

Комплексный критерий работоспособности гидроцилиндра с направляющими качения

Д.Ю. Кобзов^{1 a}, С.П. Ереско^{2 b}, В.Г. Губанов^{3 c}, И.О. Кобзова^{1 d}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

²Сибирский государственный аэрокосмический университет им. М.Ф. Решетнёва, пр. «Красноярский рабочий» 31, Красноярск, Россия

³ООО Научно-технический центр «Гидротранс», Мебельный пр. 10а, Санкт-Петербург, Россия

^akobzov7159@mail.ru, ^beresko07@mail.ru, ^cinfo@hydrotrans.ru, ^dkobzovaio@mail.ru

Статья поступила 4.04.2016, принята 26.06.2016

Большинство дорожных и строительных машин с гидроприводами работают в условиях наличия в окружающей среде значительного количества абразивной пыли, что приводит к таким повреждениям гидроцилиндров, как риски, царапины, задиры на движущихся уплотняемых поверхностях, царапины и задиры на поверхностях поршня и направляющей втулки. Это негативно сказывается на герметизирующей способности гидроцилиндра и его надежности в целом. Названные недостатки могут быть устранены путем замены направляющих скольжения на направляющие качения. К сожалению, известные исследования в этом направлении и предлагаемые практические реализации обладают целым рядом недостатков, ограничивающих работоспособность гидроцилиндра. Это объясняется главным образом отсутствием теоретической базы комплексной оценки работоспособности таких гидроцилиндров. Основу таковой должен составлять комплексный критерий работоспособности его направляющих качения. При создании критерия необходимо учитывать, что работоспособность гидроцилиндра с направляющими качения в первую голову определяется их несущей способностью, а именно характеристиками контакта тел качения в них. В нашем случае это максимальная нагрузка на один шарик, площадь контакта, напряжение и деформация в нем. Однако, кроме требований к несущей способности направляющих качения гидроцилиндра, к ним должно предъявляться требование кинематики тел качения, заключающееся в обеспечении качения шарика без проскальзывания по движущейся герметизируемой поверхности штока и гильзы.

Ключевые слова: гидроцилиндр; критерий; направляющие качения; работоспособность; шарики.

Complex criterion of workability for a hydrocylinder with rolling guides

D.Yu. Kobzov^{1 a}, S.P. Eresko^{2 b}, V.G. Gubanov^{3 c}, I.O. Kobzova^{1 d}

¹Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia

²Siberian State Aerospace University named after academician M.F. Reshetnev; 31, Krasnoyarskiy Rabochiy ave., Krasnoyarsk, Russia

³Hydrotrans LLC STC; 10A, Mebelny proezd, Saint-Petersburg, Russia

^akobzov7159@mail.ru, ^beresko07@mail.ru, ^cinfo@hydrotrans.ru, ^dkobzovaio@mail.ru

Received 4.04.2016, accepted 26.06.2016

Most of the road and construction machinery with hydraulic drive work in the environment of a significant amount of abrasive dust that results in damage to the hydraulic cylinder, such as scratches, scuffs on moving sealed surfaces, scratches and cracks on the surfaces of the piston and guide bushing. This adversely affects the ability of the sealing of hydraulic cylinder and its reliability as a whole. Mentioned shortcomings can be remedied by replacing slide ways on rolling guides. Unfortunately, known in this regard research and proposed their practical implementations have a number of shortcomings that limit the working capacity of the hydraulic cylinder. This was mainly due to the lack of a theoretical framework for the complex assessment of the workability of such cylinders. The foundation itself should be complex criterion of workability of its rolling guides. When you create a criterion, it must be borne in mind that the workability of hydraulic roller guides, first head is determined by their bearing capacity, namely the contact characteristics of rolling elements in them. In this case the maximum load of one ball contact area, the stress and strain it. However, in addition to the requirements for bearing capacity of rolling guides of hydraulic cylinder for them should be a requirement of kinematics of rolling elements, namely ensuring the ball rolling without slipping on a moving surface sealing rod and sleeves.

Key words: hydrocylinder; criterion; roller guides; workability.

Введение

Анализ эксплуатационной надежности дорожно-строительных машин (ДСМ) показывает, что максимальный процент отказов их гидроагрегатов приходится на долю гидроцилиндров. К повреждениям гидроцилиндра, вызванным действием абразива, относятся

риски, царапины, задиры на движущихся уплотняемых поверхностях, царапины и задиры на поверхностях поршня и направляющей втулки. Это сказывается на герметизирующей способности гидроцилиндра и его надежности в целом. Использование пылезащитных манжет в качестве средств предотвращения попадания

абразива в гидроцилиндр значительного положительного эффекта не дает.

