

# МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 629.4.027.115

**А. В. БОРОДИН  
Ю. А. ИВАНОВА  
Д. Б. ГРИЦ**

Омский государственный  
университет путей сообщения

## БУКСОВЫЙ УЗЕЛ ГРУЗОВОГО ВАГОНА С ПОВЫШЕННОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ШЕЙКИ ОСИ

Рассмотрены причины снижения грузоподъемности вагонного буксового узла. Предложены варианты модернизации буксового узла с повышенной жесткостью шейки оси: применение оси со ступенчатой шейкой с увеличенным диаметром ступени для размещения заднего подшипника; оси с уменьшенной консольной частью и подшипником новой конструкции. Выполнен расчет прогибов и углов поворота сечений шейки оси методом конечных элементов. Предложенные конструктивные решения позволяют снизить угол перекоса колец подшипников.

**Ключевые слова:** грузовой вагон, буксовый узел, ось, жесткость, подшипник.

Согласно Стратегии развития железнодорожного транспорта Российской Федерации до 2030 г. предполагается увеличение грузоподъемности вагонов, планируемое значение нагрузки на ось составляет 270 – 300 кН [1].

Актуальной задачей является разработка перспективных конструкций грузовых вагонов и их отдельных элементов.

Одна из причин снижения грузоподъемности вагонной оси — взаимный перекося колец подшипников, возникающий при упругой деформации шейки оси от воздействия радиальных составляющих сил, действующих на колесную пару вагона.

Даже при небольшом значении угла перекося колец подшипника (1 угл. мин) на одном из краев ролика давления могут увеличиваться в 2–3 раза.

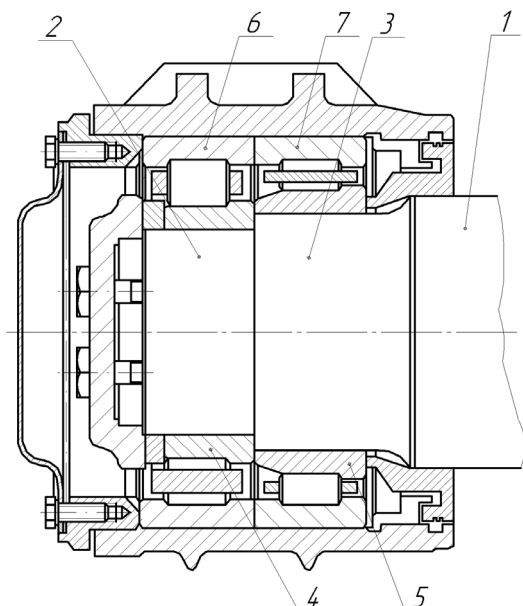


Рис. 1. Буксовый узел грузового вагона со ступенчатой шейкой оси:

1 — ось; 2 — первая ступень оси; 3 — вторая ступень оси; 4 — внутреннее кольцо подшипника; 5 — внутреннее кольцо подшипника; 6 — наружное кольцо подшипника; 7 — наружное кольцо подшипника

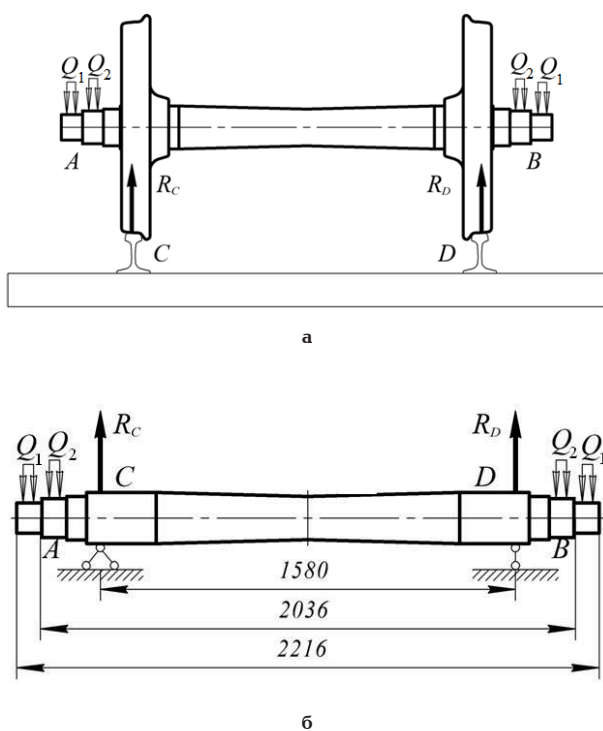


Рис. 2. Схема нагружения оси колесной пары грузового вагона:

а — действительная; б — расчетная

Возникающие концентрации контактных давлений уменьшают срок службы и являются причиной повышенного износа деталей или заклинивания подшипника буксы.

Рекомендуемое значение допустимого угла поворота сечения оси для цилиндрических роликоподшипников с короткими роликами без модифи-

цированного контакта (бомбины) — до 4 угл. мин, с бомбиной — до 10 угл. мин [2].

При исследовании влияния увеличения нагрузки на работоспособность буксовых подшипников установлено, что применение осей типа РУ1 и РУ1Ш для вагонов с нагрузкой на ось 250 кН и более не может гарантировать безопасной работы подшипников вследствие превышения допустимого значения угла перекоса колец более чем на 10% (более 11 угл. мин при допустимом значении 10 угл. мин) [3].

С целью повышения жесткости буксового узла и уменьшения значений прогиба и угла поворота сечений шейки оси предложены варианты модернизации осей и выполнен расчет модернизированных осей методом конечных элементов. Расчет выполнен для состояния покоя под воздействием статической нагрузки с учетом геометрических параметров и свойств материала. Предполагается выполнение модернизации на основе оси типа РУ1Ш из углеродистой стали марки ОсВ (модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^8$  Па) для осевых нагрузок 250 и 300 кН.

Первый вариант модернизации буксового узла колесной пары (рис. 1) заключается в выполнении ступенчатой шейки с увеличенным диаметром под кольцо заднего подшипника, при этом наружные диаметры колец подшипников выполняются равными диаметру [4].

Для расчета приняты следующие допущения:

1. Вагонная ось (рис. 2а), воспринимающая нагрузку от кузова вагона и передающая ее на путь, рассматривается как балка, нагруженная распределенными силами  $Q_1$  и  $Q_2$  на каждую ступень и опирающаяся на две шарнирные опоры  $C$  и  $D$ , из которых одну следует считать подвижной (рис. 2б). В опорах возникают реакции  $R_c$  и  $R_d$ . Такая схема приблизительно соответствует действительной работе оси, опорные сечения которой при изгибе могут поворачиваться, причем расстояние между точками  $C$  и  $D$  может изменяться [5].

2. Для расчета прогиба и угла поворота сечения принято, что 60% нагрузки воспринимает задний подшипник и 40% — передний [6], поэтому с допустимыми значениями сравниваются значения прогиба и угла поворота сечения, соответствующие заднему подшипнику.

Результаты расчета прогиба и угла поворота сечения оси при значениях нагрузки на ось вагона  $p_o = 250$  кН и  $p_o = 300$  тс представлены на рис. 3.

Сравнивая расчетные значения прогиба и угла поворота сечения с допустимыми, можно заключить, что при осевой нагрузке вагона 250 кН угол поворота сечения заднего подшипника ( $\varphi_{шз(25)} = 7,96$  угл. мин) не превышает допустимого значения для цилиндрических роликоподшипников с модифицированным контактом. При нагрузке на ось 300 кН угол поворота сечения заднего подшипника ( $\varphi_{шз(30)} = 9,55$  угл. мин) близко приближен к допустимому, но не превышает его. При обоих значениях нагрузки угол поворота сечения превышает допустимое значение (10 угл. мин) для цилиндрических роликоподшипников без модифицированного контакта.

Второй вариант модернизации буксового узла колесной пары заключается в том, что шейка оси для установки роликовых подшипников выполнена с уменьшенной консольной частью. На полученной посадочной поверхности предлагается монтировать роликовый подшипник (рис. 4, 5), содержащий наружное и внутренние кольца с бортами, ролики,

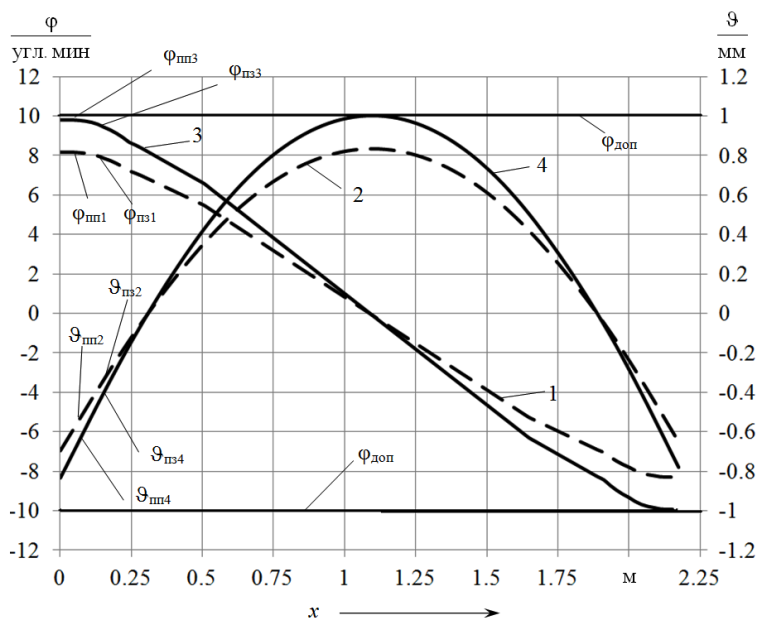


Рис. 3. Зависимость прогиба  $\vartheta(x)$  и угла поворота  $\varphi(x)$  сечения ступенчатой шейки оси от статической нагрузки по длине оси  $x$  (с индексами «шп» и «шз» для участков шейки оси под передним и задним подшипниками соответственно):

- 1, 3 — угол поворота сечения оси  $\varphi(x)$  при статической нагрузке 250 и 300 кН соответственно;  
2, 4 — прогиб сечения оси  $\vartheta(x)$  при статической нагрузке 250 и 300 кН соответственно

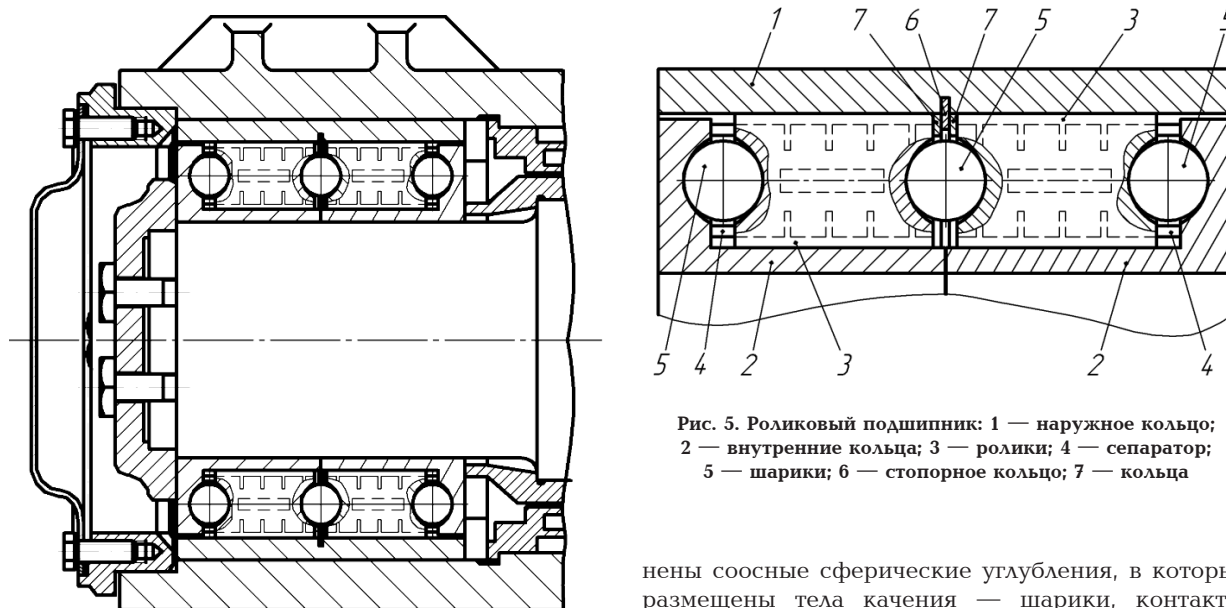


Рис. 4. Буксовый узел грузового вагона с уменьшенной консольной частью шейки оси: 1 — ось; 2 — первая ступень оси; 3 — вторая ступень оси; 4 — внутреннее кольцо подшипника; 5 — внутреннее кольцо подшипника; 6 — наружное кольцо подшипника; 7 — наружное кольцо подшипника

воспринимающие радиальную нагрузку, и сепаратор [7], размещенный между телами качения. Наружное кольцо выполнено безбортовым с канавкой для размещения стопорного кольца, внутренние кольца — с высокими бортами, обеспечивающими небольшой зазор с внутренней поверхностью наружного кольца и канавками арочного профиля на торцах бортов колец. В торцах роликов выпол-

Рис. 5. Роликовый подшипник: 1 — наружное кольцо; 2 — внутренние кольца; 3 — ролики; 4 — сепаратор; 5 — шарики; 6 — стопорное кольцо; 7 — кольца

нены соосные сферические углубления, в которых размещены тела качения — шарики, контактирующие с поверхностями канавок [8]. Наружный диаметр подшипника остается таким же, как и у типового.

Для расчета углов поворота и прогибов шейки с уменьшенной консольной частью принято допущение: вагонная ось, воспринимающая давления от кузова вагона и передающая их на рельсы, рассматривается как балка, нагруженная распределенными силами  $Q_1$  и  $Q_2$  на каждую шейку оси и опирающуюся на две шарнирные опоры  $C$  и  $D$ , из которых одну следует считать подвижной.

