ISSN: 0368–0797. Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2018. Том 61. № 8. С. 620 – 624.
© 2018. *Никитин А.Г., Абрамов А.В., Баженов И.А.*

УДК 62-752.2

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ УПРУГОГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЭЛЕМЕНТА, ВЫПОЛНЕННОГО В ВИДЕ ЦИЛИНДРА С ОГРАНИЧЕННОЙ РАДИАЛЬНОЙ ДЕФОРМАЦИЕЙ

Никитин А.Г., *д.т.н., профессор, директор института машиностроения и транспорта* (nikitin1601@yandex.ru)
Абрамов А.В., *аспирант кафедры механики и машиностроения* (alex.abram@mail.ru)
Баженов И.А., *к.т.н., доцент кафедры маркетинга* (mta@kpost.ru)

[1] Сибирский государственный индустриальный университет
(654007, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, ул. Кирова, 42)
[2] Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина
(620002, Россия, Екатеринбург, ул. Мира, 19)

Аннотация. Рассмотрены причины возникновения колебаний (вибраций) в машиностроительных конструкциях и их влияние на работоспособность механизмов. Определено, что одним из основных источников колебаний элементов машин являются подшипники скольжения, в которых вал находится во втулке (вкладышах) с зазором, при выборке которого происходит удар. Рассмотрен принцип действия виброзащитных систем, основным элементом которых является упругий элемент – амортизатор. Проанализировано влияние жесткости упругого элемента на работоспособность подшипников скольжения. Приведена конструкция упругого пневматического элемента повышенной жесткости, выполненного в виде цилиндра с ограниченной радиальной деформацией. Показано, что способность такого элемента центрировать вал относительно геометрической оси опоры под действием радиальной нагрузки обеспечивается возникновением разности площади контакта внешней поверхности корпуса подшипника и поверхности упругого цилиндра. Разработана методика расчета приращения площади контакта упругого элемента, выполненного в виде пневматического цилиндра с ограниченной радиальной деформацией, с поверхностью, через которую передается внешняя нагрузка при заданных параметрах опоры: длине цилиндра и величине избыточного давления газа внутри цилиндра. Считается, что вал находится в подшипнике без зазора, и оболочка, образующая цилиндр, нерастяжимая. Установлено, что деформация и жесткость упругого пневматического цилиндра с ограниченной радиальной деформацией зависят от его длины и величины избыточного давления внутри полости. Полученные математические зависимости позволяют определять и задавать параметры упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной радиальной деформацией (длину цилиндра и величину избыточного давления газа внутри цилиндра) в зависимости от условий эксплуатации подшипника скольжения.

Ключевые слова: вибрация, амортизатор, упругий элемент, внешняя нагрузка, избыточное давление, деформация, жесткость.

DOI: 10.17073/0368-0797-2018-8-620-624

В различных машиностроительных конструкциях в результате механических воздействий возникают колебания (вибрации), которые нарушают работоспособность механизмов и могут стать причиной их преждевременного выхода из строя. Одним из основных источников колебаний элементов машин являются подшипники скольжения, в которых вал находится во втулке (вкладышах) с зазором, при выборке которого происходит удар [1 – 8].

Для уменьшения частоты и амплитуды колебаний используют виброзащитные системы – амортизаторы, которые устанавливают, как правило, между источником колебаний и объектом. Основной составляющей виброзащитных систем является упругий элемент [9 – 16].

Определяющая характеристика упругого элемента – его жесткость, то есть способность сопротивляться возникновению деформации под действием внешних нагрузок. Соответственно, чем больше жесткость, тем меньше величина деформации при действии одинаковых нагрузок.

Недостаточная жесткость подшипников скольжения может вызвать значительные по величине упругие деформации, что приводит к нарушению нормальной работы машины, так как расстраивается взаимодействие различных ее элементов, а положение вала в пространстве становится неопределенным. Однако подшипники скольжения с мягкими вкладышами подвержены быстрому износу, что приводит к увеличению зазора между валом и вкладышем.