Названные недостатки могут быть устранены путем замены направляющих скольжения на направляющие качения. К сожалению, известные в этом направлении исследования и предлагаемые практические реализации обладают целым рядом недостатков, ограничивающих работоспособность гидроцилиндра. Как правило, это низкий ресурс работоспособности гидроцилиндра из-за возможной накатки шариками его уплотняемой поверхности, возможность снижения качества уплотняемой поверхности из-за их проскальзывания по движущейся уплотняемой поверхности, а также сложность конструкции, нетехнологичность изготовления направляющих, значительные габаритные размеры направляющих, повышенная трудоемкость изготовления и низкая степень ремонтпригодности.

На основании этого *актуальной задачей* является создание комплексного критерия работоспособности гидроцилиндра с направляющими качения.

Исходная информация. Многозвенное рабочее оборудование современных гидрофицированных ДСМ приводится в движение гидроцилиндрами двустороннего действия с односторонним штоком [1–15]. В разные периоды времени и в разных странах они изготавливались в соответствии с документами ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, 3320, 3322 и 4393, которые предполагали возможность создания гидроцилиндров по основному и дополнительному рядам (в единицах измерения стандартов) с номинальным давлением $p = (0,63...63)$ МПа, с ходом поршня (штока) $z = (4...10\ 000)$ мм, с диаметрами поршня $D_1 = (4...900)$ мм и штока $D_2 = (4...900)$ мм, с соотношением площадей давления в поршневой и штоковой полостях $\varphi = (1,06...5,26)$; применительно к гидроцилиндрам ДСМ эти параметры лежат в диапазонах: $p = (2,5...40)$ МПа; $z = (50...2\ 000)$ мм; $D_2 = (32...250)$ мм; $\varphi = (1,33$ и $1,6)$; скорость перемещения штока в этих документах не оговаривается, но лежит в диапазоне $dz/dt = (0,1...1,0)$ м/с, а применительно к ДСМ не превышает 0,5 м/с.

В нашем случае в качестве примера приняты характеристики гидроцилиндра привода рукояти рабочего оборудования ДСМ, а именно одноковшового строительного экскаватора IV размерной группы с направляющими качения, все элементы которой изготовлены из стали.

Основные положения. Работоспособность гидроцилиндра с направляющими качения прежде всего определяется их несущей способностью, а именно характеристиками контакта тел качения в них [16–18]. В нашем случае это максимальная нагрузка на один шарик P_0 , площадь контакта F , напряжение $\sigma_{\text{конт}}$ и деформация δ в нем. Перечисленные характеристики определяются, главным образом, внешней нагрузкой, в качестве которой выступают реакции R , действующие в вышеперечисленных подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра [19–21; 23]. Применительно к гидроцилиндру во внимание принимаются контакты «шарик – шток» и «шарик – направляющая втулка» в сопряжении «шток – направляющая втулка», а также

«шарик – гильза» и «шарик – поршень» в сопряжении «поршень – гильза» [23].

Однако, кроме требований к несущей способности направляющих качения гидроцилиндра, к ним должно предъявляться требование кинематики тел качения, заключающееся в обеспечении качения шарика без проскальзывания по движущейся герметизируемой поверхности штока (гильзы), так как очевидно, что в канавке направляющей втулки (поршня) прямоугольного поперечного сечения поворот шарика невозможен вследствие противодействия побуждающей к его движению силе $F_{\text{сц}}$ двух сил трения — $F_{\text{тр}}$ и $F_{\text{трД}}$, в сумме превосходящих ее (рис. 1).

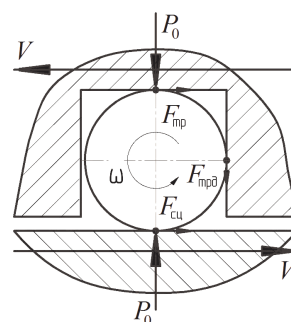


Рис. 1. Схема взаимодействия шарика с поверхностями канавки прямоугольного сечения

Для обеспечения качения шарика по герметизируемой поверхности в соответствии с авторским свидетельством СССР № 1807256 канавки должны иметь наклонные опорные поверхности с соблюдением условия, при котором угол трения с движущейся уплотняемой поверхностью должен минимально превышать сумму углов трения шарика с наклонными контактирующими поверхностями, то есть минимально превышать 2α (рис. 2).

