволяющую повысить долговечность подшипников и получить инновационную технологию их изготовления.

Ключевые слова: детали подшипников, пружинный вкладыш, эффект храповика, изменение диаметра вкладыша, упругий натяг вместо зазора.

Работа выполнена в рамках грантового финансирования научного проекта ИРН: АР05133348 «Функциональный тюнинг трибосопряжений транспортной техники и технологического оборудования применением новых энергосберегающих технологий для повышения их ресурса работы»

Цилиндрическая винтовая пружина, которой является пружинный вкладыш подшипника, представляет собой брус, ось которого располагается на поверхности образующего цилиндра по винтовой линии. Ось этого бруса, образующего винтовую пружину, определяется тремя независимыми параметрами, за которые удобно принять: D – диаметр образующего цилиндра (средний диаметр пружины); α – угол подъема оси винтового бруса; l – длина оси рабочей части винтового бруса (основной части, образующей рабочие витки). Эти величины называются основными параметрами пружины [1,2].

При изменении длины пружинного вкладыша под действием осевой нагрузки он будет изменять свои основные параметры [3]:

$$\begin{aligned} D &= D_0 + \Delta D; \\ \alpha &= \alpha_0 + \Delta \alpha; \\ l &= l_0 + \Delta l; \end{aligned} \quad (1)$$

где: D_0 – начальный диаметр образующего цилиндра ненагруженного пружинного вкладыша;

ΔD – изменение диаметра образующего цилиндра;

α_0 – начальный угол подъема оси винтового бруса ненагруженного пружинного вкладыша;

$\Delta \alpha$ – изменение угла подъема оси винтового бруса;

l_0 – начальная длина оси рабочей части винтового бруса ненагруженного пружинного вкладыша;

Δl – изменение длины оси рабочей части винтового бруса.

Наиболее существенное значение имеет изменение угла подъема витков пружинного вкладыша и связанное с ним изменение диаметра вкладыша. Величину Δl ввиду ее малости можно во внимание не принимать и считать ось винтового бруса нерастяжимой, т.е. принять $\Delta l = 0$.

Величины ΔD и $\Delta \alpha$ являются функциями нагрузки P и начальных размеров пружинного вкладыша, а также зависят от упругих свойств материала.

Из литературы [1, 4, 5] известны расчетные формулы для определения изменения диаметра образующего цилиндра ΔD , которое представляет для нас больший интерес [6]:

$$\Delta D = -\frac{D^2 \cos 2\alpha}{2 \cos^2 \alpha} \Delta \aleph - \frac{D^2 \sin \alpha}{\cos \alpha} \Delta k. \quad (2)$$

Минус в формуле означает что сила, сжимающая пружину, считается отрицательной. Предполагается, что напряжения не превосходят предела пропорциональности, а винтовой брус, образующий пружинный вкладыш, при определении перемещений можно считать брусом малой кривизны, общая длина которого остается неизменной ($\Delta l = 0$), то $\Delta \aleph = \frac{M_b}{B}$, а

$\Delta k = \frac{M_t}{C}$, где $B = EJ_b$ – жесткость бруса при изгибе; J_b – момент инерции сечения относительно бинормали; C – жесткость при кручении.

E – модуль упругости первого рода.

Учитывая, что упругие перемещения пружинного вкладыша малы по сравнению с соответствующими им размерами, можно воспользоваться принципом начальных размеров, т.е. принять $D=D_0$, $\alpha=\alpha_0$. В таком случае изменение диаметра пружинного вкладыша можно рассчитать по формуле:

$$\Delta D = -PD_0^3 \sin \alpha_0 \left(\frac{1}{2C} - \frac{\cos 2\alpha_0}{4B \cos^2 \alpha_0} \right) - M \frac{D_0^2}{2 \cos \alpha_0} \left(\frac{2 \sin^2 \alpha_0}{C} + \frac{\cos 2\alpha_0}{B} \right). \quad (3)$$