С другой стороны, если подшипник скольжения обладает повышенной жесткостью (то есть вкладыши изготовлены из твердых материалов), то это приводит к возникновению вибраций элементов подшипникового узла, что способствует развитию усталостных трещин и разрушению вкладышей при ударной нагрузке.

Таким образом, подшипник скольжения должен быть достаточно жестким, но предупреждать возбуждение вибраций и без разрушения воспринимать ударные нагрузки. Для выполнения условия требуемой жесткос-

ти упругого элемента ее необходимо рассчитывать на стадии конструирования машины.

В качестве упругого элемента используются различные пневматические амортизаторы, выполненные в виде оболочек. Изготавливают их из эластичного материала, например резины, внутрь их подается газ [17 – 20], однако такие амортизаторы обладают малой жесткостью.

В Сибирском индустриальном университете разработана конструкция упругого пневматического элемента повышенной жесткости, выполненного в виде цилиндра с ограниченной радиальной деформацией *5* (рис. 1). Устанавливают такой элемент между станиной *1* и корпусом подшипника *2*, при этом радиальную деформацию ограничивают ребра *6*. Способность такого элемента центрировать вал относительно геометрической оси опоры под действием радиальной нагрузки обеспечивается возникновением разности площади контакта внешней поверхности корпуса подшипника и поверхности упругого цилиндра. За счет избыточного давления внутри эластичного цилиндра возникает реактивная сила, стремящаяся вернуть систему вал – антифрикционная втулка – корпус подшипника в исходное положение. Также предусмотрена система регулирования избыточного давления в полости цилиндра.

Упругий пневматический цилиндр *5* располагается между станиной и корпусом подшипника, при этом ось цилиндра ориентирована перпендикулярно оси вала, однако конструктивно ее можно располагать и параллельно оси вала.

Так как жесткость – это отношение величины внешней нагрузки к вызываемой ей деформации, то для расчета необходимо определить, на какую величину изменится площадь контакта цилиндра с поверхностью, через которую передается внешняя нагрузка P при заданных параметрах опоры: длине цилиндра l и величине избыточного давления газа внутри цилиндра p_0 при условии, что вал находится в подшипнике без зазора и что оболочка, образующая цилиндр, нерастяжимая. Так как упругий пневматический цилиндр способен воспринимать внешнюю нагрузку благодаря силе реакции, возникающей из-за приращения площади контакта цилиндра с поверхностью, через которую передается внешняя сила, то условие равновесия имеет следующий вид:

$$P = p_0 F_{\text{п}}, \qquad (1)$$

где $F_{\text{п}}$ – площадь приращения контакта (в форме прямоугольника).

Под действием внешней нагрузки происходит смещение оси системы вал – антифрикционная втулка – корпус подшипника от геометрической оси опоры на величину эксцентриситета, в результате чего изменится и площадь контакта.

Таким образом, задача определения деформации и жесткости упругого пневматического цилиндра с ограниченной тангенциальной деформацией под действием внешней нагрузки сводится к определению площади приращения контакта.

Жесткость такого упругого пневматического элемента определяется следующим образом. Рассмотрим случай, когда цилиндр не деформирован (рис. 2, *а*). При этом контакт цилиндра с поверхностями линейный, а длина внешней окружности цилиндра $L = 2\pi R_{\text{ц}}$.

Под действием внешней нагрузки происходит смещение оси системы вал – антифрикционная втулка – корпус подшипника от геометрической оси опоры на величину эксцентриситета e, в результате чего изменяется и площадь контакта, величину изменения которой можно определить по приращению длины площадки