Однако контакт шарика с герметизирующей поверхностью сопровождается упругой деформацией [24], способствующей увеличению сопротивления качению шарика.

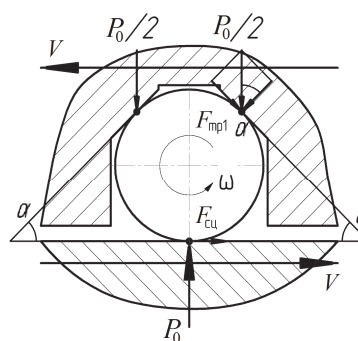


Рис. 2. Схема взаимодействия шарика с наклонными поверхностями канавки направляющей втулки (поршня)

С учетом этого, а также согласно законам Амонтона [25] и Кулона [26] условие качения шарика без проскальзывания по движущейся герметизируемой поверхности штока (гильзы) с проскальзыванием во втулке (поршне) согласно расчетной схеме, изображенной

на рис. 3, и подобной, представленной в работе [26], имеет вид (рис. 3):

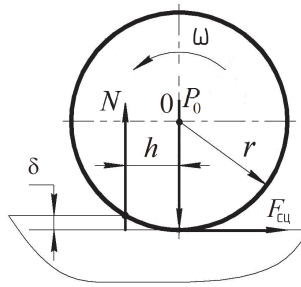


Рис. 3. Схема взаимодействия шарика с опорной поверхностью в условиях ее упругой деформации

$$P_0 r \varphi_{сц} \geq N h + 2 f_{тр} r \frac{P_0}{2} \cos \alpha, \quad (1)$$

где: $f_{тр}$ — коэффициент трения «сталь – сталь», $f_{тр} = 0,05 \dots 0,1$ [27]; h — смещение реакции опорной поверхности в контакте «шарик – шток (гильза)»; h_1 — смещение реакции опорной поверхности в контакте «шарик – втулка (поршень)»; P_0 — максимальная нагрузка на шарик; r — радиус шарика; $\varphi_{сц}$ — коэффициент сцепления «сталь – сталь»; реакция $N = P_0$.

Величина h описывается согласно расчетной схеме (рис. 3) формулой:

$$h = \sqrt{r^2 - (r - \delta)^2}. \quad (2)$$

После ряда несложных преобразований окончательно условие (1) принимает вид:

$$\varphi_{сц} = \frac{1}{r} (h + f_{тр} r \cos \alpha). \quad (3)$$

С учетом всего вышеизложенного для комплексной оценки работоспособности гидроцилиндра с направляющими качения по их несущей способности и кинематике, критерий должен удовлетворять следующим основным требованиям:

- возможность комплексного описания работоспособности гидроцилиндра по несущей способности и кинематике направляющих качения;
- возможность описания работоспособности обоих сопряжений гидроцилиндра: «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза»;
- возможность описания работоспособности всех элементов направляющих качения гидроцилиндра: гильзы, направляющей втулки, поршня, штока и шариков в обоих его направляющих качения;
- возможность принятия допустимых значений пределов, составляющих критерий величин с заданным уровнем надежности.

Думается, перечисленным требованиям в полной мере удовлетворяет предлагаемый ниже комплексный критерий работоспособности гидроцилиндра с направляющими качения.

$$K_K \equiv \left\{ \begin{array}{l} \sigma_{\text{конт}_B} \leq [\sigma_{\text{конт}_B}] = \frac{\sigma_{\text{конт}_B}}{k_s}; \\ \sigma_{\text{конт}_Г} \leq [\sigma_{\text{конт}_Г}] = \frac{\sigma_{\text{конт}_Г}}{k_s}; \\ \sigma_{\text{конт}_П} \leq [\sigma_{\text{конт}_П}] = \frac{\sigma_{\text{конт}_П}}{k_s}; \\ \sigma_{\text{конт}_Ш} \leq [\sigma_{\text{конт}_Ш}] = \frac{\sigma_{\text{конт}_Ш}}{k_s}; \\ P_{0_{ш-нв}} \leq P_{\text{пред}_{ш-нв}}; \\ P_{0_{п-г}} \leq P_{\text{пред}_{п-г}}; \\ \varphi_{сц_{ш-нв}} \leq [\varphi_{сц}]; \\ \varphi_{сц_{п-г}} \leq [\varphi_{сц}]. \end{array} \right.$$