Результаты расчета прогиба и угла поворота сечения оси при значениях нагрузки на ось вагона  $p_o = 250$  кН и  $p_o = 300$  кН представлены на рис. 6.

Сравнение полученных значений прогиба и угла поворота сечения с допускаемыми показывается, что при нагрузке 250 кН угол поворота

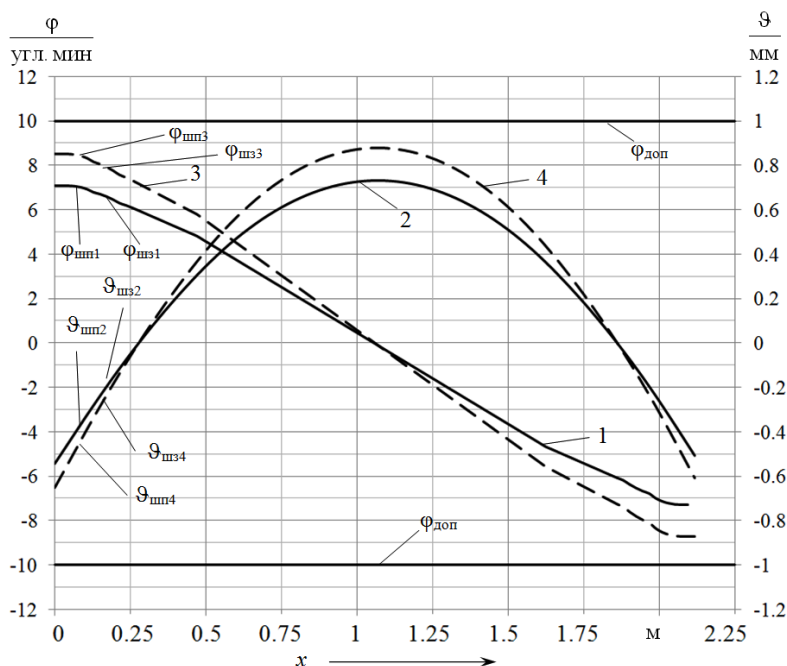


Рис. 6. Зависимость прогиба  $\delta(x)$  и угла поворота  $\varphi(x)$  сечения шейки оси с уменьшенной консольной частью от статической нагрузки по длине оси  $x$  (с индексами «шп» и «шз» для участков шейки оси под передним и задним подшипниками соответственно):

- 1, 3 — угол поворота сечения оси при статической нагрузке 250 и 300 кН соответственно;  
2, 4 — прогиб сечения оси при статической нагрузке 250 и 300 кН соответственно

сечения, соответствующего расположению заднего подшипника ( $\varphi_{шз(25)} = 6,79$  угл. мин), не превышает допустимого значения для цилиндрических роликоподшипников с модифицированным контактом (10 угл. мин). При осевой нагрузке 300 кН угол поворота сечения, соответствующего расположению заднего подшипника ( $\varphi_{шз(30)} = 8,15$  угл. мин), также не превышает допустимого значения (10 угл. мин). При обоих значениях расчетной нагрузки угол поворота сечения превышает допустимое значение для цилиндрических роликоподшипников без модифицированного контакта, но при этом меньше, чем угол поворота, полученный для ступенчатой оси.

**Выводы.** Применение буксовых узлов с типовыми шейками осей колесных пар грузовых вагонов с повышенной нагрузкой на ось не обеспечивает достаточную жесткость для эффективной работы подшипников качения. Выполнение ступенчатой шейки оси и оси с уменьшенной консольной частью позволяет при повышенной нагрузке на ось снизить угол перекоса колец подшипников на 15–40%. Внедрение оси с уменьшенной консольной частью позволяет также снизить массу оси колесной пары и уменьшить расход металла для ее изготовления.

#### Библиографический список

- Гапанович, В. А. Белая книга ОАО «РЖД»: Стратегические направления научно-технического развития компании / В. А. Гапанович // Железнодорожный транспорт. — 2007. — № 8. — С. 2–6.
- Решетов, Д. Н. Детали машин : учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с.
- Бородин, А. В. Влияние повышенной осевой нагрузки на работоспособность буксовых подшипников / А. В. Бородин,

М. И. Ковалев // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2011. — № 3 (103). — С. 140–143.

4. Пат. 149000 РФ, МПК В 61 F 5/52. Букса грузового вагона / Бородин А. В., Гриц Д. Б. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения. — № 2014129461/11 ; заявл. 17.07.2014 ; опубл. 20.12.2014, Бюл. № 35. — 4 с.

5. Беляев, Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. — М. : Наука, 1976. — 608 с.

6. Волков, Н. Н. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов / Н. Н. Волков, Н. В. Родзевич. — М. : Машиностроение, 1972. — 168 с.

7. Пат. 2403464 РФ, МПК F 16 C 19/22, F 16 C 33/46, В 61 F 15/12. Сепаратор роликоподшипника буксы подвижного состава / Бородин А. В. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения. — № 2009122733/11 ; заявл. 15.06.2009 ; опубл. 10.11.2010, Бюл. № 31. — 4 с.

8. Пат. 144127 РФ, МПК F 16 C 19/49, F 16 C 19/20, В 61 F 15/12. Роликовый подшипник / Бородин А. В., Гриц Д. Б. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. ун-т путей сообщения. — № 2014129461/11 ; заявл. 17.07.2014 ; опубл. 20.12.2014, Бюл. № 35. — 4 с.

**БОРОДИН Анатолий Васильевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой теории механизмов и деталей машин.

**ИВАНОВА Юлия Алексеевна**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры теории механизмов и деталей машин.

Адрес для переписки: Ivanovatmdm@mail.ru

**ГРИЦ Дмитрий Борисович**, преподаватель кафедры теории механизмов и деталей машин.

Адрес для переписки: Gritstmdm@mail.ru

Статья поступила в редакцию 19.04.2016 г.

© А. В. Бородин, Ю. А. Иванова, Д. Б. Гриц

Сибирская государственная  
автомобильно-дорожная академия,  
г. ОмскООО «Научно-производственный центр  
«Динамика, надежность машин  
и комплексная автоматизация» —  
НПЦ «Динамика»,  
г. Омск

## ЗАКОНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК НА ТЕЛА КАЧЕНИЯ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ В НЕФТЕПЕРЕРАБОТКЕ

Разработан новый метод расчета радиальных нагрузок на тела качения подшипников центробежных насосных агрегатов с малым числом тел качения. Получены новые закономерности распределения радиальных сил на тела качения подшипниковых насосных агрегатов.

**Ключевые слова:** подшипник качения, роликоподшипник, шарикоподшипник, закономерности распределения радиальных нагрузок, геометрическая характеристика подшипника, центробежный насосный агрегат.

Современные нефтеперерабатывающие производства оснащены громадным количеством центробежных насосных агрегатов с малым числом тел качения. Центробежные насосы и приводные электродвигатели снабжены подшипниками качения. Причем развитие этой энергонасыщенной техники происходит в направлении уменьшения числа тел качения и увеличения диаметров тел качения при постоянном увеличении мощности агрегата. Подшипники качения получили применение в различных областях техники: во всех видах транспорта, в различных областях промышленности и т.п. Рекомендации по выбору типа подшипника, его параметров в справочной литературе по подшипникам качения носят общий характер и не учитывают условия эксплуатации техники в конкретных областях функционирования [1–3].

На рис. 1, 2 представлен подшипник качения центробежных насосных агрегатов с числом тел качения  $z=8$ . Насосные агрегаты с малым количеством тел качения выпускаются как малой, так и большой мощности — более 500 кВт.

Подшипники качения с малым числом тел качения в настоящее время изучены недостаточно. В справочной литературе для проектирования подшипников качения укоренилось мнение о том, что распределение нагрузок по телам качения мало зависит от числа  $z$  тел качения [4].

На рис. 1 представлена известная расчетная схема для определения нагрузок на тела качения, которая является симметричной, при этом одно тело занимает нижнее положение [4–6]. Схема характеризуется нечетным количеством  $z_{\text{раб}}$  работающих тел качения.

Тела качения располагаются равномерно по окружности подшипника с шагом

$$\gamma = 2\pi/z, \quad (1)$$

где  $z$  — число тел качения.

На рис. 2 представлена новая расчетная схема для определения радиальных сил на тела качения. Новая схема расчета является симметричной относительно оси  $O_z$ . Число работающих шариков  $z_{\text{раб}}$  в этой схеме всегда четное число, для  $z=8$   $z_{\text{раб}}=4$ . Переход подшипника качения из первой расчетной схемы во вторую расчетную схему происходит на угле поворота  $0,5\gamma$ . При повороте внутреннего кольца по стрелке на угол  $0,5\gamma$  максимальная сила  $P_0$  уменьшается от  $P_0$  до значения  $P_{\text{ин}}$ , аналогично для тел качения, расположенных слева от нагрузки  $P_0$  (рис. 1), происходит возрастание радиальной силы  $P_{\text{ин}}$  до значения  $P_0$  и т.д.

Аналогично изменяются нагрузки на все рабочие тела качения, поэтому все многообразие положений тел качения в пространстве расположено между двумя предельными расчетными положениями (рис. 1, 2) и бесконечным числом возможных форм расположения тел качения при повороте внутреннего кольца на угол  $\varphi=0,5\gamma$ .

Статически неопределимая задача распределения радиальных сил на тела качения в традиционной задаче для первого расчетного положения (рис. 1) и второго расчетного положения (рис. 2) решена с использованием теории Герца.

Максимальная нагрузка  $P_0$  в первой задаче и сила  $P_{\text{ин}}$  на тела качения во второй задаче определяются по формулам



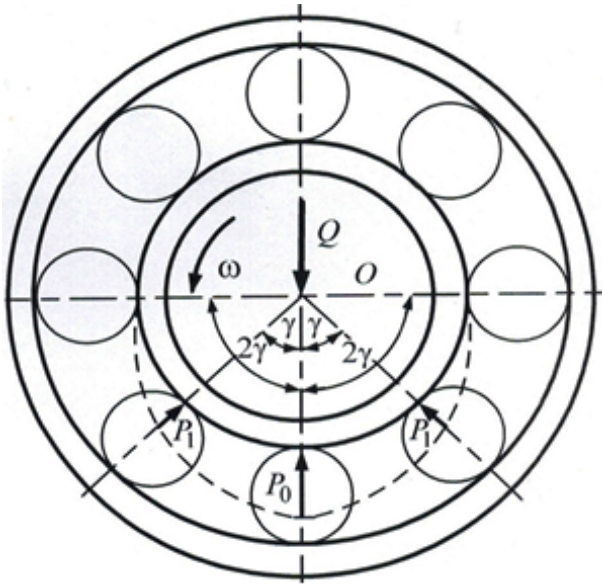


Рис. 1. Традиционная схема определения радиальных нагрузок на тела качения

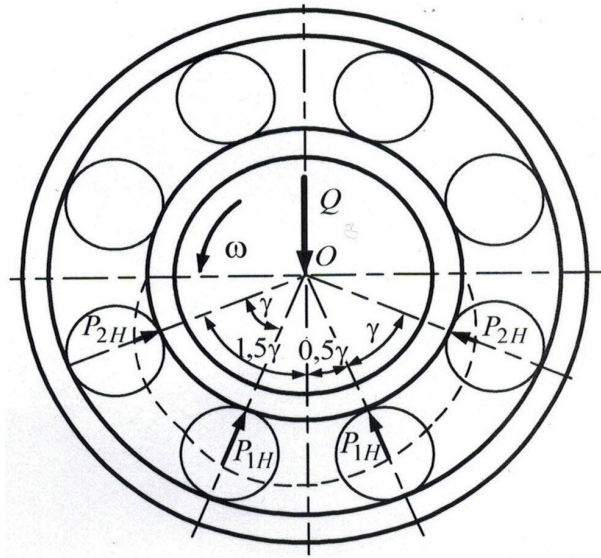


Рис. 2. Новая схема определения радиальных нагрузок на тела качения

$$P_0 = \frac{Q}{\kappa(P_0)}; \quad P_{1H} = \frac{Q}{\kappa(P_{1H})}, \quad (2)$$

где  $Q$  — общая вертикальная нагрузка на подшипник качения;  
 $\kappa(P_0)$ ,  $\kappa(P_{1H})$  — численные значения геометрической характеристики шарикоподшипника качения для первой и второй расчетных схем, зависящие от числа  $z$  тел качения.

Коэффициенты  $\kappa(P_0)$  и  $\kappa(P_{1H})$  для двух расчетных схем для шарикоподшипников и роликоподшипников определяются по следующим формулам.

Шарикоподшипник — традиционная первая схема расчета:

$$\begin{aligned} \kappa(P_0) = & 1 + 2[\cos^{5/2} \gamma + \cos^{5/2} 2\gamma + \\ & + \cos^{5/2} 3\gamma + \cos^{5/2} 4\gamma + \cos^{5/2} 5\gamma + \\ & + \cos^{5/2} 6\gamma + \cos^{5/2} 7\gamma + \cos^{5/2} 8\gamma + \cos^{5/2} 9\gamma]. \end{aligned} \quad (3)$$

Роликоподшипник — традиционная первая схема расчета:

$$\begin{aligned} \kappa(P_0) = & 1 + 2[\cos^2 \gamma + \cos^2 2\gamma + \\ & + \cos^2 3\gamma + \cos^2 4\gamma + \cos^2 5\gamma + \\ & + \cos^2 6\gamma + \cos^2 7\gamma + \cos^2 8\gamma + \cos^2 9\gamma]. \end{aligned} \quad (4)$$

Шарикоподшипник — новая вторая схема расчета:

$$\begin{aligned} \kappa(P_{1H}) = & 2(\cos 0,5\gamma + \frac{\cos^{5/2} 1,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \\ & + \frac{\cos^{5/2} 2,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 3,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \\ & + \frac{\cos^{5/2} 4,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 5,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \\ & + \frac{\cos^{5/2} 6,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 7,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 8,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma}). \end{aligned} \quad (5)$$

Роликоподшипник — новая вторая схема расчета:

$$\begin{aligned} \kappa(P_{1H}) = & 2(\cos 0,5\gamma + \frac{\cos^2 1,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \\ & + \frac{\cos^2 2,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 3,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 4,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \\ & + \frac{\cos^2 5,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 6,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 7,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 8,5\gamma}{\cos 0,5\gamma}). \end{aligned} \quad (6)$$

По формулам (3)–(6) можно определять число рабочих тел качения  $z_{\text{раб}}$ , воспринимающих вертикальную нагрузку  $Q$ . Например, для шарикоподшипника с общим числом шариков  $z=8$ ,  $\gamma=45^\circ$  в формуле (3)  $\cos 2\gamma=0$ , т.е. второй член исчезает. Поэтому  $n_k=1$ , а  $z_{\text{раб}}=1+2n_k=3$ . По формуле (5) для новой схемы расчета  $n_k=2$ , поэтому  $z_{\text{раб}}=2n_k=4$ .