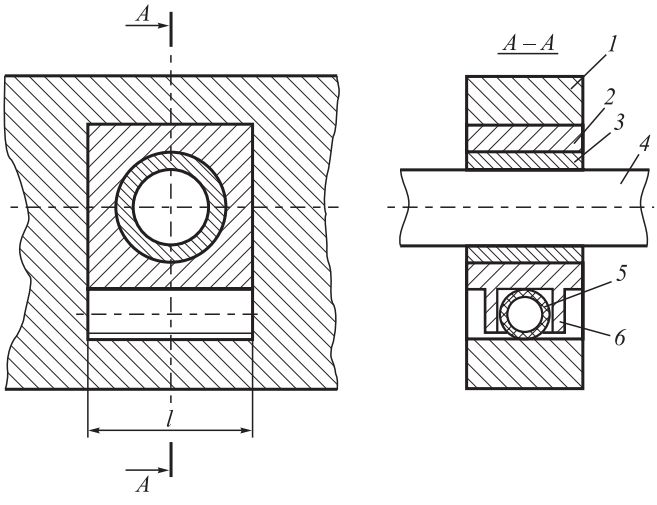

Рис. 1. Схема подшипникового узла с упругим пневматическим элементом в виде цилиндра с ограниченной радиальной деформацией: *1* – станина; *2* – корпус подшипника; *3* – антифрикционная втулка; *4* – вал; *5* – упругий элемент; *6* – ограничительное ребро

Fig. 1. Scheme of the bearing unit with an elastic pneumatic element in the form of a cylinder with limited radial deformation: *1* – supporting frame; *2* – bearing housing; *3* – antifriction bush; *4* – shaft; *5* – elastic element; *6* – restrictive edge

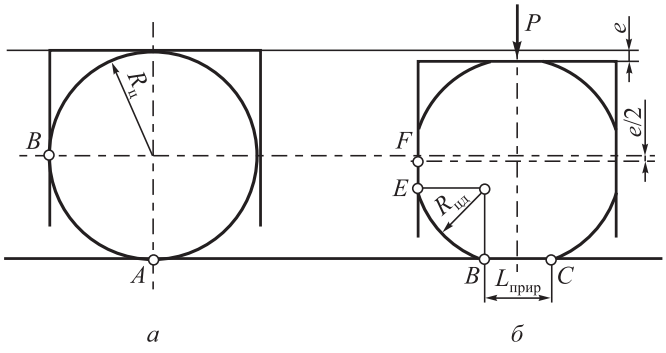

Рис. 2. Схема для расчета приращения длины линии контакта: *а* – цилиндр до деформации; *б* – частично деформированный цилиндр

Fig. 2. Scheme for calculation of increment of the contact line length: *а* – cylinder before deformation; *б* – partially deformed cylinder

контакта $L_{\text{прир}}$, которое происходит на диаметрально противоположной от точки приложения внешней силы поверхности корпуса подшипника.

После приложения нагрузки цилиндр деформируется на величину e (рис. 2, *б*). Длина четверти внешней окружности цилиндра L_{AB} не изменилась:

$$L_{AB} = \frac{\pi R_{\text{ц}}}{2}. \quad (2)$$

Половина ширины приращения площади контакта, равная части четверти внешней окружности цилиндра, определяется так:

$$L_{CD} = R_{\text{ц}} - R_{\text{цд}} = \frac{L_{\text{прир}}}{2}. \quad (3)$$

Часть четверти внешней окружности цилиндра, прилегающая к ограничительному ребру:

$$L_{EF} = R_{\text{ц}} - R_{\text{цд}} - \frac{e}{2}. \quad (4)$$

Так как длина четверти внешней окружности цилиндра не изменилась, то, решая совместно уравнения (2) – (4), получим:

$$L_{AB} = \frac{\pi R_{\text{ц}}}{2} = \frac{\pi R_{\text{цд}}}{2} + \frac{L_{CD}}{2} + L_{EF} = \frac{\pi R_{\text{цд}}}{2} + R_{\text{ц}} - R_{\text{цд}} + R_{\text{ц}} - R_{\text{цд}} - \frac{e}{2} = \frac{\pi R_{\text{цд}}}{2} + L_{\text{прир}} - \frac{e}{2}. \quad (5)$$

Из уравнения (5) следует:

$$L_{\text{прир}} - \frac{e}{2} = L_{AB} - \frac{\pi R_{\text{цд}}}{2} = \frac{\pi R_{\text{ц}}}{2} - \frac{\pi R_{\text{цд}}}{2} = \frac{\pi}{2}\frac{L_{\text{прир}}}{2}. \quad (6)$$