Здесь: k_s — статистический коэффициент запаса прочности [28]; $P_{0_{ш-нв}}$ и $P_{0_{п-г}}$ — нагрузка на наиболее нагруженный шарик сопряжения «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» соответственно; $P_{\text{пред}_{ш-нв}}$ и $P_{\text{пред}_{п-г}}$ — усилия разрушения шарика по ГОСТ 3722-2014 «Подшипники качения. Шарик стальные. Технические условия» соответственно в сопряжении «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра; $\varphi_{сц_{ш-нв}}$ и $\varphi_{сц_{п-г}}$ — текущее значение коэффициента сцепления; $[\varphi_{сц}]$ — допускаемое значение коэффициента сцепления, $[\varphi_{сц}] = 0,07 \dots 0,1$ [29]; $\sigma_{в,г,п,ш}$, $[\sigma_{\text{конт}_{в,г,п,ш}}]$ и $\sigma_{\text{конт}_{в,г,п,ш}}$ — соответственно текущие, допускаемые и предельные контактные напряжения направляющей втулки, гильзы, поршня и штока.

При этом первые четыре условия направлены на обеспечение их прочности, пятое и шестое обеспечивают прочность тел качения в сопряжениях «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза», а последние два ориентированы на обеспечение качения шарика без проскальзывания по движущейся герметизируемой поверхности штока (гильзы).

В комплексе первый, четвертый, пятый и седьмой критерии характеризуют работоспособность штокового уплотнительного узла, а оставшиеся — поршневого.

Результаты количественной оценки этих условий для двух значений коэффициента $f_{тр}$ трения — 0,05 и 0,1, которая произведена с использованием разработанной программы и стандартной программы MathCAD v. 11, представлены на рис. 4–11.

При работе с ними необходимо помнить, что, по мере утолщения линий на графиках, количество рядов тел качения в направляющих качения уменьшается с пяти до одного [23].

В заключение, проанализировав в соответствии со структурой комплексного критерия работоспособности гидроцилиндра с направляющими качения данные иллюстраций (рис. 4–13), надо отметить:

– приложенная к узлу нагрузка воспринимается крайне малыми площадями контакта тел качения, поэтому напряжение в местах контакта даже при относительно умеренных нагрузках оказываются весьма зна-

чительными, до 5 000 МПа [16; 17] для точечного контакта, что больше, чем в предложенных направляющих качения. При этом деформация в контакте поверхностей качения весьма мала;

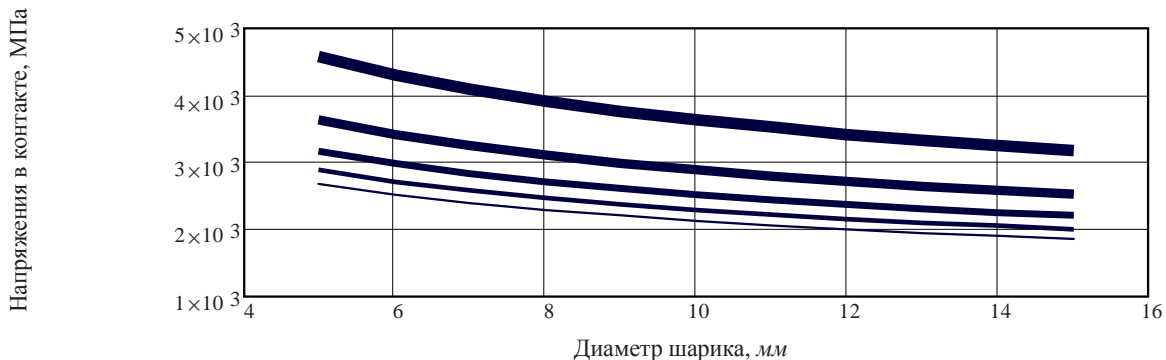


Рис. 4. Напряжение в контакте «шарик – шток» сопряжения «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра рукояти при эксплуатационном нагружении рабочего оборудования одноковшовой ДСМ IV размерной группы