После определения максимальной радиальной силы  $P_0$  для шарикоподшипника по традиционной первой расчетной схеме другие радиальные силы определяются по формулам

$$\begin{aligned} P_1 = P_0 \cos^{3/2} \gamma; \quad P_2 = P_0 \cos^{3/2} 2\gamma; \\ P_3 = P_0 \cos^{3/2} 3\gamma; \dots P_9 = P_0 \cos^{3/2} 9\gamma. \end{aligned} \quad (7)$$

Для роликоподшипника нагрузки на тела качения по традиционной первой схеме определяются по формулам

$$\begin{aligned} P_1 = P_0 \cos \gamma; \quad P_2 = P_0 \cos 2\gamma; \\ P_3 = P_0 \cos 3\gamma; \dots P_9 = P_0 \cos 9\gamma. \end{aligned} \quad (8)$$

По второй расчетной схеме для шарикоподшипника нагрузки на тела качения определяются по формулам

$$\begin{aligned} P_{2H} = P_{1H} \frac{\cos^{3/2} 1,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma}; \quad P_{3H} = P_{1H} \frac{\cos^{3/2} 2,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma}; \dots \\ P_{9H} = P_{1H} \frac{\cos^{3/2} 8,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma}. \end{aligned} \quad (9)$$

По второй расчетной схеме для роликоподшипника нагрузки на тела качения определяются по формулам

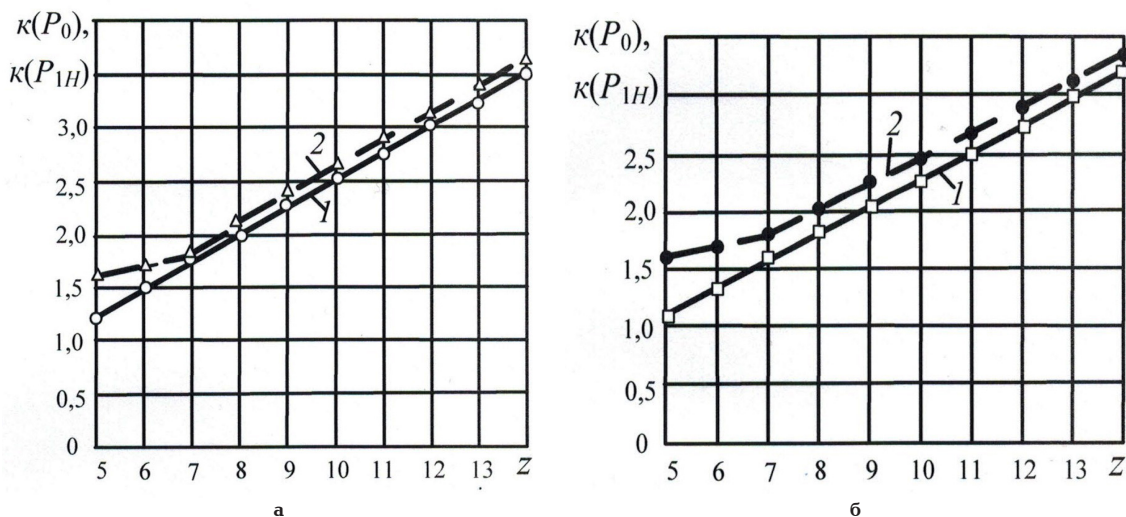


Рис. 3. Зависимость значения коэффициентов  $k(P_0)$  и  $k(P_{1H})$  от числа тел качения  $z$ : а — шарикоподшипники; б — роликоподшипники; 1 — традиционная расчетная схема  $k(P_0)$ ; 2 — новая расчетная схема  $k(P_{1H})$

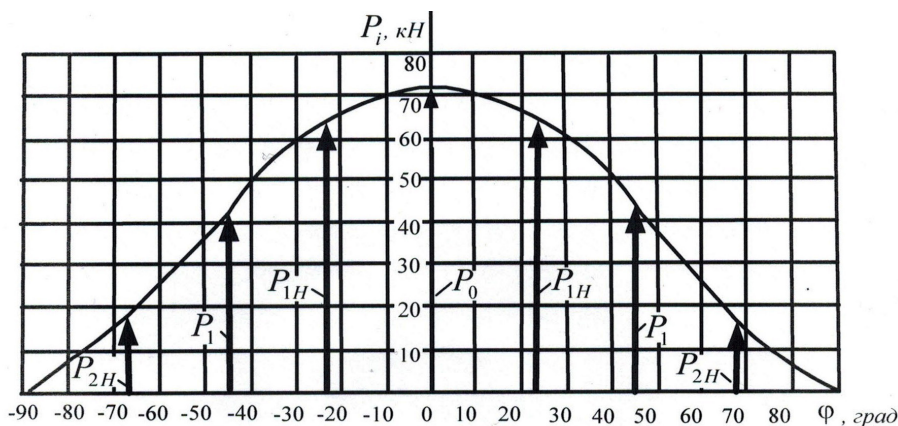


Рис. 4. Характеристика распределения радиальных сил  $P_i$  на тела качения при  $z=8$  в зависимости от угла  $\varphi$

$$P_{2H} = P_{1H} \frac{\cos 1,5\gamma}{\cos 0,5\gamma}; \quad P_{3H} = P_{1H} \frac{\cos 2,5\gamma}{\cos 0,5\gamma}; \quad \dots$$

$$P_{9H} = P_{1H} \frac{\cos 8,5\gamma}{\cos 0,5\gamma}. \quad (10)$$

На рис. 3 представлены зависимости численных значений геометрических характеристик  $k(P_0)$ ,  $k(P_{1H})$  для шарикоподшипников и роликоподшипников для малых значений числа  $z$  тел качения, из которых видно, что линейность характеристики силовых подшипников сохраняется до значения  $z=7$ .

При числе тел качения подшипников  $z \geq 7$  (рис. 3а) зависимости  $k(P_0)=f(z)$  являются линейными характеристиками. Для роликоподшипников линейность обеспечивается при  $z \geq 8$  (рис. 3б). Большие значения коэффициентов  $k(P_{1H})$  свидетельствуют об уменьшении нагрузок на тела качения во второй расчетной схеме. Для роликоподшипников значения геометрических характеристик больше, чем для шарикоподшипников.

Установлено, что первая и вторая расчетные схемы характеризуют единую общую закономерность распределения радиальных сил для разных

углов положения шариков. Поэтому значения радиальных сил, вычисленные для второй расчетной схемы, располагаются между значениями сил, вычисленных по первой расчетной схеме.

На рис. 4 представлены результаты исследования значений радиальных нагрузок  $P_i$  на тела качения для заданного числа шариков  $z=8$  в ортогональной системе координат

$$P_i = f(z, \varphi),$$

где  $P_i$  — значения радиальной силы для  $i$ -го тела качения при шаговом значении угла  $\varphi$ , соответствующего заданному числу  $z$  тел качения.

Кривая зависимости  $P_i=f(z, \varphi)$  имеет специфический вид, напоминающий кривую нормального распределения случайных величин, однако по существу является строго детерминированной симметричной математической кривой, не имеющей аналога (рис. 4). Зависимость распределения радиальных сил представлена в размерных величинах.

Для получения более общих закономерностей удобно представить закон распределения сил в ортогональном безразмерном виде, разделив значения сил  $P_i$  на максимальное значение  $P_0$ ;  $\mu = P_i/P_0 = 0, \dots, 1$ .

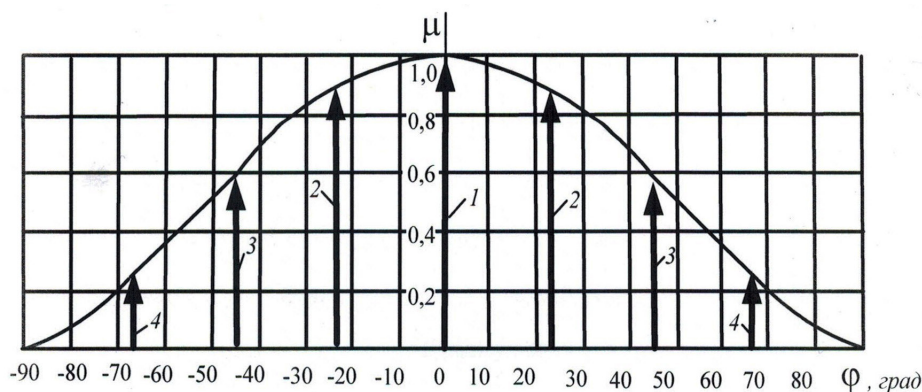


Рис. 5. Безразмерная характеристика распределения радиальных сил на тела качения шарикоподшипника при  $z=8$  в зависимости от угла  $\varphi$ : 1 —  $\mu = P_0/P_0=1$ ; 2 —  $\mu = P_{1H}/P_0$ ; 3 —  $\mu = P_1/P_0$ ; 4 —  $\mu = P_{2H}/P_0$

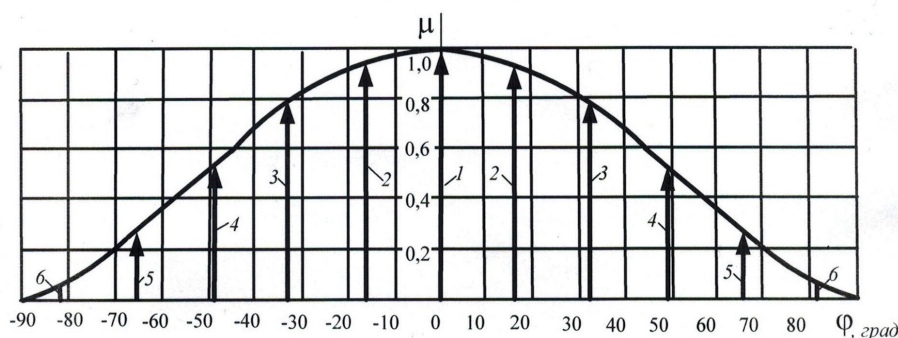


Рис. 6. Безразмерная характеристика распределения радиальных сил на тела качения роликоподшипника при  $z = 11$  в зависимости от угла  $\varphi$ : 1 —  $\mu = P_0/P_0=1$ ; 2 —  $\mu = P_{1H}/P_0$ ; 3 —  $\mu = P_1/P_0$ ; 4 —  $\mu = P_{2H}/P_0$ ; 5 —  $\mu = P_2/P_0$ ; 6 —  $\mu = P_{3H}/P_0$

Таблица 1

Зависимости значения радиальных сил  $P_i$  и безразмерных параметров  $\mu = P_i/P_0$  от угла  $\varphi$  для роликоподшипника с числом тел качения  $z = 8$  с  $Q = C = 133$  кН

Угол расположения тел качения $\varphi$ , град	Значение радиальной силы $P_i$ , кН	Безразмерная характеристика $\mu = P_i/P_0$
90,000	0,000	0,000
$\varphi_{2H} = 67,5$	$P_{2H} = 17,280$	$P_{2H}/P_0 = 0,239$
$\varphi_1 = 45,0$	$P_1 = 42,959$	$P_1/P_0 = 0,595$
$\varphi_{1H} = 22,5$	$P_{1H} = 64,821$	$P_{1H}/P_0 = 0,897$
$\varphi_0 = 0,000$	$P_0 = 72,247$	$P_0/P_0 = 1,000$
$\varphi_{1H} = -22,5$	$P_{1H} = 64,821$	$P_{1H}/P_0 = 0,897$
$\varphi_1 = -45,0$	$P_1 = 42,959$	$P_1/P_0 = 0,595$
$\varphi_{2H} = -67,5$	$P_{2H} = 17,280$	$P_{2H}/P_0 = 0,239$
-90,000	0,000	0,000

Для шариков с разным числом тел качения для безразмерного распределения радиальных сил получено уравнение регрессии 4-й степени с коэффициентом корреляции  $R^2 = 0,999893$  (рис. 5):

$$\mu = 1,2347 \cdot 10^{-8} \varphi^4 - 2,23456 \cdot 10^{-4} \varphi^2 + 1, \quad (11)$$

где  $\varphi$  — дискретный угол расположения  $i$ -го тела качения на беговой дорожке,  $\varphi = 0, \dots, 90^\circ$ .

