

Учет сил инерции при конструировании подшипниковых узлов вибрационных заглаживающих машин

Л.А. Мамаев^a, С.Н. Герасимов^b, В.Б. Кашуба^c, Г.П. Нежевец^d, А.В. Портнягина^e

Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, Братск, Россия

^a pro_uch@brstu.ru, ^b sdm_gerasimov@rambler.ru, ^c kvb1964@yandex.ru;

^d umu-dom@yandex.ru; ^e portnyagina_1408@mail.ru

^a <https://orcid.org/0000-0002-7683-6952>; ^b <https://orcid.org/0000-0003-0370-4073>;

^c <https://orcid.org/0000-0002-6300-3060>; ^d <https://orcid.org/0000-0001-6298-5472>;

^e <https://orcid.org/0000-0002-5664-939X>

Статья поступила 21.08.2020, принята 24.09.2020

Важнейшим элементом, определяющим показатели надежности вибрационных машин, является подшипниковый узел. В большинстве случаев отказы связаны с выходом из строя подшипников качения. При отказе подшипников фиксируются следующие браковочные признаки: разрушение сепаратора, абразивный и усталостный износ поверхности качения, наклеп посадочных поверхностей, перегревание и прочие виды разрушения, в том числе проворачивание колец в посадочных гнездах и т. п. Вибрационные заглаживающие машины относятся к числу машин с наиболее неблагоприятными условиями работы подшипников при наличии значительных инерционных нагрузок, результатом которых являются колебания элементов подшипника. Абсолютные вибрации, вызываемые колебаниями всей машины, их влияние на возникающие при этом дополнительные нагрузки на элементы подшипников изучены недостаточно. Расчет абсолютных ускорений и сил инерции, действующих на тела качения, позволяет оценить дополнительные силы трения и, следовательно, дополнительные моменты сопротивления вращению. Их учет может существенно повлиять на выбор самих подшипников и конструктивного решения подшипникового узла.

Ключевые слова: подшипник; вибровозбудитель; вибрации; тело качения.

Consideration of inertia forces in the design of bearing units of vibration smoothing machines

L.A. Mamaev^a, S.N. Gerasimov^b, V.B. Kashuba^c, G.P. Nezhevets^d, V.A. Portnyagina^e

Bratsk State University; 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

^a pro_uch@brstu.ru, ^b sdm_gerasimov@rambler.ru, ^c kvb1964@yandex.ru;

^d umu-dom@yandex.ru; ^e portnyagina_1408@mail.ru

^a <https://orcid.org/0000-0002-7683-6952>; ^b <https://orcid.org/0000-0003-0370-4073>;

^c <https://orcid.org/0000-0002-6300-3060>; ^d <https://orcid.org/0000-0001-6298-5472>;

^e <https://orcid.org/0000-0002-5664-939X>

Received 21.08.2020, accepted 24.09.2020

The most important element that determines the reliability of vibration machines is the bearing unit. In most cases, failures are associated with the failure of rolling bearings. In case of bearing failure, the following fault signs are recorded: failure of the separator, abrasive and fatigue wear of the rolling surface, bending of the bearing surfaces, overheating and other types of destruction, including turning the rings in the seat sockets, etc. Vibration smoothing machines are among the machines with the most unfavorable operating conditions of bearings in the presence of significant inertial loads, which result in vibrations of the bearing elements. Absolute vibrations caused by vibrations of the entire machine and their effect on the resulting additional loads on the bearing elements are not sufficiently studied. The calculation of absolute accelerations and inertia forces acting on rolling bodies makes it possible to estimate additional friction forces and, consequently, additional moments of resistance to rotation. Their consideration can significantly affect the choice of the bearings themselves and the design of the bearing unit.

Keywords: bearing; vibration exciter; vibrations; rolling elements.

Введение. Одним из элементов вибрационных заглаживающих машин, который подвергается большим вибрационным нагрузкам, является подшипниковый узел. Вибрационные заглаживающие машины относятся к числу машин с наиболее неблагоприятными условиями работы

подшипников. Факторы, определяющие их, следующие: наличие значительных инерционных нагрузок, результатом которых являются колебания элементов подшипника (сепаратора, тел качения) и дополнительное силовое воздействие на эти элементы; высокие удельные радиальные

нагрузки; запыленность и загрязненность окружающей среды, которая усложняет централизованный подвод смазочных и охлаждающих жидкостей; высокая рабочая температура.