Чтобы не дать одному торцу пружинного вкладыша, нагруженной осевой силой P , проворачиваться относительно другого, к торцам необходимо приложить момент $M = M_0$:

$$M_0 = -\frac{PD_0(B-C)\sin 2\alpha_0}{4(B\sin^2 \alpha_0 + C\cos^2 \alpha_0)}. \quad (4)$$

Осевую силу P можно выразить как функцию угла подъема α :

$$P = \frac{4BC}{D_0^2} \sin(\alpha - \alpha_0) \frac{\cos^2 \alpha_0}{\cos \alpha} \cdot \frac{B \cos \alpha \cos \alpha_0 + C \sin \alpha \sin \alpha_0}{(B \cos^2 \alpha + C \sin^2 \alpha)^2}. \quad (5)$$

Угол подъема α постепенно изменяется в процессе нагружения пружинного вкладыша.

Для пружин растяжения-сжатия с не поворачивающимися торцами:

$$D = D_0 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_0}. \quad (6)$$

Заменяв диаметр D деформированного пружинного вкладыша его значением из формулы 6, получим выражение для определения осевой силы P :

$$P = \frac{4\cos^2 \alpha_0}{D_0^2} \left[C(\sin \alpha - \sin \alpha_0) - B \sin \alpha \left(1 - \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}\right) \right]. \quad (7)$$

Осевое перемещение концов пружинного вкладыша

$$\lambda = (H - H_0) = l_0(\sin \alpha - \sin \alpha_0). \quad (8)$$

Задаваясь последовательными значениями угла подъема α можно подсчитать силу P и соответствующее ей осевое перемещение концов пружинного вкладыша λ и построить нелинейную характеристику в координатах λ, P , [3].

Получив значение ΔD , можно рассчитать величину натяга, образующегося при сдавливании пружины усилием P , сопровождающееся изменением длины пружины H . Так, необходимо в сопряжении внутренней рабочей поверхности наружного кольца и внешней поверхности пружинного вкладыша обеспечить нулевой натяг-зазор, а в сопряжении наружная поверхность внутреннего кольца – внутренняя поверхность вкладыша обеспечить натяг, величина которого при сдавливании вкладыша в процессе сборки уменьшится наполовину.

На рабочей поверхности наружного кольца и наружной поверхности вкладыша после сборки также образуется натяг. Процесс изготовления деталей подшипника упрощается, а требуемые посадки рабочих поверхностей получаются в процессе сборки. Упрощается и сам процесс сборки.

Выполнение пружинного вкладыша конической формы более технологично, чем выполнение конических поверхностей у вала и кольца. Угол конуса от 1 до 5° необходим для создания предварительного натяга на половинах поверхностей вала и кольца, так как узкая часть конического вкладыша обхватывает с натягом вал, а широкая часть обеспечивает натяг по внутренней поверхности кольца. Причем, чем больше угол, тем больше натяг. Делать угол пружины более 5° нецелесообразно, т.к. он слишком велик, что негативно повлияет на собираемость подшипника, а делать угол менее 1° также нецелесообразно, поскольку натяг будет недостаточным для нормальной работы подшипника [3, 7, 8].

Поскольку теоретический расчет цилиндрического пружинного вкладыша справедлив и теоретическая характеристика пружинного вкладыша достаточно хорошо коррелирует с экспериментальной при малых значениях λ , а при больших λ появляются расхождения, то применение в подшипнике конического пружинного вкладыша приводит к необходимости корректировки расчетных формул.

При расчете конического пружинного вкладыша принимаем, что он изготавливается из пружинной проволоки 65Г квадратного сечения со стороной квадрата 1,4 мм, такая проволока выбрана потому, что она наиболее подходит для изготовления пружинного вкладыша сайлентблока заднего амортизатора автомобиля семейства ВАЗ который является объектом исследования (рис. 1.).

На эскизе пружинный вкладыш имеет цилиндрическое сечение (в общем случае расчета). При этом он может быть шлифован до требуемого размера, как внутри, так и снаружи.