В табл. 1 представлены результаты выполненных исследований с шарикоподшипником для числа тел качения  $z=8$ , нагрузкой  $Q=C=133$  кН. В табл. 2 представлены результаты выполненных



Зависимости значения радиальных сил  $P_i$  и безразмерных параметров  $\mu = P_i/P_0$  от угла  $\varphi$  для роликоподшипника с числом тел качения  $z=11$  с  $Q=C=96,8$  кН

Угол расположения тел качения $\varphi$ , град	Значение радиальной силы $P_i$ , кН	Безразмерная характеристика $\mu = P_i/P_0$
90,000	0,000	0,000
$\varphi_{3H} = 81,818$	$P_{3H} = 1,937$	$P_{3H}/P_0 = 0,055$
$\varphi_2 = 65,455$	$P_2 = 9,389$	$P_2/P_0 = 0,268$
$\varphi_{2H} = 49,091$	$P_{2H} = 19,117$	$P_{2H}/P_0 = 0,545$
$\varphi_1 = 32,727$	$P_1 = 27,056$	$P_1/P_0 = 0,772$
$\varphi_{1H} = 16,364$	$P_{1H} = 33,904$	$P_{1H}/P_0 = 0,967$
$\varphi_0 = 0,000$	$P_0 = 35,065$	$P_0/P_0 = 1,000$
$\varphi_{1H} = -16,364$	$P_{1H} = 33,904$	$P_{1H}/P_0 = 0,967$
$\varphi_1 = -32,727$	$P_1 = 27,056$	$P_1/P_0 = 0,772$
$\varphi_{2H} = -49,091$	$P_{2H} = 19,117$	$P_{2H}/P_0 = 0,545$
$\varphi_2 = -65,455$	$P_2 = 9,389$	$P_2/P_0 = 0,268$
$\varphi_{3H} = -81,818$	$P_{3H} = 1,937$	$P_{3H}/P_0 = 0,055$
-90,000	0,000	0,000

исследований с роликоподшипником для числа тел качения  $z = 11$ , нагрузкой  $Q = C = 96,8$  кН.

На рис. 6 представлена безразмерная характеристика распределения радиальных сил на тела качения роликоподшипника при общем числе тел качения  $z = 11$  в зависимости от угла  $\varphi$ .

Установлено, что кривая распределения радиальных сил по телам качения для роликоподшипника в безразмерном виде мало отличается от кривой для шарикоподшипника:

$$\mu = 1,199157 \cdot 10^{-8} \varphi^4 - 2,2095887 \cdot 10^{-4} \varphi^2 + 1, \quad (11)$$

где  $\varphi$  — угол в градусах,  $\varphi = 0, \dots, 90^\circ$ .

Расчет распределения радиальных сил начинается с задания числа  $z$  общего числа тел качения и задания вертикальной нагрузки  $Q = C$ . После вычисления шага расположения тел  $\gamma = 2\pi/z$  вычисляем  $k(P_0)$  и  $k(P_{iH})$  по формулам (3), (5). По формулам (2) вычисляем силы  $P_0$  и  $P_{iH}$ . Далее, используя безразмерную кривую распределения, определяем все радиальные силы.

**Вывод.** В известном методе расчета радиальных сил для тел качения подшипников, например при числе тел качения  $z = 6$ , в расчетной схеме используется одно значение радиальной силы  $P_i$  с шагом  $\gamma = 60^\circ$ . Предложенная новая схема расчета радиальных сил позволяет заполнить указанные пробелы первой схемы и повысить точность распределения радиальных сил в подшипниках на 15–25%.

Первая и вторая расчетные схемы позволили определить радиальные силы в положениях, смещенных относительно друг друга на величину половины шага  $0,5\gamma$ . Это означает, что при повороте вала на угол  $0,5\gamma$  вертикальная нагрузка на валу подшипника пульсирует (изменяется) на конкретную величину, зависящую от числа тел качения. При боль-

шом числе тел качения  $z > 10$  радиальная нагрузка в этих расчетных случаях изменяется на 2%, а при малом числе тел изменение вертикальной нагрузки составляет более 30%.

Получены безразмерные кривые распределения радиальных сил в подшипниках качения в зависимости от угла  $\varphi$  и числа тел качения:

для шарикоподшипника:  $\mu = P_i/P_0 = 1,2347 \cdot 10^{-8} \times \varphi^4 - 2,23456 \cdot 10^{-4} \varphi^2 + 1$ ;

для роликоподшипника:  $\mu = P_i/P_0 = 1,19915 \cdot 10^{-8} \times \varphi^4 - 2,20958 \cdot 10^{-4} \varphi^2 + 1$ .

#### Библиографический список

1. Ломакин, А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. — М.; Л.: Машиностроение, 1966. — 260 с.
2. Быстрицкий, Г. Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий: учеб. пособие / Г. Ф. Быстрицкий. — М.: Издат. центр «Академия», 2008. — 304 с.
3. Михайлов, А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. — М.: Машиностроение, 1977. — 288 с.
4. Черменский, О. Н. Подшипники качения: справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. — М.: Машиностроение, 2003. — 576 с.
5. Решетов, Д. Н. Детали машин: учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.
6. Детали машин: учеб. для вузов. В 8 т. Т. 8 / Л. А. Андриенко [и др.]; под ред. О. А. Ряховского. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 520 с.

**БОЯРКИНА Ирина Владимировна**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры механики Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии, г. Омск.

Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

ТАРАСОВ Евгений Владимирович, начальник отдела ООО «Научно-производственный центр «Динамика, надежность машин и комплексная автоматизация» — НПЦ «Динамика», г. Омск, лауреат премии Правительства РФ в области науки и техники.

Адрес для переписки: tarasov\_omsk@mail.ru

Статья поступила в редакцию 11.04.2016 г.

© И. В. Бояркина, Е. В. Тарасов

УДК 621.22

И. В. БОЯРКИНА  
Е. В. ТАРАСОВ

Сибирская государственная  
автомобильно-дорожная академия,  
г. Омск

ООО «Научно-производственный центр  
«Динамика, надежность машин  
и комплексная автоматизация» —  
НПЦ «Динамика»,  
г. Омск

## НОВЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА РАДИАЛЬНЫХ НАГРУЗОК НА ТЕЛА КАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ В НЕФТЕПЕРЕРАБОТКЕ

Выполнено развитие современного метода расчета радиальных нагрузок на тела качения подшипников. Новая схема и метод расчета повышают точность определения радиальных сил на тела качения подшипников насосных агрегатов в нефтепереработке.

**Ключевые слова:** подшипник качения, роликоподшипник, шарикоподшипник, радиальная нагрузка, геометрическая характеристика подшипника, динамическая грузоподъемность, центробежный насосный агрегат, число рабочих тел качения.

Современные центробежные насосные агрегаты получили широкое применение в нефтехимической промышленности. Для обеспечения технологических процессов используются высокооборотные центробежные насосные агрегаты, снабженные шариковыми или роликовыми подшипниками. Опыт эксплуатации насосных агрегатов показал, что центробежные насосы с подшипниками качения эффективны при определенной мощности электродвигателя и частоте вращения [1–3].

Для изучения этой проблемы проведены ресурсные испытания насосных агрегатов разной мощности с разной частотой вращения (табл. 1). Изменение диапазона мощностей испытанных насосных агрегатов составило более 16 раз, частота вращения вала отличается в 4 раза. При этом число тел качения в одном подшипнике в четырех случаях составило  $z=8$ , которое можно классифицировать как малое число тел качения.

По параметрам центробежных насосных агрегатов можно сделать следующие замечания (табл. 1).

1. Шарикоподшипниковые опоры вала рабочего колеса центробежного насоса в табл. 1 применяются на частоте вращения вала 3000 об/мин при большой и малой мощности электродвигателя.

2. Подшипники центробежных насосных агрегатов имеют малое число тел качения: для шарикоподшипников  $z=7$  или  $z=8$ , для роликоподшипников — находится в диапазоне  $z=11–14$ .

3. Диаметры тел качения в подшипниках, представленных в табл. 1 для центробежных насосов разной мощности  $N_{3,0}$  изменяются в пределах  $D_w=19–38$  мм.

4. В диапазоне изменения мощности электродвигателя  $N_{3,0}=35–580$  кВт габаритные размеры подшипников качения ограничены внутренними диаметрами  $d=55–85$  мм и наружными диаметрами  $D=110–200$  мм.

Для проведения сравнительных исследований дополнительно использованы данные о подшипниках качения с большим числом тел качения.

Из работы [4] использованы два подшипника с максимальным числом шариков  $z=32$ ,  $z=34$ .

В табл. 2 базовые расчетные значения динамической грузоподъемности  $C$  условно соответствуют вертикальной нагрузке  $Q=C$ . Грузоподъемность  $C$  соответствует 1 млн оборотов [4, 5].

Статическая грузоподъемность  $C_0$  — это вертикальная нагрузка, при которой у неподвижных подшипников появляются пластические деформации

Параметры центробежных насосных агрегатов при частоте вращения электродвигателя  $n=3000$  об/мин

Мощность электродвигателя $N_{э.г}$ , кВт	Тип подшипника	Внутренний диаметр $d$ , мм	Наружный диаметр $D$ , мм	Диаметр тел качения $D_w$ , мм	Число тел качения $z$
35	66311 шарикоподшипник	55	120	20,64	8
110	310 шарикоподшипник	50	110	19,05	8
180	317 шарикоподшипник	85	180	30,16	8
370	317 шарикоподшипник	85	180	30,16	8
390	32317 роликоподшипник радиальный однорядный	85	180	24	14
560	46416 шарикоподшипник	80	200	38,1	7
580	32317 роликоподшипник	85	180	24	14

Таблица 2

Параметры шарикоподшипников с большим числом тел качения  $z=32, z=34$ 

Тип подшипника	Внутренний диаметр $d$ , мм	Наружный диаметр $D$ , мм	Диаметр тел качения $D_w$ , мм	Число тел качения $z$	Динамическая грузоподъемность $C$ , кН	Статическая грузоподъемность $C_o$ , кН	Частота вращения $n$ , об/мин
1000816	80	100	4,76	32	12,4	10,8	6500
1000844	220	270	12,7	34	78	110	2150

в кольцах и телах качения [4]. У вращающихся подшипников на кольцах перед телами качения появляется бегущая упругопластическая волна. В справочных таблицах для подшипников значения статической грузоподъемности  $C_o$  соответствует появлению остаточной суммарной деформации  $0,0001D_w$  (где  $D_w$  — диаметр тела качения) при действии только радиальной нагрузки [4].

Динамическая грузоподъемность — такая радиальная нагрузка на подшипник, при которой обеспечивается заданная долговечность в млн оборотов вала.

Долговечность подшипника  $L$  в млн оборотов определяется по формуле из работ [4–6]

$$L = (C/Q)^p, \quad (1)$$

где  $C$  — динамическая грузоподъемность;  $Q$  — радиальная нагрузка на подшипник;  $p$  — показатель степени: для шарикоподшипника  $p=3$ , для роликоподшипника  $p=10/3$ .

В данной статье нагрузка  $Q$  на подшипник принимается равной табличному значению динамической грузоподъемности  $Q=C$ .

Из табл. 2 видно, что при увеличении диаметра тела качения  $D_w$  в 2,7 раза динамическая грузоподъемность подшипника увеличилась в 6,29 раза. Следовательно, увеличение диаметра тела качения является важным резервом увеличения грузоподъемности подшипников. По этой причине подшипники качения современных центробежных насосных агрегатов имеют малое число шаров  $z=8$  и соответствующие достаточно большие диаметры тел качения  $D_w=36$  мм.

Согласно современной теории грузоподъемности [4, 5] максимальная радиальная нагрузка  $P_o$

на одно тело качения подшипника определяется при его расположении в самой нижней точке подшипника на линии действия вертикальной силы  $Q$  (рис. 1).

Шаг распределения тел качения  $\gamma$  по окружности беговой дорожки определяется по формуле

$$\gamma = 2\pi/z,$$

где  $z$  — число тел качения.

Тела качения имеют одинаковые диаметры и равномерно распределены по окружности беговой дорожки.

На рис. 1 показана эпюра распределения радиальных сил; при этом, согласно теории Герца, эпюра упругих деформаций сближения тел качения с внутренним кольцом подобна эпюре распределенных сил.

Применение теории Герца позволяет получить известное в теории подшипников уравнение, связывающее вертикальную нагрузку  $Q$  подшипника с максимальной силой  $P_o$  одного тела качения [4, 5]:

$$Q = P_o [1 + 2\cos^{5/2} \gamma + 2\cos^{5/2} 2\gamma + 2\cos^{5/2} 3\gamma + 2\cos^{5/2} 4\gamma + 2\cos^{5/2} 5\gamma + 2\cos^{5/2} 6\gamma + 2\cos^{5/2} 7\gamma + 2\cos^{5/2} 8\gamma + 2\cos^{5/2} 9\gamma]. \quad (2)$$

Используя традиционный метод расчета, максимальную радиальную нагрузку  $P_o$  на шарик можно определить по формуле

$$P_o = \frac{Q}{\kappa(P_o)}, \quad (3)$$

где  $Q$  — общая вертикальная нагрузка на подшипник;

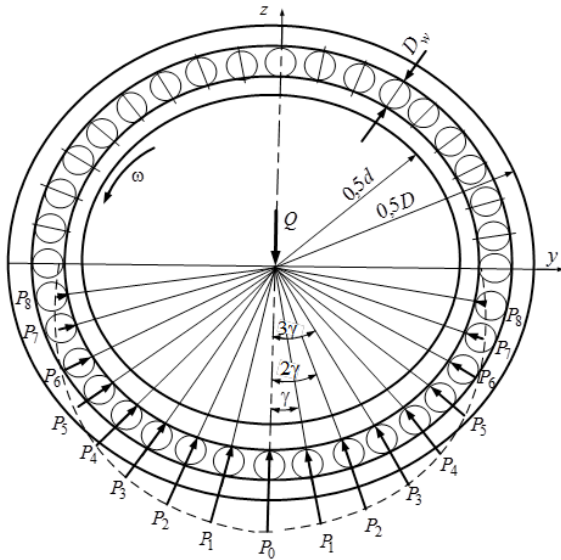


Рис. 1. Схема симметричного распределения радиальных сил на шарики в традиционной задаче (задача нечетного числа рабочих тел качения)

$\kappa(P_0)$  — геометрическая характеристика шарикоподшипника, определяемая по выражению

$$\kappa(P_0) = 1 + 2[\cos^{5/2} \gamma + \cos^{5/2} 2\gamma + \cos^{5/2} 3\gamma + \cos^{5/2} 4\gamma + \cos^{5/2} 5\gamma + \cos^{5/2} 6\gamma + \cos^{5/2} 7\gamma + \cos^{5/2} 8\gamma + \cos^{5/2} 9\gamma], \text{ где } \gamma = 2\pi/z. \quad (4)$$

Для роликоподшипника с короткими цилиндрическими роликами формула для  $\kappa(P_0)$  имеет другой вид:

$$\kappa(P_0) = 1 + 2[\cos^2 \gamma + \cos^2 2\gamma + \cos^2 3\gamma + \cos^2 4\gamma + \cos^2 5\gamma + \cos^2 6\gamma + \cos^2 7\gamma + \cos^2 8\gamma + \cos^2 9\gamma], \text{ где } \gamma = 2\pi/z. \quad (5)$$

Выражения (4), (5) известны в теории подшипников [4, 5], однако для исследований и расчетов они применяются редко, т.к. заменяются следующей простой рекомендацией: для подшипников с большим числом шариков и роликов более  $z = 10 - 20$  задаются значения  $\kappa(P_0) = const$ , а число рабочих тел качения, воспринимающих вертикальную нагрузку  $Q$ , принимается  $z_{\text{раб}} = 0,5z$ . Для подшипников с малым числом тел качения  $z$  такая рекомендация неприемлема.