Вибрацию подшипников рассматривают в двух аспектах: *абсолютные* вибрации, которые вызваны колебаниями всей машины, и *относительные*, связанные с колебаниями отдельных элементов подшипников: наружного либо внутреннего кольца, сепаратора, тел качения. Радиальное биение колец, отклонения от идеальной геометрической формы рабочих поверхностей качения, упругая контактная деформация являются причинами относительных вибраций.

Изучению относительных вибраций подшипников посвящено значительное количество научных работ [2–5]. Однако исследования по изучению абсолютных вибраций подшипников практически отсутствуют. Расчет абсолютных ускорений и сил инерции, которые появляются при пространственном перемещении центра подшипников кривошипно-шатунных вибровозбудителей, представляет наибольший интерес.

Методика расчета. Используются справочные данные о режимах работы вибрационных машин с кривошипно-шатунными вибровозбудителями. Расчетная схема предложена на основе методов теоретической механики, применяемых для изучения сложного движения материальных тел. Расчеты выполнены на основе зависимостей и основных положений теоретической механики, теории колебаний и динамика машин.

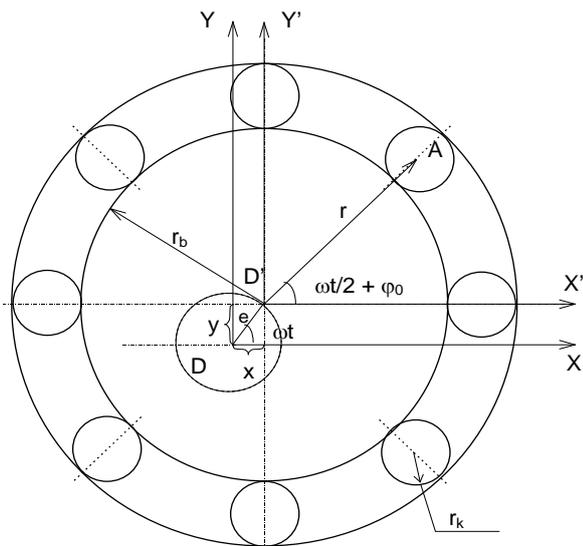


Рис. 1. Расчетная схема подшипника

Результаты исследования. В вибрационном механизме, в отличие от стационарных механизмов, подшипник совершает колебания, и центр тяжести его перемещается либо по эллиптической траектории, либо по прямой линии. В этом случае возникают дополнительные силы инерции, оказывающие влияние на работу сепаратора и тел качения. На рис. 1 представлена расчетная схема подшипника.

Поместим неподвижную систему координат XOY в центре колебаний, а подвижную систему $X'O'Y'$ — в центре подшипника и рассмотрим перемещение центра тяжести тела качения, который условно помещен в точку A . В этом случае тело качения будет совершать сложное движение, состоящее из переносного плоскопоступательного движения вместе с системой $X'O'Y'$ и относительного вращательного по отношению к этой системе.

Для точки A угловая скорость относительного движения определится зависимостью:

$$\omega_0 = \omega r_b / 2(r_b + r_k),$$

где ω_0 — угловая скорость абсолютного движения; r_b, r_k — соответственно радиусы внутреннего кольца и тела качения.

С учетом того, что $r_b \gg r_k$, получим $\omega_0 \cong \omega / 2$.

Уравнения движения точки A могут быть записаны в проекциях на оси координат XOY :

$$\begin{aligned} x &= e \cos \omega t + r \cos(\omega t / 2 + \varphi_0) \\ y &= e \sin \omega t + r \sin(\omega t / 2 + \varphi_0), \end{aligned} \quad (1)$$

где φ_0 — угол, определяющий положение тела качения в подшипнике; $r = (D + d) / 4$; D, d — соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника.

Тогда абсолютное ускорение и угол φ , определяющий направление ускорения, можно определить по зависимости:

$$\begin{aligned} W_a &= \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2} \text{ и} \\ \varphi &= \arctg \frac{\ddot{y}}{\ddot{x}}, \end{aligned} \quad (2)$$

где \ddot{x} и \ddot{y} — проекции абсолютного ускорения на неподвижные оси координат.