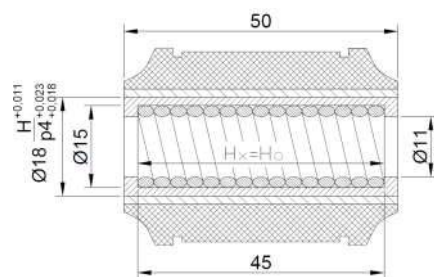


Рисунок 1 – Эскиз сайлентблока амортизатора с подвижным коническим пружинным вкладышем

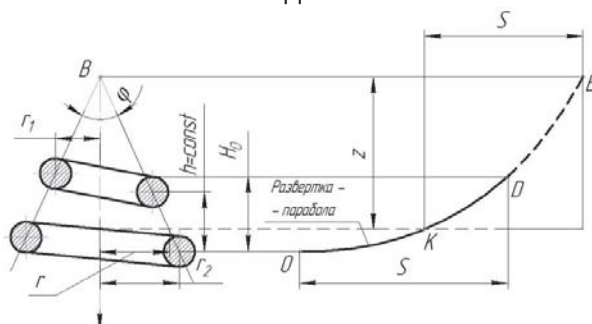


Рисунок 2 – Стандартная характеристика конической пружины

При расчете конического пружинного вкладыша (рис. 1. и 2) из пружинной проволоки 65Г квадратного сечения со стороной 1,4 мм – приняты следующие допущения:

- абсолютная линейная деформация пружинного вкладыша f_x равна 1 мм из-за незначительности деформации пружинный вкладыша в сайлентблоке;
- длина пружинного вкладыша в нагруженном состоянии H_x приравнена к H_0 , так как пружина не нагружена;
- угол подъема витков пружинного вкладыша в ненагруженном (свободном) состоянии принят $\alpha=1,83^\circ$
- начальный угол подъема оси винтового бруса ненагруженного пружинного вкладыша $\alpha=\alpha_0$;

Эта зависимость является математической моделью процесса изменения размера конического подвижного пружинного вкладыша подшипника скольжения сайлентблока амортизатора.

Математическая модель применена для теоретических расчетов подшипника сайлентблока, входящего в ремонтный комплект.

Определение параметров, необходимых для расчета посадок в подшипнике с коническим пружинным вкладышем для сайлентблока амортизатора представлено [9].

Данная математическая модель предназначена для теоретических расчетов конического пружинного вкладыша подшипника сайлентблока амортизатора

Получена расчетная зависимость характеристики конического пружинного вкладыша подшипника для ремонтного комплекта сайлентблока, представляющая математическую модель работы конического пружинного вкладыша при сопряжении его с цилиндрическими поверхностями втулки.

В сопряжении установленного ремонтного комплекта сайлентблока использованы нетрадиционные посадки конического пружинного вкладыша со втулками.

Литература

1. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов/ С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. – М.: Машиностроение. 1980. – 326 с.
2. Кушалиев Д.К. Применение новой конструкции подшипника скольжения для возвратно вращательного движения / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // I Международной научной конференции «Прикладные науки в Европе: тенденции современного развития» Штутгарт, Германия – 2013 г С. 147-150.
3. Виноградов А.В. Повышение качества подшипников на основе формирования рациональных физико-механических свойств контактных поверхностных слоев применением