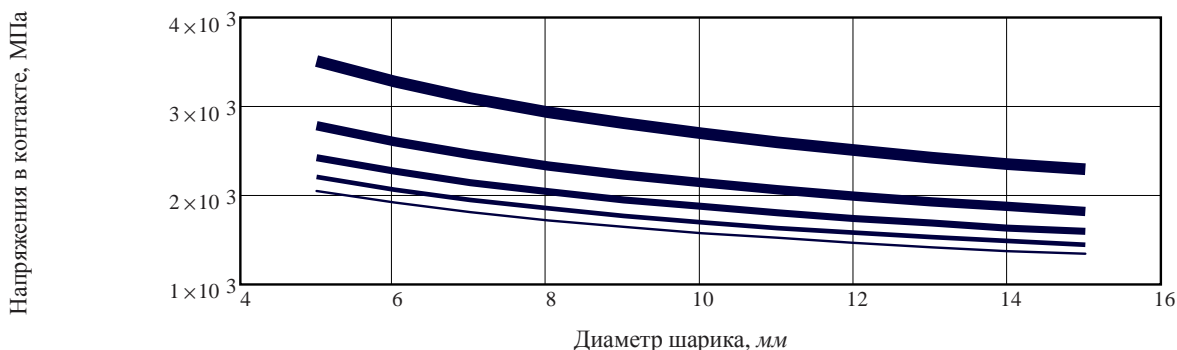


Рис. 5. Напряжение в контакте «шарик – направляющая втулка» сопряжения «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра рукояти при эксплуатационном нагружении рабочего оборудования одноковшовой ДСМ IV размерной группы

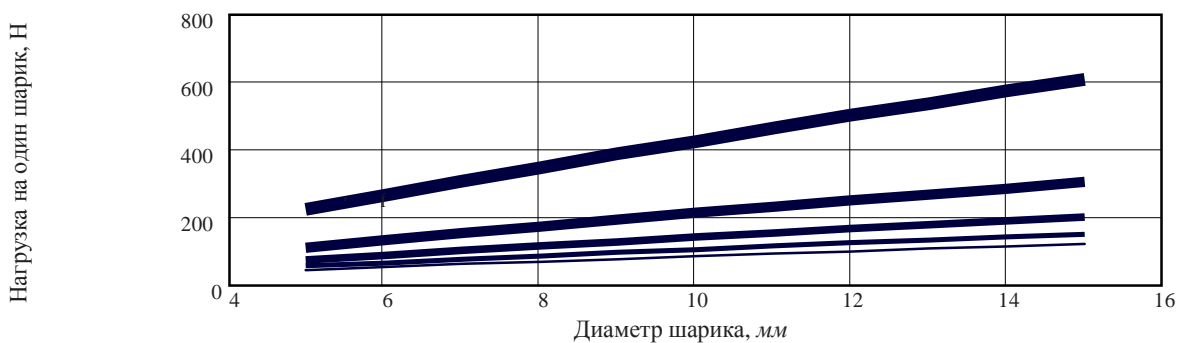


Рис. 6. Максимальная нагрузка на один шарик в контакте «шарик – шток» сопряжения «шток – направляющая втулка» гидроцилиндров ковша и рукояти при эксплуатационном нагружении рабочего оборудования одноковшовой ДСМ IV размерной группы

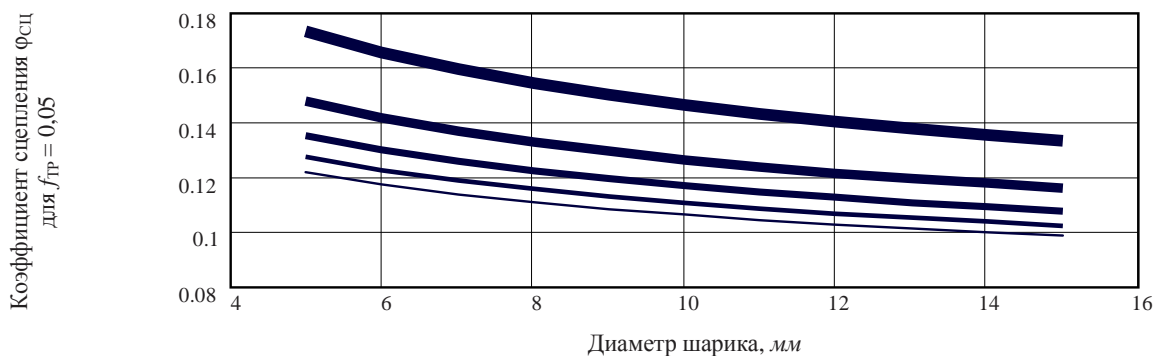


Рис. 7. Коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$ шарика со штоком в сопряжении «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра рукояти одноковшовой ДСМ IV размерной группы для коэффициента трения $f_{тр} = 0,05$