Из табл. 1 видно, что для центробежных насосных агрегатов широко применяются подшипники качения с числом тел качения менее 10, что не согласуется с рекомендациями числа тел качения в работах [4, 5 и др.].

Уравнения (3), (4) позволяют установить число  $n_k$  членов уравнения, участвующих в восприятии вертикальной нагрузки  $Q$ . Нагрузку воспринимают только те шарики, для которых угол функции косинуса меньше  $\pi/2$ .

При этом число работающих шариков и роликов в традиционной схеме расчета определяется по формуле

$$z_{\text{раб}} = 1 + 2n_k.$$

То есть  $z_{\text{раб}}$  в первой расчетной схеме (рис. 1) всегда нечетное число тел качения, воспринимающих нагрузку. Для шарикоподшипника с числом  $z$

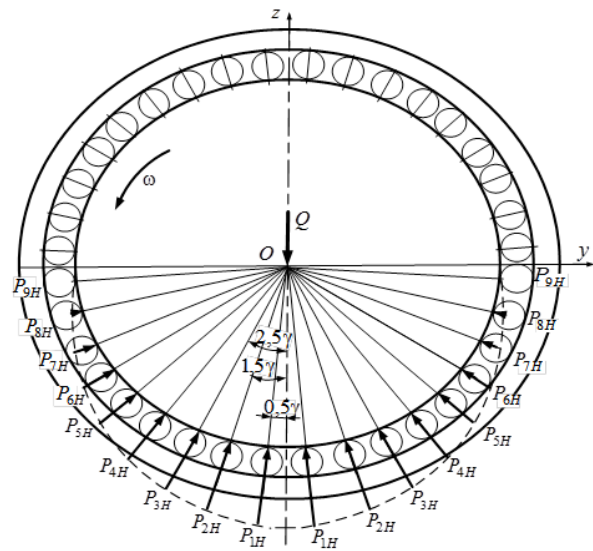


Рис. 2. Схема симметричного распределения радиальных сил на шарики в новой задаче (задача четного числа рабочих тел качения)

шариков число работающих шариков  $z_{\text{раб}}$  не равно  $0,5z$ , а на единицу меньше  $z_{\text{раб}} = 17$ .

Полученные результаты показывают, что расчет радиальных нагрузок  $P_i$  на тела качения определяется весьма приближенно с использованием только одного расчетного положения (рис. 1).

Для расчета радиальных нагрузок на тела качения подшипника качения предложена вторая симметричная расчетная схема (рис. 2). Тела качения с радиальной нагрузкой  $P_{iH}$  расположены симметрично относительно оси  $Oz$  под углом  $0,5\gamma$  к вертикали.

На рис. 2 показана эпюра распределения радиальных сил  $P_i$  на тела качения в новой задаче; при этом эпюра распределения упругих деформаций тел качения при упругом опускании внутреннего кольца имеет упругие деформации по теории Герца, пропорциональные радиальным нагрузкам.

Нагрузка  $P_{iH}$  на нижние тела качения по новому методу определяется по формуле

$$P_{iH} = \frac{Q}{\kappa(P_{iH})}, \quad (6)$$

где  $\kappa(P_{iH})$  — геометрическая характеристика шарикоподшипника, определяемая по формуле для второго расчетного случая:

$$\begin{aligned} \kappa(P_{iH}) = & 2\left(\cos 0,5\gamma + \frac{\cos^{5/2} 1,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 2,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 3,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 4,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 5,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 6,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 7,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma} + \frac{\cos^{5/2} 8,5\gamma}{\cos^{3/2} 0,5\gamma}\right). \quad (7) \end{aligned}$$

По новой расчетной схеме коэффициент  $\kappa(P_{iH})$  для роликоподшипника определяется по формуле

$$\kappa(P_{iH}) = 2\left(\cos 0,5\gamma + \frac{\cos^2 1,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 2,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \dots\right)$$



Значения коэффициентов  $k(P_0)$  и  $k(P_{IH})$  для шарикоподшипников и роликоподшипников: традиционная расчетная схема  $k(P_0)$ ; новая расчетная схема  $k(P_{IH})$

Число тел качения, шт.			Шарикоподшипник		Роликоподшипник	
Общее	Традиционная схема	Новая схема	Для расчета силы $P_0$ в традиционной схеме	Для расчета силы $P_{IH}$ в новой схеме	Для расчета силы $P_0$ в традиционной схеме	Для расчета силы $P_{IH}$ в новой схеме
$z$	$z_{раб}$	$z_{раб}$	$k(P_0)$	$k(P_{IH})$	$k(P_0)$	$k(P_{IH})$
36	17	18	8,2380	8,2849	9,0000	9,0344
34	17	16	7,7799	7,8305	8,5000	8,5364
32	15	16	7,3228	7,3755	8,0000	8,0387
30	15	14	6,8646	6,922	7,5000	7,5413
28	15	14	6,4076	6,4678	7,0000	7,0443
26	13	14	5,9491	6,0157	6,5000	6,5477
24	13	12	5,4925	5,5626	6,0000	6,0518
22	11	12	5,0336	5,1128	5,5000	5,5566
20	11	10	4,5775	4,6616	5,0000	5,0623
18	9	10	4,1179	4,2159	4,5000	4,5694
16	9	8	3,6629	3,7679	4,0000	4,0784
14	7	6	3,2016	3,3304	3,5000	3,5900
13	7	6	2,9721	3,1117	3,1117	3,3849
12	7	6	2,7495	2,8894	3,0000	3,1058
11	5	6	2,5207	2,6737	2,6737	2,8551
10	5	6	2,2836	2,4733	2,5000	2,6287
9	5	4	2,0524	2,2675	2,2675	2,4115
8	3	4	1,8409	2,0518	2,0000	2,1648
7	3	4	1,6139	1,8019	1,7775	1,8019
6	3	2	1,3536	1,7321	1,5000	1,7321
5	3	2	1,1062	1,6180	1,1910	1,6180

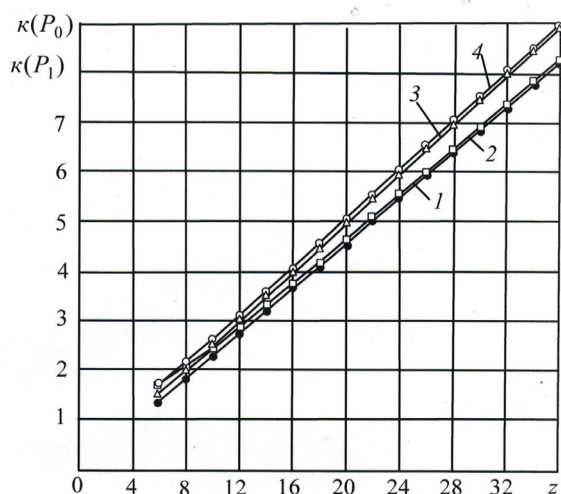


Рис. 3. Зависимость коэффициента  $k(P)$  геометрической характеристики подшипника от числа тел качения: 1, 2 — для шарикоподшипников: 1 — традиционный  $k(P_0)$ , 2 — новый  $k(P_{IH})$ ; 3, 4 — для роликоподшипников: 3 — традиционный  $k(P_0)$ , 4 — новый  $k(P_{IH})$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{\cos^2 3,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 4,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 5,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \\
 & + \frac{\cos^2 6,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 7,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} + \frac{\cos^2 8,5\gamma}{\cos 0,5\gamma} \cdot \quad (8)
 \end{aligned}$$

Число тел качения, воспринимающих вертикальную нагрузку, в предложенной новой схеме расчета всегда четное число:

$$z_{раб} = 2 \cdot n_k$$

где  $n_k$  — номер члена уравнений (7), (8), предшествующего прямому углу функции косинуса.

Для шарикоподшипника с общим числом тел качения  $z=8$  число работающих шариков  $z_{раб}=4$  в предложенной расчетной схеме.

В табл. 3 приведены значения коэффициентов  $k(P_0)$  и  $k(P_{IH})$  для разного числа  $z$  тел качения шарикоподшипников и роликоподшипников, вычисленные по формулам (4), (5), (7), (8).

Физическая сущность коэффициентов  $k(P_0)$  и  $k(P_{IH})$  заключается в установлении связи общей

Результаты расчета контактных напряжений тел качения с внутренним кольцом

Тип шарико-подшипника	Общее кол-во тел качения $z$	Диаметр тела качения $D_w$ , мм	Динамическая грузоподъемность $C$ , кН; $Q=C$	Максимальная нагрузка в традиционной расчетной схеме $P_0$ , кН	Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа
1000844	34	12,7	780	10,026	3129,29
1000816	32	4,76	12,4	1,693	3537
66311	8	20,64	80,5	43,729	8290
310	8	19,05	61,8	33,571	7870
317	8	30,16	133,0	72,237	7292
46416	7	38,1	196,8	123,21	5528

вертикальной нагрузки  $Q$  с максимальной нагрузкой, воспринимаемой одним телом качения в двух расчетных случаях.

В табл. 3 видна разница в применении подходов к расчету геометрического коэффициента подшипника при малом числе тел качения.

Рис. 3 показывает высокую сходимость обоих расчетных случаев и подтверждает правомерность их использования в практических расчетах.

Полученные аналитические зависимости позволяют определить контактные напряжения, возникающие в подшипниках качения. Приближенная формула для контактных напряжений между шариком и внутренним кольцом имеет вид [7]

$$\sigma_H = 1035 \cdot 3 \sqrt{\frac{5P_0}{D_w^2}}, \quad (9)$$

где  $P_0$  — максимальная нагрузка на тело качения, Н.

Для роликоподшипника приближенная формула контактных напряжений имеет вид [5]

$$\sigma_H = 600 \cdot 3 \sqrt{\frac{P_0}{D_w L_w}}, \quad (10)$$

где  $L_w$  — длина короткого ролика,  $L_w = D_w$ .

В табл. 4 представлены результаты выполненных исследований.

В соответствии со стандартом [7] приняты следующие допустимые контактные напряжения тела качения с внутренним кольцом: радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники имеют  $[\sigma]_H = 4200$  МПа, радиальные шариковые самоустанавливающиеся подшипники должны иметь  $[\sigma]_H = 4600$  МПа, роликовые радиальные и радиально-упорные —  $[\sigma]_H = 4000$  МПа.

Из табл. 4 видно, что для большого числа шариков  $z=34$ ;  $z=32$  заданное условие  $Q=C$  удовлетворяет условиям [8–10].

Для шарикоподшипников с малым числом шариков  $z=8$  при проектировании необходимо в соответствии с формулой (1) действительную радиальную нагрузку подшипника снижать для обеспечения допустимых контактных напряжений  $[\sigma]_H$  и долговечности 1 млн оборотов.

**Выводы.** Для подшипников с любым числом тел качения в традиционной расчетной схеме число рабочих тел всегда нечетное число, а для новой схемы число рабочих тел всегда четное число. Предложенный метод расчета повышает точность расчета

подшипников качения насосных агрегатов с малым числом тел качения  $z < 12$ .

#### Библиографический список

1. Ломакин, А. А. Центробежные и осевые насосы / А. А. Ломакин. — М.; Л.: Машиностроение, 1966. — 260 с.
2. Быстрицкий, Г. Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий: учеб. пособие / Г. Ф. Быстрицкий. — М.: Издат. центр «Академия», 2008. — 304 с.
3. Михайлов, А. К. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. — М.: Машиностроение, 1977. — 288 с.
4. Черменский, О. Н. Подшипники качения: справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. — М.: Машиностроение, 2003. — 576 с.
5. Решетов, Д. Н. Детали машин: учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.
6. Детали машин: учеб. для вузов. В 8 т. Т. 8 / Л. А. Андриенко [и др.]; под ред. О. А. Ряховского. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 520 с.
7. ГОСТ 18854-94 (ИСО 76-87). Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. — Введ. 1997-01-01. — М.: Изд-во стандартов, 1997. — 11 с.
8. Доценко, В. Н. Анализ влияния материала тел качения на величину центробежных сил и потери на трение в подшипниках качения со стальными и керамическими шариками / В. Н. Доценко, С. В. Никитин, Е. А. Кононыхин // Авиационно-космическая техника и технология. — 2011. — № 7 (84). — С. 137–143.
9. Сакало, В. И. Пределы применимости решения герца для контактной задачи / В. И. Сакало, А. В. Сакало // Вестник Брянского гос. техн. ун-та. — 2015. — № 2 (46). — С. 66–70.
10. Ковалев, М. П. Расчет высокоточных шарикоподшипников / М. П. Ковалев, Н. З. Народецкий. — М.: Машиностроение, 1975. — 280 с.

**БОЯРКИНА Ирина Владимировна**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры механики Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии, г. Омск.