Вычислив величину ускорения и его направление, можно определить силу инерции, действующую на тело качения, из уравнения:

$$P_i = m W_a, \quad (3)$$

где m — масса шарика.

Значения расчетных абсолютных ускорений и сил инерции, действующих на тела качения за один период колебаний, представлены в табл. 1 и на рис. 2 и 3.

Параметры для расчета	Номер тела качения							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$\varphi_0, ^\circ$	0	45	90	135	180	225	270	315
$\omega t, ^\circ = 0$								
$W_{a, м/с^2}$	173,913	164,032	137,275	103,838	86,272	103,838	137,275	164,032
$\varphi, ^\circ$	0	34,111	71,384	117,638	180	242,362	288,616	325,889
P_i, H	7,799	7,356	6,156	4,656	3,869	4,656	6,156	7,356
$\omega t, ^\circ = 90$								
$W_{a, м/с^2}$	164,032	173,913	164,032	137,275	103,838	86,272	103,838	137,275
$\varphi, ^\circ$	55,889	90	124,111	161,384	207,638	270	332,362	18,616
P_i, H	7,356	7,799	7,356	6,156	4,656	3,869	4,656	6,156
$\omega t, ^\circ = 180$								
$W_{a, м/с^2}$	137,275	164,032	173,913	164,032	137,275	103,838	86,272	103,838
$\varphi, ^\circ$	108,616	145,889	180	214,111	251,384	297,638	0	62,362
P_i, H	6,156	7,356	7,799	7,356	6,156	4,656	3,869	4,656
$\omega t, ^\circ = 270$								
$W_{a, м/с^2}$	103,838	137,275	164,032	173,913	164,032	137,275	103,838	86,272
$\varphi, ^\circ$	152,362	198,616	235,889	270	304,111	341,384	27,638	90
P_i, H	4,656	6,156	7,356	7,799	7,356	6,156	4,656	3,869

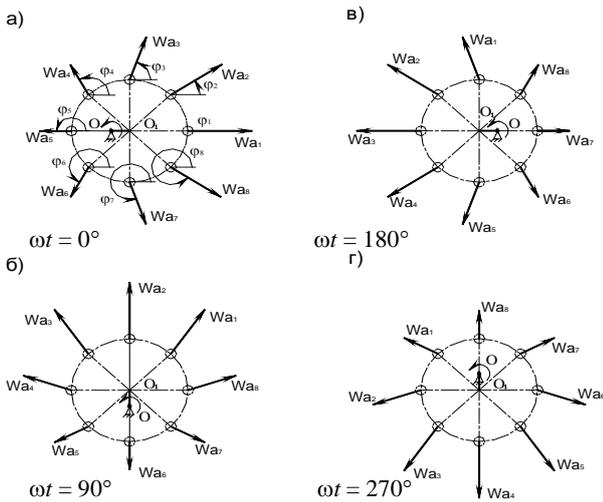


Рис. 2. План ускорений

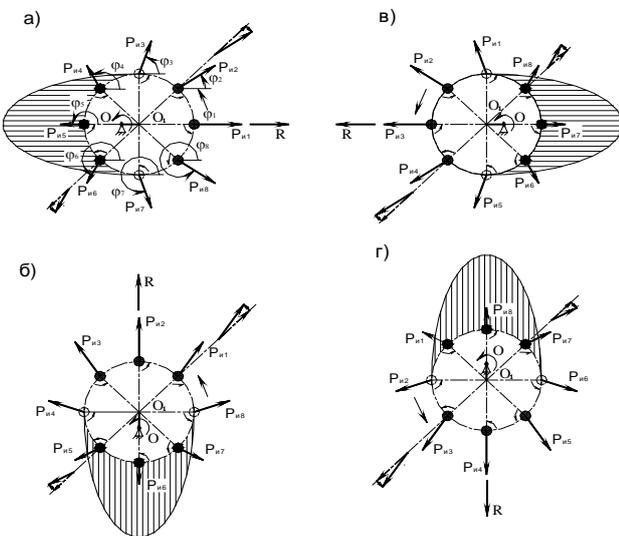


Рис. 3. План сил инерции

Силы инерции, действующие на тела качения

подшипника, в процессе работы вибровозбудителей не только отклоняются от радиального направления, но и меняют свое направление. Очевидно, что в отдельных положениях тел качения они создают моменты, способствующие качению, а в других — препятствующие.