Решая это выражение относительно величины приращения длины площади контакта, получим:

$$L_{\text{прир}} = \frac{2e}{4-\pi}. \quad (7)$$

Пятно приращения площади контакта является прямоугольником; следовательно, с учетом выражения (7)

$$F_{\text{прир}} = lL_{\text{прир}} = \frac{2el}{4-\pi}. \quad (8)$$

После подстановки полученного выражения (8) в уравнение (1) и преобразований получим искомую зависимость:

$$e = \frac{(4-\pi)P}{2lp_0}. \quad (9)$$

Таким образом, жесткость упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной осевой и радиальной деформацией, определяется по формуле:

$$C_{\text{цо}} = \frac{P}{e} = \frac{2lp_0}{4-\pi} = 2{,}33p_0l. \quad (10)$$

Полученные математические зависимости позволяют определять и задавать параметры упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной радиальной деформацией, в зависимости от условий их эксплуатации.

Выводы. Предложена методика расчета параметров упругого элемента, выполненного в виде пневматического цилиндра с ограниченной радиальной деформацией, под действием внешней силы. Установлено, что деформация и жесткость упругого пневматического цилиндра с ограниченной радиальной деформацией зависят от его длины и величины избыточного давления внутри полости.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Иванов А.П. Динамика систем с механическими соударениями. – М.: Международная программа образования, 1997. – 336 с.
2. Brach R.M. Moments between impacting rigid bodies // Trans. ASME, I. Mech. Design. 1981. Vol. 103. No. 4. P. 812 – 817.
3. Budd C., Dux F., Cliffe A. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillator // J. Sound and vibrations. 1995. Vol. 184. No. 3. P. 475 – 502.
4. Earles S.W.E., Wu C.L.S. Motion Analysis of a Rigid-Link Mechanism with Clearance at a Bearing Using Lagrangian Mechanics and Digital Computation. In book: Mechanism 1972, Institution of Mechanical Engineers. – London, England, 1973. P. 83 – 89.
5. Haines R.S. A Theory of Contact Loss at Revolute Joints with Clearance // Journal of Mechanical Engineering Science. 1980. Vol. 22. No. 3. P. 129 – 136.
6. Hogan S. On the dynamics of rigid-block motion under harmonic forcing // Proc. Roy. Soc. London. 1989. Vol. 425A. No. 1869. P. 441 – 479.
7. Perera O., Seering W.F. Prevention of Impact in Bearings of Four-Bar Linkages // ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. 1983. Vol. 105. No. 3. P. 592 – 598.
8. Shaw S.W., Holmes P.J. A periodically forced impact oscillator with large dissipation // ASME, J. Of appl. Mech. 1983. Vol. 50. P. 849 – 857.
9. Арефьев В.А., Ильичев И.И., Кашевская Л.А. и др. Выбор параметров эффективной виброизоляции упругой опоры зубчатой передачи // Вестник машиностроения. 1980. № 8. С. 17 – 19.
10. Dubowsky S., Moening M.F. An Experimental and Analytical Study of Impact Forces in Elastic Mechanical Systems with Clearances // Machine and Mechanisms Theory. 1978. Vol. 13. P. 451 – 465.
11. Eubanks R.A. Investigation of a Rational Approach to Shock Isolator Design // Shock and Vibration Bulletin. 1964. Vol. 34. No. 3. P. 137 – 167.
12. Lowen G.G., Jandresists W.G. Survey of Investigations into the Dynamic Behavior of Mechanisms Containing Links with Distributed Mass and Elasticity // Mechanism and Machine Theory. 1972. Vol. 7. P. 3 – 17.
13. Moening M.F. An Experimental and Analytical Study of Elastic Mechanical Systems with Clearances. – MS thesis, School of Engineering and Applied Science. – University of California, Los Angeles, Calif., 1976.
14. Sevin E., Pilkey W. Optimum Shock and Vibration Isolation Systems, SVM-6. – The Shock and Vibration Information Center, 1971.
15. Косарев О.И. Активное гашение вторичного поля цилиндрической оболочки в дальней зоне с использованием приложенных к