Адрес для переписки: iriboyarkina@yandex.ru

**ТАРАСОВ Евгений Владимирович**, начальник отдела ООО «Научно-производственный центр «Динамика, надежность машин и комплексная автоматизация» — НПЦ «Динамика», г. Омск, лауреат премии Правительства РФ в области науки и техники.

Адрес для переписки: tarasov\_omsk@mail.ru

Статья поступила в редакцию 11.04.2016 г.

© И. В. Бояркина, Е. В. Тарасов

## РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ НА БАЗЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ РЕЗИНОКОРДНЫХ УСТРОЙСТВ

Современные измерительные приборы и точное технологическое оборудование часто нуждаются в эффективной защите от вибраций. Наиболее простыми, доступными и распространенными виброзащитными средствами остаются пассивные элементы. Однако их применение довольно часто оказывается малоэффективным. В ряде случаев активные виброзащитные устройства являются более эффективным средством защиты от вибраций. Учитывая эти обстоятельства, представляется целесообразным соединить достоинства пассивной и активной систем для создания виброзащитной системы, обладающей наилучшими характеристиками, т.е. разработать комбинированную систему.

**Ключевые слова:** виброзащита, резинокордная оболочка, колебания, система управления, ресивер, реверсор.

Один из вариантов компоновки комбинированной виброзащитной системы состоит из опорной конструкции (стола) 1 (рис. 1) с четырьмя упругими элементами пассивной виброзащиты в виде резинокордных оболочек (РКО) 3, на которые уложена массивная виброзащищаемая платформа 2, и на ней устанавливается оборудование.

В РКО 3 пассивной системы виброзащиты под давлением подают воздух — и виброзащищаемая платформа вывешивается в среднем положении. РКО 4 и 5 активной системы виброзащиты также принимают среднее положение. Колебания фундамента частично ослабляются РКО 3 пассивной системы виброзащиты и передаются на массивную виброзащищаемую платформу 2, на которой установлен датчик скорости 7. Сигналы с датчика скорости 7 подаются на вход системы управления 8 подачей воздуха в РКО 4 и 5 активной системы виброзащиты. Наполнение и опорожнение РКО осуществляются в противофазе колебаниям массивной виброзащищаемой платформы. РКО 5 воздействует на виброзащищаемую платформу через реверсор 6.

При составлении расчетной схемы приняты следующие допущения:

— ввиду того что длина сейсмических волн, воздействующих на механическую часть системы (стол), значительно превышает ее максимальные геометрические размеры, примем возмущающее

усилие в виде сосредоточенной силы, действующей одновременно на все опоры;

— стол не перемещается по поверхности, на которой он установлен. Это означает, что стол и его массы лишены двух степеней свободы (перемещений в горизонтальной плоскости);

— стол и все его массы не поворачиваются на поверхности, на которой он установлен, вокруг своей оси и любой из своих опор;

— все опоры стола имеют непрерывный контакт с поверхностью, на которой он установлен;

— все массы стола представляют собой твердые тела, и положения их центров масс в процессе работы не изменяются;

— упругие элементы имеют линейные характеристики.

Ввиду продольной и поперечной симметрии защищаемой массы и стола, а также принятых допущений в первом приближении для анализа динамики защищаемой плиты можно рассматривать плоское движение его элементов.

Для составления уравнений движения двухмассовой системы на рис. 2 в качестве обобщенных координат принимаем  $z_\phi$ ,  $\phi$ ,  $z_s$ , при этом центр масс защищаемой плиты смещен относительно центральной оси стола на величину  $\Delta l$ .

В этом случае будем полагать, что в положении равновесия при  $F(t)=0$  масса  $m_1$  вывешена на РКО пассивной системы. Масса  $m_2$  также

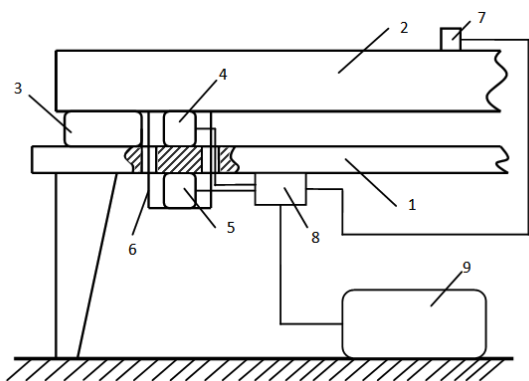


Рис. 1. Схема опоры комбинированной системы виброзащиты:

1 — стол; 2 — виброзащищаемая платформа; 3 — РКО пассивной системы; 4, 5 — РКО активной системы; 6 — реверсор; 7 — датчик скорости; 8 — система управления подачей воздуха; 9 — ресивер

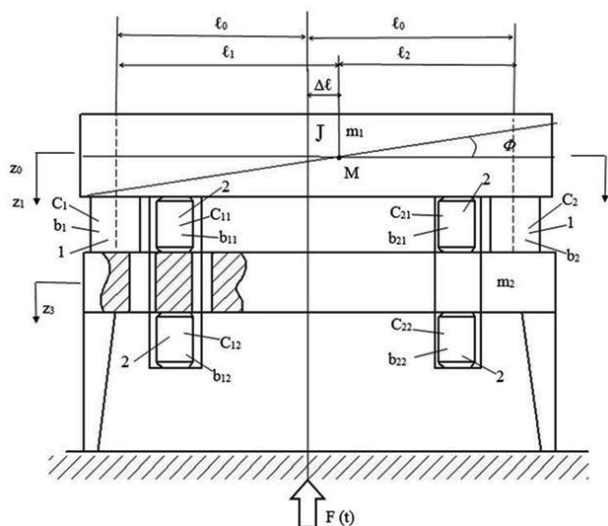


Рис. 2. Расчетная схема:  $m_1$  — защищаемая масса;  $m_2$  — поддерживающая часть стола;  $J_c$  — момент инерции защищаемой массы относительно центра масс;  $l_1, l_2$  — расстояние от центра масс до точек подвеса;  $\Delta l$  — расстояние от центра масс до оси защищаемой массы; 1 — РКО пассивной системы виброзащиты; 2 — РКО активной системы виброзащиты

находится в положении равновесия, и значения обобщенных координат отсчитываются от положения равновесия.

При этом:

$$\begin{aligned} b_1 &= b_2 = b; \\ z_1 &= z_0 + l_1\varphi, \quad \Delta l = l_1 - l_2; \quad c_1 = c_2 = c; \\ z_2 &= z_0 - l_2\varphi; \quad \Delta P = P_1 - P_2; \quad c_{11} = c_{12} = c_{21} = c_{22} = c; \\ & \quad b_{11} = b_{12} = b_{21} = b_{22} = b_1. \end{aligned}$$

Учитывая тот факт, что силы тяжести защищаемой массы и поддерживающей части стола уравновешиваются силами упругости РКО пассивной системы и основания, и пренебрегая силами трения в подвеске защищаемой массы, система дифференциальных уравнений, описывающая движение масс, будет иметь вид:

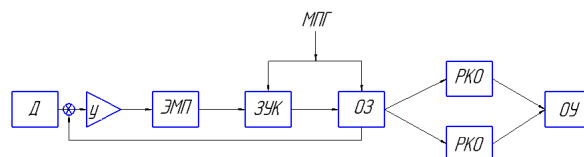


Рис. 3. Структурная схема системы регулирования давления газа в РКО активной системы:

$\Delta$  — датчик скорости,  $У$  — усилитель,  $ЭМП$  — электромеханический преобразователь,  $ЗУК$  — золотник управляющего каскада,  $ОЗ$  — основной золотник,  $РКО$  — резинокордные оболочки,  $ОУ$  — объект управления,  $МПГ$  — магистраль подачи газа

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{z}_0 - c(z_1 - z_3) + b(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - c_1(z_1 - z_3) + \\ + b_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + c_1(z_1 - z_3) - b_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - \\ - c(z_2 - z_3) + b(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c_1(z_2 - z_3) + \\ + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_1(z_2 - z_3) - b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - 2\Delta P S_{эф} = 0, \\ J\ddot{\varphi} - c l_1(z_1 - z_3) + b l_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - c l_1 l_1(z_1 - z_3) + \\ + b l_1 l_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + c l_1 l_1(z_1 - z_3) - b l_1 l_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + \\ + c l_2(z_2 - z_3) - b l_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c l_2 l_2(z_2 - z_3) - \\ - b l_2 l_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c l_2 l_2(z_2 - z_3) + b l_2 l_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - \\ - P_1 l_1 S_{эф} + P_2 l_2 S_{эф} = 0, \\ m_2 \ddot{z}_2 + c(z_1 - z_3) - b(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + c_1(z_1 - z_3) - \\ - b_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - c_1(z_1 - z_3) + b_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + \\ + c(z_2 - z_3) - b(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_1(z_2 - z_3) - \\ - b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c_1(z_2 - z_3) + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) = \\ = P_2 S_{эф} - P_1 S_{эф} - F(t), \end{aligned} \right\} (1)$$

где  $z, \varphi$  — линейные и угловые перемещения защищаемой массы;

$z_3$  — перемещения поддерживающей части стола;  $c, b$  — соответствующие коэффициенты жесткости и демпфирования;

$S_{эф}$  — эффективная площадь РКО;

$P_{1,2}(\varphi, t)$  — давление в РКО.

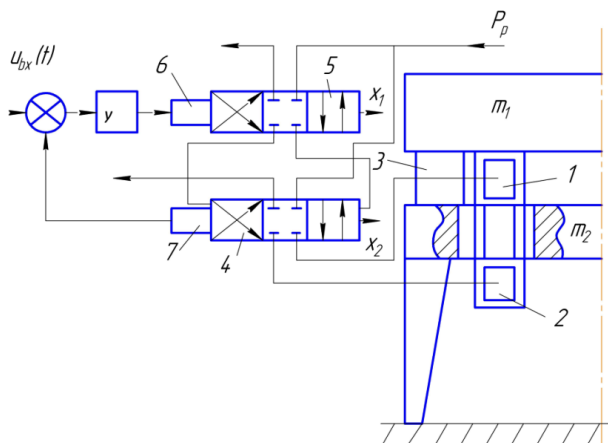
При анализе компоновки стола и учитывая то, что масса защищаемой его части имеет значительную величину и превышает массу размещаемого на ней оборудования, центр масс практически совпадает с центром упругости. Такая особенность компоновки позволяет принять допущение о независимости вертикальных колебаний защищаемой массы от продольно-угловых из-за симметричности подвески.

Уравнение (1), описывающее колебания защищаемой массы виброзащитного стола, должно быть дополнено дифференциальными уравнениями динамики процесса наполнения и опорожнения РКО активной системы виброзащиты.

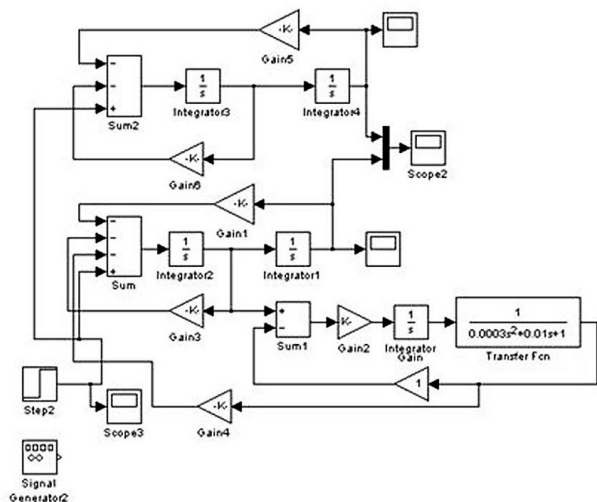
При составлении уравнений приняты следующие допущения:

- газ считается идеальным;
- течение газа по каналам адиабатное;
- течение газа по каналам пневматического распределительного устройства (ПРУ) является установившимся и одномерным;
- ввиду относительно высокого быстродействия электромеханического преобразователя будем считать, что вносимые им искажения





**Рис. 4. Принципиальная схема пневматического привода:**  
 1 — верхнее РКО активной системы виброзащиты;  
 2 — нижнее РКО активной системы виброзащиты;  
 3 — РКО пассивной системы виброзащиты;  
 4 — распределитель основного (второго) каскада;  
 5 — распределитель управляющего (первого) каскада;  
 6 — электромеханический преобразователь (ЭМП) золотника управляющего каскада;  
 7 — датчик обратной связи положения золотника основного каскада;  $X_1, X_2$  — перемещения золотников управляющего и основного каскадов соответственно;  
 $P_p, P_a$  — давление в питающей магистрали и атмосферное давление соответственно



**Рис. 5. Структурная схема комбинированной системы виброзащиты**

в передачу сигнала рассогласования незначительны;

- будем также считать:
- что изменение площадей проходных сечений ПРУ линейно зависит от отклонения золотника;
- что истечение через все дроссели ПРУ является надкритическим;
- коэффициенты расхода сечений ПРУ постоянными и равными величине, соответствующей равному режиму;
- объемы полостей РКО, давления в полостях и температуры незначительно изменяются относительно их величин, соответствующих согласованному положению.

Структурная схема системы регулирования давления газа в РКО активной системы представлена на рис. 3.