При этом возникают касательные составляющие сил инерции и создают дополнительные силы трения на контакте «тело качения – сепаратор» и, следовательно, дополнительные моменты сопротивления вращению.

Величина силы P_c , которая действует со стороны сепаратора на шарик, определяется уравнением равенства движущего и тормозного моментов:

$$P_c = \frac{fP_i \cos \alpha}{r_k},$$

где P_i — максимальная сила инерции; f — коэффициент трения качения; α — угол между направлением силы инерции и радиусом, соединяющим центр подшипника и тела качения; r_k — радиус тела качения. Касательная составляющая силы инерции шарика равна $P_i^k = P_i \sin \alpha$.

Возникающая на контакте «тело качения – сепаратор» суммарная сила равна:

$$\sum P = \frac{fP_i \cos \alpha}{r_k} + P_i \sin \alpha.$$

По абсолютной величине угол α изменяется в пределах от 18 до 22 град. и, соответственно, наличие касательной составляющей увеличивает

момент сопротивления вращению тела качения на 25–30 %.

Помимо этого, существенный вклад в увеличение моментов сопротивления вращению подшипника будет вносить дополнительная сила трения, которая возникает в зависимости от способа центровки на контакте «сепаратор – борт внутреннего (наружного) кольца». Момент трения можно определить из равенства:

$$M \approx m_c f \omega^2 D_\sigma e \left(\frac{D - d \cos \lambda}{D} \right)^2,$$

где m_c — масса сепаратора; D_σ, D, d — соответственно диаметр борта кольца подшипника, диаметры по центрам тел качения ($D = 2r$) и тела качения; e — эксцентриситет сепаратора по отношению к оси вращения, возникающий в результате неточностей изготовления; λ — угол между линией приложения нагрузки и центром шарика.

Так как класс точности изготовления подшипников качения высок, то эксцентриситет не должен превышать 0,05 мм. Одновременно при вибрации величина амплитуды колебаний центра тяжести подшипника может составить 1 мм и более. Практика показывает, что инерционные силы способны дестабилизировать посадки, вызвав интенсивный проворот внутреннего и наружного колец подшипника, который сопровождается повышенным тепловыделением.

В рассматриваемом случае пространственного движения подшипника на сепаратор действуют значительные центробежные силы. В вибрационных заглаживающих машинах основная нагрузка на подшипники радиальная, которая определяется величиной центробежных сил и может быть рассчитана [1; 3] по формуле:

$$F_r = m_0 A \omega^2,$$

где m_0, A, ω — соответственно масса колеблющихся частей, приведенная к узлу подшипника, амплитуда и частота колебаний.

Приведенную нагрузку P можно вычислить по известной зависимости:

$$P = F_r V k_\sigma k_t,$$

где $V = 1,2$ — коэффициент вращения; k_σ — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник; k_t — температурный коэффициент.

С учетом специфики работы подшипника при вибрации необходимое значение коэффициента k_σ для бусовых машин принимают равным, как правило, 4, для машин с валковыми и дисковым рабочим органом — 3.

Заключение. В результате расчета определены значения абсолютных ускорений и сил инерции, действующих на тела качения за один период колебаний.

Это позволяет провести оценку дополнительных сил трения и, следовательно, дополнительных моментов сопротивления вращению, что оказывает существенное влияние на выбор подшипников и предопределяет конструктивное решение подшипникового узла.

Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод, что при проектировании высоконадежных подшипниковых опор вибровозбудителя представляется целесообразным, во-первых, применять виброустойчивые подшипники повышенной быстроходности и грузоподъемности; во-вторых, выбор конструктивного решения подшипникового узла должен обеспечивать высокую эффективность систем охлаждения, уплотнения и смазки и надежность посадок подшипников в корпус и на вал. В связи с ЭТИМ можно дать некоторые рекомендации по подбору подшипников: недопустимо применение подшипников со штампованными тонкостенными и чугунными сепараторами, а также с сепараторами, центрированными по телам качения; целесообразно применение радиальных сферических двухрядных роликоподшипников с увеличенным радиальным зазором и с массивными латунными сепараторами, центрированными по наружному кольцу.