- триботехнических методов при финишной обработке: дис. ... доктора технических наук: 05.02.08, 05.03.01 / Виноградов Александр Николаевич. – Саратов: 2008. – 370 с.
4. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов / Л.Е. Андреева. – М.: Машгиз. 1962. – 456 с.
5. Бидерман В.Л. Растяжение и кручение ленточных цилиндрических пружин при больших перемещениях / В.Л. Бидерман, В.Н. Шитиков // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. 1970. № 1. – С. 137 – 141.
6. Кушалиев Д.К. Теоретическая модель изменения параметров пружинного вкладыша подшипника для возвратно-вращательного движения, применяемого в узлах автомобилей, в зависимости от приложенной осевой нагрузки / Д.К. Кушалиев, А.Н. Виноградов // Вестник Саратовского государственного технического университета. 2013. № 2 (71). С. 183-188.
7. Кушалиев Д.К. Теоретическое обоснование применения конического пружинного вкладыша взамен цилиндрического для подшипника возвратно-вращательного движения в сайлентблоках амортизаторов / Д.К. Кушалиев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2013. № 1 (73). С. 231-235.
8. Кушалиев Д.К. Конструкторско-технологические методы повышения эксплуатационных характеристик подшипников качения и скольжения / Д.К. Кушалиев // Научно-исследовательский журнал «Ғылым және білім» № 1(22) 2011 г. С. 82-85.
9. Кушалиев Д.К. Разработка нового подшипника скольжения для возвратно-вращательного движения в узлах транспортной техники и его обработка суперфинишированием / А.Н. Виноградов, Д.К. Кушалиев, Б.Н. Салимов, А.М. Хамсин, Н.Б. Адилова, К.А. Нариков // Life Science Journal (CША). – 2014. № 11(1s). – С. 286-290.

МАТЕМАТИКАЛЫҚ МОДЕЛЬДЕУГЕ НЕГІЗДЕЛГЕН ЗЕРТХАНАЛЫҚ ҚОНДЫРҒЫНЫҢ ЖҰМЫСЫНЫҢ НЕГІЗДЕМЕСІ

Т.А. Балтаев, Д.Қ. Кушалиев, Б.А. Ерманова

Мақалада мойынтіректің жұмыс қабілеттілігіне әсер ететін осьтік жүктеменің әсерінен сырғу мойынтірегінің серіппелі жапсырмасының диаметрінің өзгеруі теориялық негізделді. Технологиялық және көліктік машиналардың, аспаптар мен автоматты жабдықтардың жұмысының сенімділігі, беріктігі мен сапасын арттыру көбінесе қарапайым подшипниктердің пайдалану сипаттамаларына байланысты. Теориялық және эксперименттік зерттеулердің негізгі нәтижелері мойынтіректердің эксплуатациялық сипаттамаларына көліктің және технологиялық жабдықтың кең қолданысында қолданылатын әлемдік стандарттар деңгейінде қол жеткізуді қамтамасыз ететін жазық подшипниктің конструкциясын, оны жасау технологиясын есептеуге негіз болды.

Біздің зерттеуіміз ұсынған конустық серіппелі қосылысы бар өзара қозғалысқа арналған жылжымалы подшипниктерді енгізу бойынша жұмыс өндірушілерге мойынтіректердің қызмет ету мерзімін ұзартуға және оларды өндірудің инновациялық технологияларын алуға мүмкіндік беретін прогрессивті дизайнды қолдануға мүмкіндік береді.

Түйін сөздер: подшипник бөліктері, серіппелі төсеніш, храповик әсері, төсеніш орнына диаметрдің өзгеруі, серпімді кедергі.

THE RATIONALE FOR THE OPERATION OF THE SPRING LINER BASED ON MATHEMATICAL MODELING

T. Baltayev, D. Kushaliev, B. Ermanova

The article theoretically substantiates the change in the diameter of the spring insert of the sliding bearing under the action of axial load, affecting the performance of the bearing. Improving the reliability, durability and quality of work of technological and transport machines, instruments and automatic equipment largely depends on the operational characteristics of plain bearings. The main results of theoretical and experimental studies formed the basis for calculating the design of a plain bearing with a conical spring insert, its manufacturing technology, which ensure the achievement of the operational characteristics of bearings at the level of the best world standards, which can be widely used in transport and technological equipment.

The work on the introduction of sliding bearings for the reciprocating movement with a conical spring insert, provided by our study, will enable manufacturers to get into their use a progressive design that allows to increase the long-life of bearings and get an innovative technology for their manufacture

Key words: bearing parts, spring liner, ratchet effect, change of liner diameter, elastic interference instead of clearance.