Для оценки эффективности комбинированной системы виброзащиты можно принять, что управление процессом наполнения и опорожнения РКО при малых отклонениях описывается следующими уравнениями [1]:

$$\left. \begin{aligned} \Delta Q_2 &= K_{Qx} \Delta x_2 - K_{Qp} \Delta p_n; \\ \Delta p_n S_{\Delta\phi} - c_{cb} \Delta z + c_{oc} \Delta z_m &= 0; \\ m \frac{d^2(\Delta z_m)}{dt^2} + k_{mp} \frac{d(\Delta z_m)}{dt} + (c_{cb} + c_n) \Delta z_m &= c_{cb} \Delta z; \\ \Delta Q_2 &= S_{\Delta\phi} \frac{d(\Delta z)}{dt} + \frac{V_0}{2E'_y} \frac{d(\Delta p_n)}{dt}; \\ \Delta x_2 &= K_{xh} \Delta h - K_{oc} \Delta z \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $z$  — перемещение РКО;

$z_m$  — перемещение защищаемой плиты;

$P_n$  — перепад давления в РКО;

$x_2 = x_{30} + \Delta x_3; y = y_0 + \Delta y; z_{m1} = z_{m0} + \Delta z_m;$

$x_{20} = 0; z_{m0} = 0; p_{n0} = 0;$

$\Delta Q_2$  — изменение расхода золотника основного каскада;

$x_2$  — перемещение золотника основного каскада;

$K_{Qp}, K_{Qx}$  — коэффициенты передачи;

$m$  — масса защищаемой плиты;

$k_{mp}$  — коэффициент трения;

$c_{cb}$  — жесткость связи.

Полагая, что усилия, создаваемые РКО активной системы и воздействующие на защищаемую платформу, управляются двухкаскадным электропневматическим распределителем с системой обратной связи по положению основного золотника [1–2], принципиальную схему электропневматической системы можно представить в виде (рис. 4).

Перемещения управляющего золотника (золотника первого каскада)  $x_1$  определяются уравнениями электромагнитного привода (ЭМП) [1]:

$$\left. \begin{aligned} T \frac{m}{c} \frac{d^3 x_1}{dt^3} + \left( \frac{m}{c} + T \frac{h}{c} \right) \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \left( T + \frac{h}{c} \right) \frac{dx_1}{dt} + x_1 &= K_1 U_1 \\ U_1 &= K_{yc} [U_{ex}(t) - K_{oc2} x_2] \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $K_1$  — коэффициент передачи ЭМП;

$m$  — масса подвижных частей преобразователя;

$h$  — коэффициент вязкого сопротивления;

$c$  — жесткость подвески якоря ЭМП;

$U_1$  — напряжение, подаваемое на ЭМП;

$K_{yc}$  — коэффициент усиления усилителя;

$K_{oc}$  — коэффициент обратной связи.

Уравнения движения основного золотника прием согласно [1] в виде

$$x_2 = K_{ny} x_1,$$

где  $K_{ny}$  — коэффициент усиления по перемещению золотника.

Пассивная система виброзащиты построена на РКО типа И-09. Давление в этих РКО устанавливается в зависимости от веса монтируемого на защищаемой плите оборудования и в процессе работы не изменяется.

Для адиабатического процесса, при показателе адиабаты  $N = 1,4, \epsilon_{kp} = 0,528$ . Полагая, что  $P_n = 0,17$  МПа,  $P_a = 0,1$  МПа, можно принять, что максимальное рабочее давление в РКО ( $P_{max}$ ) не должно

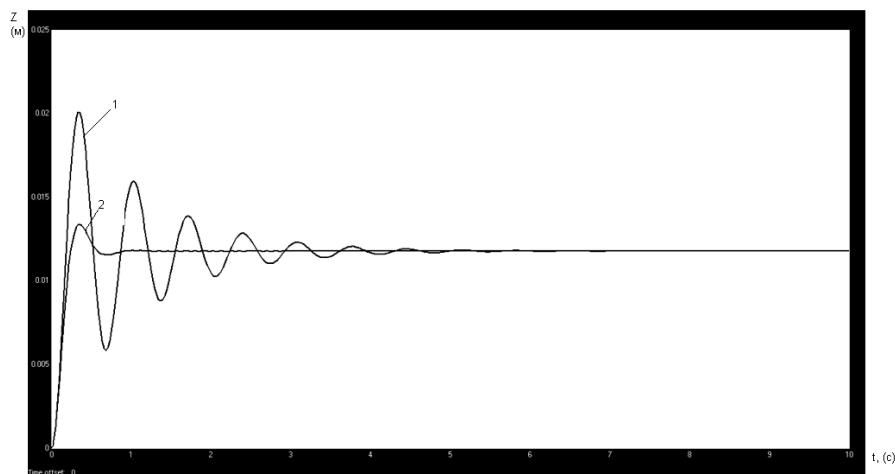


Рис. 6. Графики переходных процессов: 1 — для пассивной системы виброзащиты; 2 — при совместной работе пассивной и активной системы виброзащиты

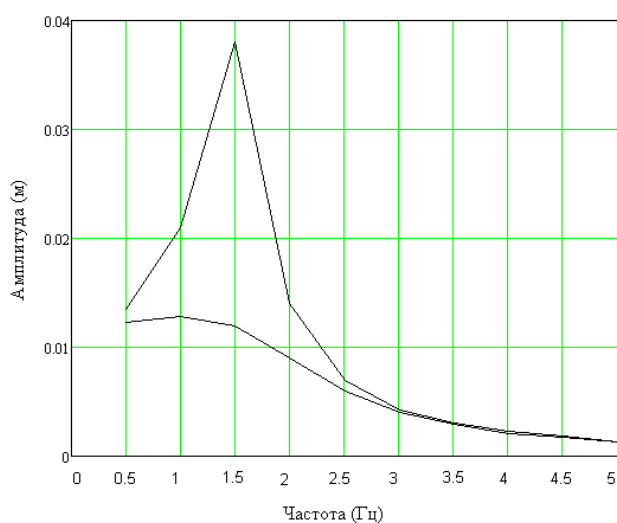


Рис. 7. Результаты моделирования работы комбинированной системы виброзащиты:  
1 — работает только пассивная система демпфирования;  
2 — работает комбинированная система виброзащиты

превышать 0,15 МПа, а минимальное ( $P_{min}$ ) — 0,1 МПа.

Жесткость РКО пассивной системы определяется, как известно, из выражения

$$c_0 = \frac{TP_0 S_{эф}^2}{V} + \frac{\partial S_{эф} P_0}{\partial z}. \quad (4)$$

Полагая в первом приближении, что величина  $\frac{\partial S_{эф}}{\partial z}$  мала, а объем РКО —  $V$  является линейной функцией относительно перемещения, коэффициент жесткости РКО можно определить по следующему выражению:

$$c_0 = \frac{NP_0 S_{эф}^2}{h_0}, \quad (5)$$

где  $h_0$  — высота РКО в среднем положении;

$c_0$  — коэффициент жесткости РКО пассивной системы;

$P_0$  — давление в РКО пассивной системы.

Таким образом, уравнения (1) – (5) определяют с учетом сделанных выше допущений динамику плоского продольного движения пневмомеханиче-

ской системы с пассивной и активной системами виброзащиты.

Для анализа колебаний защищаемой плиты (приходящейся на одну опору) примем ее массу  $m_1 = 80$  кг. В качестве упругих элементов активной системы также выбраны РКО типа И-09.

Структурная схема набора в среде MATLAB с расширением Simulink комбинированной системы виброзащиты с линеаризованной электропневматической следящей системой [2] представлена на рис. 5.

Вид переходного процесса при неработающей активной системе виброзащиты защищаемой платформы (линия 1) и при введении активной системы в действие (линия 2) представлен на рис. 6.

Решение уравнений (1) – (5) проводилось в среде MATLAB с расширением Simulink. Результаты моделирования вертикальных колебаний защищаемой платформы в зависимости от частоты возмущающей силы представлены на рис. 7.

Результаты моделирования позволяют сделать вывод о том, что реализация комбинированной системы виброзащиты значительно уменьшает амплитуду вынужденных колебаний защищаемой

платформы и, что особенно важно, это происходит на низких частотах, на которых стандартные и модифицированные системы пассивного демпфирования не эффективны [3].

Следует отметить также, что активная система становится малоэффективной на частотах выше 3 Гц в результате влияния постоянной времени пневмопривода. Однако на этих частотах достаточно хорошо работают системы пассивного демпфирования.

#### Библиографический список

1. Попов, Д. И. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. И. Попов. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.
2. Попов, Д. И. Нестационарные гидромеханические процессы / Д. И. Попов. — М.: Наука, 1982. — 382 с.
3. Аксенов, П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. — М.: Машиностроение, 1979. — 384 с.

**БУРЬЯН Юрий Андреевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой основ теории механики и автоматического управления Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

Адрес для переписки: burian7@mail.ru

**СОРОКИН Владимир Николаевич**, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры основ теории механики и автоматического управления ОмГТУ.

Адрес для переписки: sorokin.vn@mail.ru

**ЗЕЛОВ Александр Федорович**, начальник отдела 120 научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: aleks.zelov@gmail.com

Статья поступила в редакцию 15.04.2016 г.

© Ю. А. Бурьян, В. Н. Сорокин, А. Ф. Зелов

УДК 621.74

**Е. Н. ЕРЕМИН  
Т. В. КОВАЛЁВА**

Омский государственный  
технический университет  
Карагандинский государственный  
технический университет,  
Республика Казахстан

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБОЛОЧКОВЫХ ЛИТЕЙНЫХ ФОРМ ИЗ ПЕСЧАНО-СМОЛЯНЫХ СМЕСЕЙ

Рассмотрен процесс теплопроводности в песчано-смоляной смеси. Приведены расчетная и экспериментальная зависимости количества теплоты от времени нагрева. Показано, что оптимальным для получения песчано-смоляной оболочки с технологической толщиной 8–10 мм является время нагрева 25–30 с.

**Ключевые слова:** отливки, формы, теплопроводность, смесь, смола.

Совершенствование литейного производства для изготовления отливок в газонефтехимической отрасли предопределяет высокие точность и качество ее продукции. Высокая геометрическая точность и чистота отливок во многом зависят от вида литейной формы и способа ее изготовления.

Наиболее распространенный в настоящее время технологический процесс получения отливок для газонефтехимической отрасли в песчано-глинистые формы (ПГФ) не полностью отвечает современным требованиям, поскольку характеризуется различными видами брака: газовой пористостью, пригаром, усадочными раковинами, засорами, горячими и холодными трещинами и др. Кроме того, литье в ПГФ не всегда обеспечивает получение отливок с требуемой структурой и, соответственно, необходимым уровнем механических свойств.

Более высокое качество дает литье в оболочковые формы. Используемые при этом песчано-смоляные формы (ПСФ) обладают высокими

газопроницаемостью и прочностью, не склонны к осыпанию и сопротивлению усадке, впитыванию влаги застывающим сплавом. Также они легко разрушаются после формирования отливки. Это обеспечивает получение отливок, обладающих высокой чистотой поверхности и размерной точностью, а также большую экономию формовочных материалов (по сравнению с ПГФ более 5%). В свою очередь, уменьшение оборота формовочных материалов значительно снижает расходы по внутризаводской и внешней транспортировке. При использовании литья в оболочковые формы увеличивается выход годного.

В то же время для обеспечения заданных свойств получаемых отливок необходимо осуществлять оперативное управление структурой песчано-смоляных оболочковых форм. При этом основной проблемой является построение математической модели деформирования слоя смеси, находящегося одновременно под влиянием температуры

и давления. То обстоятельство, что данная проблема до настоящего времени не нашла окончательного решения, связано с учетом наличия ряда дополнительных параметров состояния среды и существенной сложностью уравнений состояния.

В связи с этим исследования, направленные на повышение качества изготовления оболочковых форм для отливок деталей нефтегазовой отрасли, являются актуальными.

Цель работы — определение теплофизических характеристик песчано-смоляных смесей в условиях одновременного воздействия температуры и приложенного статического давления. Для выбора рациональных схем и режимов изготовления литейной формы необходимо определение теплопроводности смеси. Вследствие этого появляется возможность регулирования структуры и свойств песчано-смоляных форм.

Процесс теплового взаимодействия отливки и формы начинается с момента соприкосновения жидкого металла и заканчивается полным охлаждением отливки.

Теплообмен между источником тепла и дисперсной средой (в данном случае между отливкой и оболочковой формой) протекает с малой интенсивностью. Вследствие много меньшей толщины газового зазора между отливкой и оболочкой по сравнению с толщиной самой оболочки им можно пренебречь. Внутренняя часть дисперсной среды подвергается контакту с жидким металлом (источником термического воздействия).

С внешней стороны дисперсная среда непосредственно контактирует с опорным слоем. При получении литых заготовок в качестве опорного слоя для оболочковых форм используем отработанный сухой песок. При этом можно считать песчаную форму в тепловом отношении единой дисперсной полубесконечной средой [1].

Вертикальная подача в смесь жидкого металла ведет к последовательному затвердеванию отливки в форме. Тепловое воздействие кристаллизующейся отливки обуславливает неравномерный нагрев по всему объему песчано-смоляной смеси, что приводит к возникновению в ней температурных напряжений. С другой стороны, происходит выгорание смолы (пудвербакелита).

При прогреве дисперсной среды до 150–250 °С ее материал приобретает вязкоупругое состояние за счет размягчения пленок связующего [2]. Это компенсирует тепловое расширение зерен наполнителя — песка и снижает термические нагрузки.

Известно, что теплопроводность — процесс распространения энергии между частицами тела, находящимися друг с другом в соприкосновении и имеющими различные температуры. В дисперсной песчано-смоляной среде присутствуют песок, смола и воздух (поры). Будем считать, что частицы твердой и газообразной фазы распределены равномерно.

Процесс передачи теплоты теплопроводностью в твердой фазе сопровождается изменением температуры  $T$  как в пространстве, так и во времени  $t$ .

Песчано-смоляная смесь нагревается равномерно по всей площади, потому изменение температуры можно рассматривать только по толщине стенки формы ( $z$ ). Сделаем допущение, что внутренние источники теплоты отсутствуют, тело однородно и изотропно. Выделим участок смеси  $dz$ , контактирующий с модельной плитой (источником термического воздействия).