Литература

1. Бать М.И. Теоретическая механика в примерах и задачах. М.: Высшая школа, 1975. 345 с.
2. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве: учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.
3. Болотный А.В. Заглаживание бетонных поверхностей. Л.: Стройиздат. Ленингр. отд-ние, 1979. 127 с.
4. Болотный А.В. Основы малой механизации строительных и ремонтных работ: учебн. пособие. СПб., 1992. 87 с.

5. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1969. 364 с.
6. Вибрации в технике. Колебания нелинейных механических систем: справ. в 4 т. / под ред. И.И. Блехмана. 1979. Т. II. 351 с.
7. Вибрации в технике. Вибрационные процессы и машины: справ. в 4 т. / под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. Т. IV. 509 с.
8. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов: справ. / под ред. В.А. Баумана. М.: Машиностроение, 1978. 549 с.

9. Исследование и испытание строительных машин и оборудования: сб. науч. тр. / под ред. С.Н. Иванченко. Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. тех. ун-та, 1993. 134 с.
10. Коловский М.З. Динамика машин. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. 263 с.
11. Кузьмичев В.А. Методы моделирования и проектирования вибрационных смесительных машин: автореф. дис. ... д-ра. Л., 1989. 32 с.
12. Нагаев Р.Ф. Периодические режимы вибрационного перемещения. М.: Наука, 1978. 160 с.
13. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1991. 252 с.
14. Серебренников А.А., Кузьмичев В.А. Вибрационные смесители (конструкции, исследования, расчеты. М.: Недра, 1999. 148 с.
15. Яблонский А.А. Курс теоретической механики: в 2 ч. Динамика. М.: Высшая школа. 1977. Ч. II. 430 с.
4. Bolotnyj A.V. Fundamentals of small mechanization of construction and repair works: uchebn. posobie. SPb., 1992. 87 p.
5. Byhovskij I.I. Fundamentals of the theory of vibration technology. M.: Mashinostroenie, 1969. 364 p.
6. Vibrations in engineering. Vibrations of nonlinear mechanical systems: sprav. v 4 t. / pod red. I.I. Blekhmana. 1979. V. II. 351 p.
7. Vibrations in engineering. Vibration processes and machines: sprav. v 4 t. / pod red. E.E. Lavendela. 1981. V. IV. 509 p.
8. Vibration machines in construction and production of building materials: sprav. / ppod red. V.A. Bauman. M.: Mashinostroenie, 1978. 549 p.
9. Research and testing of construction machines and equipment: Collection of scientific papers: sb. nauch. tr. / pod red. S.N. Ivanchenko. Habarovsk: Izd-vo Habar. gos. tekhn. un-ta, 1993. 134 p.
10. Kolovskij M.Z. Dynamics of machines. L.: Mashinostroenie. Leningr. otd- nie, 1989. 263 p.

References

1. Bat' M.I. Theoretical mechanics in examples and tasks. M.: Vysshaya shkola, 1975. 345 p.
2. Bauman V.A., Byhovskij I.I. Vibration machines and processes in construction: ucheb. posobie dlya vuzov. M.: Vysshayas shkola, 1977. 255 p.
3. Bolotnyj A.V. Smoothing concrete surfaces. L.: Strojizdat. Leningr. otd-nie, 1979. 127 p.
11. Kuz'michev V.A. Methods of modeling and designing vibration mixing machines: avtoref. dis. ... d-ra. L., 1989. 32 p.
12. Nagaev R.F. Periodic modes of vibrational displacement. M.: Nauka, 1978. 160 p.
13. Panovko YA.G. Introduction to the theory of mechanical vibrations. M.: Nauka, 1991. 252 p.
14. Serebrennikov A.A., Kuz'michev V.A. Vibration mixers (structures, research, calculations). M.: Nedra, 1999. 148 p.
15. YAbloonskij A.A. Course of theoretical mechanics: v 2 ch. Dinamikaya. M.: Vysshaya shkola. 1977. CH. II. 430 p.