оболочке вынуждающих сил // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 1. С. 10 – 17.
16. Карабан В.В., Карцев С.К., Сафронов Ю.Г., Синев А.В. Оптимизация спектра собственных частот подвески твердого тела варьированием геометрических и жесткостных параметров // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 2. С. 20 – 25.
17. Никитин А.Г. Определение величины внутренних параметров опоры с упругим пневматическим элементом // Вестник машиностроения. 1999. № 4. С. 15 – 17.
18. Никитин А.Г., Векессер А.Ю., Сахаров Д.Ф. Расчет жесткости пневматического тороида с ограниченной тангенциальной деформацией // Изв. вуз. Черная металлургия. 2009. № 8. С. 64 – 66.
19. Никитин А.Г., Чайников К.А. Расчет деформации упругого цилиндрического элемента пневматического амортизатора // Вестник машиностроения. 2011. № 8. С. 23 – 25.
20. Никитин А.Г., Чайников К.А., Дегтярь В.А., Живаго Э.Я. Расчет жесткости пневматического цилиндра с ограниченной осевой деформацией // Изв. вуз. Черная металлургия. 2012. № 4. С. 68 – 70.

Поступила 8 ноября 2017 г.

Izvestiya VUZov. Chernaya Metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy. 2018. Vol. 61. No. 8, pp. 620–624.

CALCULATION OF PARAMETERS OF RESILIENT PNEUMATIC ELEMENT, EXECUTED AS A CYLINDER WITH LIMITED RADIAL DEFORMATION

***A.G. Nikitin*[1], *A.V. Abramov*[1], *J.A. Bazhenov*[2]**

[1] Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Kemerovo Region, Russia
[2] Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, Ekaterinburg, Russia

Abstract. The reasons for the occurrence of vibrations in engineering constructions and their effect on the operability of mechanisms are considered It is determined that one of the main sources of vibration of machine elements are plain bearings, in which the shaft is located in the hollow bar (liver) with a gap, there is a struck at the selection of it. The principle of vibration protection systems is considered, the main element of which is the elastic element - shock absorber. The influence of the rigidity of the elastic element on the performance of sliding bearings is analyzed. The design of an elastic pneumatic element of increased stiffness, made in the form of a cylinder with limited radial deformation, is given. It is shown that the ability of such an element to center the shaft relative to the geometric axis of the support under the action of a radial load is provided by the appearance of a difference in contact area between the outer surface of the bearing housing and the surface of the elastic cylinder. A technique is developed for calculating the increment of the contact area of an elastic element, made in the form of a pneumatic cylinder with limited radial deformation, with a surface through which the external load is transmitted at specified support parameters: the length of the cylinder and the amount of excess gas pressure inside the cylinder. It is believed that the shaft is in the bearing without a gap, and the shell forming the cylinder is inextensible. It is established that the deformation and rigidity of an elastic pneumatic cylinder with limited radial deformation depend on its length and the magnitude of the excess pressure inside the cavity. The obtained mathematical dependencies allow defining and setting parameters of an elastic pneumatic element made in the form of a cylinder with limited radial deformation (cylinder length and the value of excess gas pressure inside the cylinder) depending on operating conditions of the sliding bearing.

Keywords: vibration, shock absorber, elastic element, external load, overpressure, deformation, stiffness.