Таким образом, температуру можно рассматривать как функцию одной пространственной координаты  $T = f(z, t)$ . Для распространения теплоты в дисперсной среде, как и в любом теле, необходимо наличие градиента температур в различных точках тела. В исходном состоянии температуру песчано-смоляной смеси можно принять равной температуре окружающей среды (температура цеха). В момент засыпки смеси на плиту нижний слой прогревается до 250 °С (температура нагрева модельной плиты). Градиент температур  $\left(\frac{dT}{dz}\right)$ , вплоть до полного прогрева дисперсной среды с легкоплавким связующим, не равен нулю. Количество теплоты, проходящее через элементарную площадку  $dA_i$ , расположенную на изотермической поверхности, за промежуток времени  $dt$  и градиент температуры между слоями, определяется гипотезой Фурье [3]:

$$Q = -\lambda \cdot dA_i \cdot dt \cdot \left(\frac{dT}{dz}\right), \quad (1)$$

где  $\lambda$  — теплопроводность дисперсной среды;  $dA_i$  — элементарная площадь контакта смеси с источником нагрева.

Так как температура термического воздействия на дисперсную смесь не изменяется, а время ограничено и постоянно, то производная температуры по высоте смеси является константой. Тогда, проинтегрировав градиент температуры и определив постоянную интегрирования  $C$  при  $z=0$  и  $T=T_0$ , будем иметь

$$T_i = A_1 z_i + T_0, \quad (2)$$

где  $A_1$  — постоянная;  $z_i$  — диаметр (высота) одной песчинки.

Отсюда

$$A_1 = \frac{T_1 - T_0}{z_1}. \quad (3)$$

Таким образом, подставляя (3) в (2), будем иметь

$$T = \left(\frac{T_1 - T_0}{z_1}\right) \cdot z + T_0. \quad (4)$$

Общее количество теплоты, которое передается через поверхность точки контакта за время  $t$  в случае круговой площади контакта между зернами (или частичками пудвербакелита):

$$Q_0 = \frac{-\lambda \cdot \pi \cdot d^2}{4z_1} (T_1 - T_0), \quad (5)$$

где  $d$  — диаметр в точке соприкосновения частиц твердой фазы.

Подмодельная плита с моделями и литниковой системой нагревается с помощью электронагревателей до температуры 250 °С.

Полезное тепло  $Q_{\text{фор}}$  расходуемое на нагрев песчано-смоляной смеси, моделирующей дисперсную среду с использованием легкоплавкого связующего при формировании и твердении оболочки, можно определить из выражения [2]:

$$Q_{\text{фор}} = c \cdot m \cdot \Delta T, \quad (6)$$

где  $c$  — теплоемкость дисперсной среды;  $m$  — масса дисперсной среды;



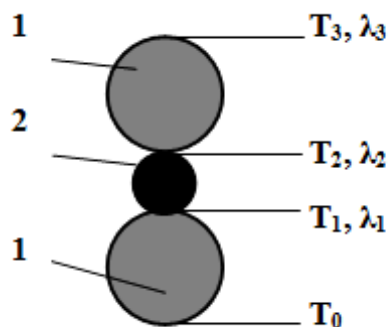


Рис. 1. Схема для расчета теплопроводности в песчано-смоляной смеси: 1 — песчинка; 2 — пудвербакелит

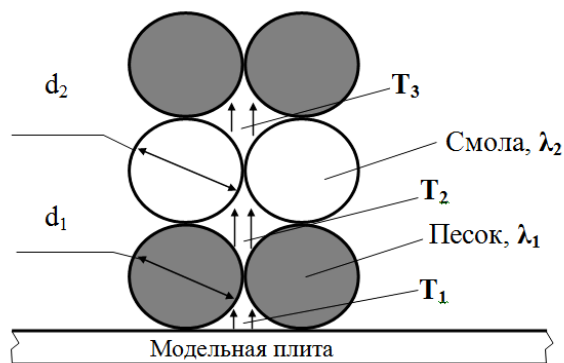


Рис. 2. Схема процесса передачи тепла в песчано-смоляной смеси конвекцией

$\Delta T$  — изменение температуры среды в процессе ее нагревания, формирования и твердения, °С.

В общем случае, помимо песка, участие в теплопроводности принимает пудвербакелит. Его частички расположены между песчинками при механическом перемешивании, если смесь неплакированная или покрывает песчинки (при плакировании смеси). То есть передача теплоты происходит через многослойную стенку.

По аналогии с (5) при допущении равномерного распределения частиц твердой фазы в дисперсной среде можно записать для каждого слоя (песок — смола; смола — песок, рис. 1):

$$Q_m = \frac{\lambda_1 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4z_1} (T_1 - T_0); \quad Q_m = \frac{\lambda_2 \cdot \pi \cdot d_2^2}{4z_2} (T_2 - T_1);$$

$$Q_m = \frac{\lambda_3 \cdot \pi \cdot d_3^2}{4z_3} (T_3 - T_2). \quad (7)$$

Таким образом, из (7) будем иметь:

$$\frac{1}{(T_3 - T_0)} = Q_m \left( \frac{4z_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot \lambda_1} + \frac{4z_2}{\pi \cdot d_2^2 \cdot \lambda_2} + \frac{4z_3}{\pi \cdot d_3^2 \cdot \lambda_3} \right). \quad (8)$$

$$Q_m = \frac{T_3 - T_0}{\left( \frac{4z_1}{\pi \cdot d_1^2 \cdot \lambda_1} + \frac{4z_2}{\pi \cdot d_2^2 \cdot \lambda_2} + \frac{4z_3}{\pi \cdot d_3^2 \cdot \lambda_3} \right)}. \quad (9)$$

Продолжая определение теплопроводности вплоть до верхних границ дисперсной смеси, получим

$$Q_m = (T_k - T_0) / \sum_{n=0}^{n=k} \frac{4z_n}{\pi \cdot d_n^2 \cdot \lambda_n} =$$

$$= (T_3 - T_0) / \frac{4}{\pi} \cdot \int_0^k \frac{dz}{d_n^2 \cdot \lambda_n}, \quad (10)$$

где  $T_k$  — температура смеси в конечном (верхнем) слое.

Так как дисперсная песчано-смоляная смесь является пористым телом, то часть тепла переносится конвективно. Для такой среды количество теплоты можно выразить уравнением Ньютона — Рихмана [3]

$$Q_k = \chi \cdot dA \cdot (T_o - T_{mв}), \quad (11)$$

где  $\chi$  — коэффициент теплоотдачи, в данном случае от порового воздуха или частиц твердой фазы;

$T_n$  — температура внутрипорового воздуха;  $T_{mв}$  — температура после прохождения твердой фазы (смолы или песка).

Коэффициент теплоотдачи является функцией физических параметров газа, характера течения, скорости движения газа, формы и размеров тела и определяется опытным путем. Допустим, что распределение частиц твердой фазы равномерно и они имеют сферическую форму (рис. 2).

Тогда для песка

$$Q_n = (T_{e1} - T_{e2}) \cdot \frac{3\pi \cdot d_1^2}{4} \left/ \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right., \quad (12)$$

а для смолы

$$Q_c = (T_{e2} - T_{e3}) \cdot \frac{3\pi \cdot d_2^2}{4} \left/ \left( \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_3} \right) \right.. \quad (13)$$

В результате получим

$$Q_k = (T_{e1} - T_{e3}) / \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_3} \right) \left/ \left( \frac{3\pi \cdot d_1^2}{4} + \frac{3\pi \cdot d_2^2}{4} \right) \right., \quad (14)$$

где  $T_{e1, e2, e3, \dots}$  — температура внутрипорового воздуха в соответствующем слое смеси.

Суммируем на всем протяжении вплоть до границ дисперсной смеси по высоте, получим

$$Q_k = (T_k - T_0) / \left( \sum_{n=0}^{n=k} \frac{1}{\alpha_{n-1}} + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_n} / \frac{3\pi \cdot d_n^2}{4} \right). \quad (15)$$

В итоге, сложив (10) и (15), получим

$$Q = \delta_1 \cdot \left[ (T_k - T_0) / \sum_{n=0}^{n=k} \frac{4z_n}{\pi \cdot d_n^2 \cdot \lambda_n} \right] +$$

$$+ \delta_2 \cdot \left[ (T_k - T_0) / \left( \sum_{n=0}^{n=k} \frac{1}{\alpha_{n-1}} + \frac{d_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_n} / \frac{3\pi \cdot d_n^2}{4} \right) \right], \quad (16)$$

где  $\delta_1, \delta_2$  — коэффициенты распределения, зависящие от преобладания конвекции или теплопроводности.

На коэффициенты распределения влияют степень уплотнения, форма и размер частиц твердой фазы и другие факторы. В реальных условиях можно принимать за сферическую форму песчинки, учитывать пористость и процентное соотношение

смолы и кварцевого песка. С уменьшением пористости смеси уменьшается значение конвективного теплообмена, и коэффициент  $\delta_2$  уменьшается.

Очевидно, что повышение истинной плотности в процессе термического воздействия приведет к увеличению скорости прогрева формы, то есть сокращению тепловых потерь. Приложение статической нагрузки в начальный момент нагрева дисперсной смеси приводит к повышению ее плотности [4].

Следует учитывать и то, что по мере плавления смолы (а также статической нагрузки на формирующуюся дисперсную смесь) она заполняет поры и твердеет, схватывая песчинки. Здесь уже будет происходить передача тепла теплопроводностью. Для такого состояния значение  $\lambda$  будет также зависеть от соотношения связующего и песка.

В формуле (6)  $\Delta T$  для конкретных случаев есть величина постоянная, массу смеси можно представить как произведение объема  $V$  на плотность  $\rho$ . Объем дисперсной смеси есть произведение площади  $S$  на высоту  $z$ . Площадь определяется геометрическими размерами модельной нагреваемой плиты, а высота есть толщина оболочковой формы (величина прогрева и твердения формы). Толщину стенки формы  $z$  можно вычислить по формуле [2]

$$z = k \cdot \sqrt{\tau}, \quad (17)$$

где  $k$  — коэффициент пропорциональности;  
 $\tau$  — время теплового воздействия на дисперсную песчано-смоляную среду.

Таким образом, можно получить зависимость тепла, идущего на нагрев песчано-смоляной смеси, от времени теплового воздействия на эту смесь:

$$Q = c \cdot \Delta T \cdot \rho \cdot S \cdot k \cdot \sqrt{\tau}. \quad (18)$$

В правой части данной формулы все значения, кроме времени, есть постоянные (можно изначально задаваться различными температурами нагрева смеси и площадью, подвергаемой термическому воздействию).

Полученную зависимость можно использовать для определения времени нагрева смеси, необходимого для образования оболочковой формы.

Расчеты, произведенные по вышеизложенной методике для температуры нагрева модельной плиты  $250^\circ\text{C}$ , позволили установить теоретическую зависимость необходимого количества теплоты от времени нагрева смеси, необходимых для образования оболочковой формы (рис. 3). Для сравнения приведена экспериментальная зависимость, полученная в цехе коркового литья ТОО «КМЗ им. Пархоменко» (г. Караганда, Республика Казахстан).

Очевидно, что выделение теплоты происходит по закону, близкому к параболическому. Для мелких и средних отливок оптимальная толщина песчано-смоляной оболочкой составляет 8–10 мм, для обеспечения такой толщины необходим нагрев смеси в течение 25–30 секунд. Уменьшение толщины оболочкой приведет к разрушению формы при заливке, а увеличение толщины — к перерасходу смеси и ухудшению ее газопроницаемости. Дальнейшее время нагрева нецелесообразно, так как ин-

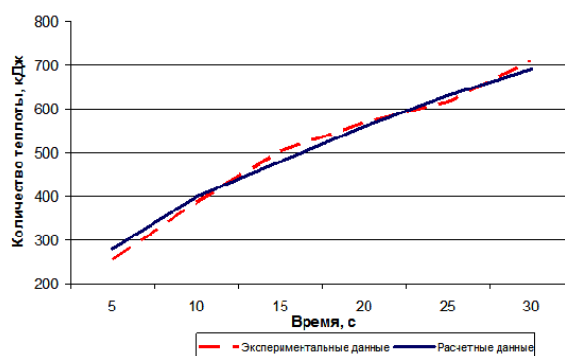


Рис. 3. Зависимость количества теплоты от времени нагрева смеси

тенсивность выделения теплоты для прогрева формы уменьшается. К тому же происходит выгорание смолы, что разрушает форму. Расхождение между экспериментальными и расчетными данными составляет 5–7%.

Таким образом, получена зависимость количества теплоты от времени теплового воздействия. Теоретические и экспериментальные исследования показали, что для получения качественной оболочкой необходимо нагревать песчано-смоляную смесь в течение 25–30 секунд при температуре  $250^\circ\text{C}$ . В случае увеличения продолжительности или температуры нагрева происходит разрушение формы за счет выгорания связующего (смолы).

#### Библиографический список

1. Анисович, Г. А. Охлаждение отливки в комбинированной форме / Г. А. Анисович, Н. А. Жмакин. — М.: Машиностроение, 1969. — 136 с.
2. Соколов, Н. А. Литье в оболочковые формы / Н. А. Соколов. — М.: Машиностроение, 1969. — 316 с.
3. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача: учеб. пособие для вузов. — 3-е изд., испр. и доп. — М.: Высш. школа, 1980. — 469 с.
4. Максимов, Е. В. Механизм уплотнения слоя дисперсных частиц и особенности взаимодействия теплоносителя с ними / Е. В. Максимов, А. З. Исагулов, В. Ю. Куликов // Материалы Междунар. науч.-практ. конф., посвящ. 80-летию Е. А. Букетова, 23–24 марта 2005 г. — Караганда, 2005. — С. 422–429.

**ЕРЕМИН Евгений Николаевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), директор Машиностроительного института, заведующий кафедрой машиностроения и материаловедения, заведующий секцией «Оборудование и технология сварочного производства» Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: weld\_techn@mail.ru

**КОВАЛЁВА Татьяна Викторовна**, преподаватель кафедры нанотехнологий и металлургии Карагандинского государственного технического университета, Республика Казахстан.

Адрес для переписки: sagilit@mail.ru

Статья поступила в редакцию 15.04.2016 г.

© Е. Н. Еремин, Т. В. Ковалёва