DOI: 10.17073/0368-0797-2018-8-620-624

REFERENCES

1. Ivanov A.P. *Dinamika sistem s mekhanicheskimi soudareniyami* [Dynamics of the systems with mechanical collisions]. Moscow: Mezhdunarodnaya programma obrazovaniya, 1997, 336 p. (In Russ.).
2. Brach R.M. Moments between impacting rigid bodies. *Trans. ASME, I. Mech. Design*. 1981, vol. 103, no. 4, pp. 812–817.
3. Budd C., Dux F., Cliffe A. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillator. *J. Sound and vibrations*. 1995, vol. 184, no. 3, pp. 475–502.
4. Earles S.W.E., Wu C.L.S. Motion analysis of a rigid-link mechanism with clearance at a bearing using Lagrangian mechanics and digital computation. In: *Mechanism 1972, Institution of Mechanical Engineers*. London, England, 1973, pp. 83–89.
5. Haines R.S. A theory of contact loss at revolute joints with clearance. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1980, vol. 22, no. 3, pp. 129–136.
6. Hogan S. On the dynamics of rigid-block motion under harmonic forcing. *Proc. Roy. Soc*. London. 1989, vol. 425A, no. 1869, pp. 441–479.
7. Perera O., Seering W.F. Prevention of impact in bearings of four-bar linkages. *ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*. 1983, vol. 105, no. 3, pp. 592–598.
8. Shaw S.W., Holmes P.J. A periodically forced impact oscillator with large dissipation. *ASME, J. Of appl. Mech*. 1983, vol. 50, pp. 849–857.
9. Aref'ev V.A., Il'ichev I.I., Kashevskaya L.A. etc. Selection of parameters of effective vibration isolation of elastic support of the gear drive. *Vestnik mashinostroeniya*. 1980, no. 8, pp. 17–19. (In Russ.).
10. Dubowsky S., Moening M.F. An experimental and analytical study of impact forces in elastic mechanical systems with clearances. *Machine and Mechanisms Theory*. 1978, vol. 13, pp. 451–465.
11. Eubanks R.A. Investigation of a rational approach to shock isolator design. *Shock and Vibration Bulletin*. 1964, vol. 34, no. 3, pp. 137–167.
12. Lowen G.G., Jandresists W.G. Survey of investigations into the dynamic behavior of mechanisms containing links with distributed mass and elasticity. *Mechanism and Machine Theory*. 1972, vol. 7, pp. 3–17.
13. Moening M.F. An experimental and analytical study of elastic mechanical systems with clearances. *MS thesis, School of Engineering and Applied Science*. University of California, Los Angeles, Calif., 1976.
14. Sevin E., Pilkey W. Optimum shock and vibration isolation systems, SVM-6. *The Shock and Vibration Information Center*, 1971.
15. Kosarev O.I. Active damping of secondary field of the cylindrical shell in far zone using the driving forces applied to the shell. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*. 2013, no. 1, pp. 10–17. (In Russ.).
16. Karaban V.V., Kartsev S.K., Safronov Yu.G., Sinev A.V. Optimization of eigen-frequency spectrum of the solid suspension by varying the geometric and stiffness parameters. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*. 1993, no. 2, pp. 20–25. (In Russ.).
17. Nikitin A.G. Determination of internal parameters of the support with an elastic pneumatic element. *Vestnik mashinostroeniya*. 1999, no. 4, pp. 15–17. (In Russ.).
18. Nikitin A.G., Vekesser A.Yu., Sakharov D.F. Calculation of the stiffness of a pneumatic toroid with reduced tangential deformation.

Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy. 2009, no. 8, pp. 64–66. (In Russ.).

19. Nikitin A.G., Chainikov K.A. Deformation of elastic cylindrical element in pneumatic shock absorber. *Russian Engineering Research*. 2011, vol.31, no. 8, pp. 742–743.

20. Nikitin A.G., Chainikov K.A., Degtyar' V.A., Zhivago E.Ya. Calculation of pneumatic cylinder rigidity with limited axial deformation. *Izvestiya VUZov. Chernaya metallurgiya = Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 2012, no. 4, pp. 68–70. (In Russ.).

Information about the authors:

A.G. Nikitin**,** *Dr. Sci. (Eng.), Professor, Director of the Institute of Mechanical Engineering and Transport* (nikitin1601@yandex.ru)
A.V. Abramov**,** *Postgraduate of the Chair of Mechanics and Machine Engineering* (alex.abram@mail.ru)
I.A. Bazhenov**,** *Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair of Marketing* (mta@kpost.ru)

Received November 8, 2017.