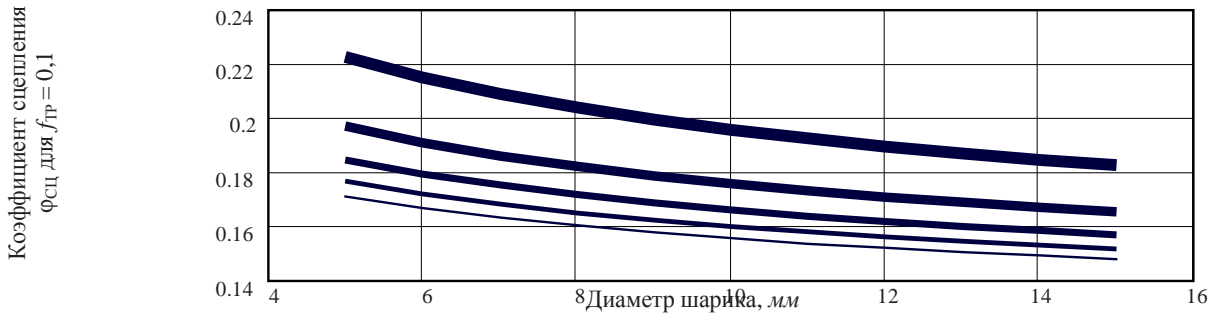


Рис. 8. Коэффициент сцепления $f_{сц}$ шарика со штоком в сопряжении «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра рукояти одноковшовой ДСМ IV размерной группы для коэффициента трения $f_{тр} = 0,1$

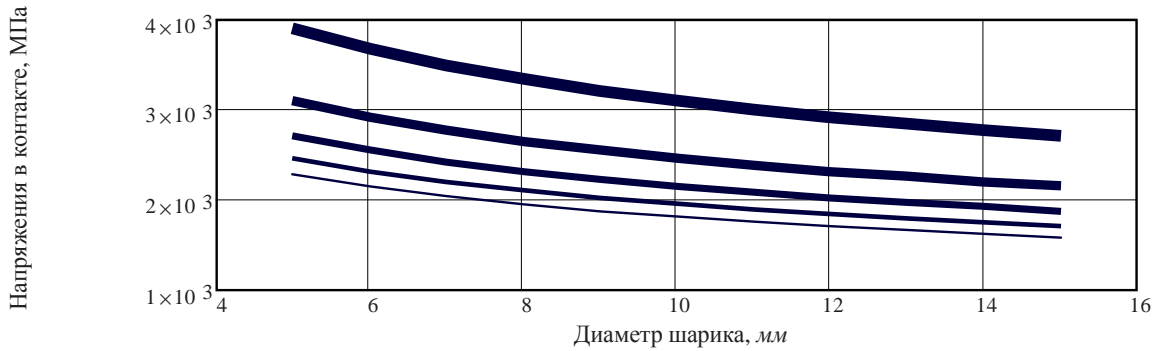


Рис. 9. Напряжение в контакте «шарик – гильза» сопряжения «поршень – гильза» гидроцилиндра рукояти при эксплуатационном нагружении рабочего оборудования одноковшовой ДСМ IV размерной группы

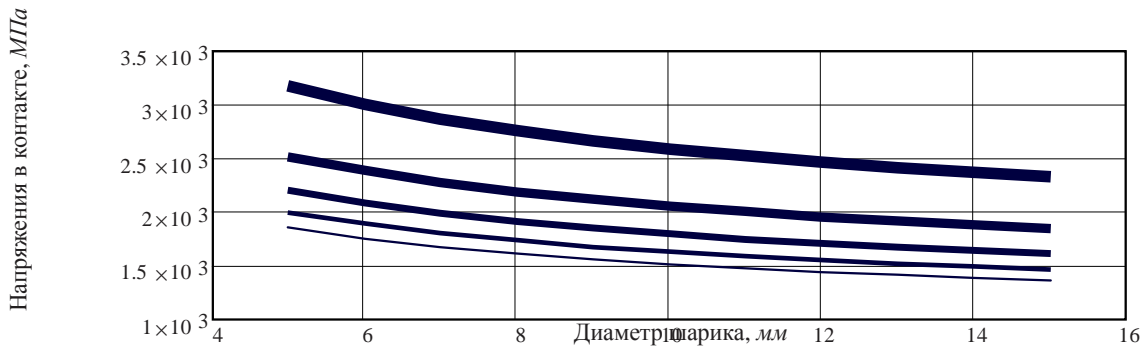


Рис. 10. Напряжение в контакте «шарик – поршень» сопряжения «поршень – гильза» гидроцилиндра рукояти при эксплуатационном нагружении рабочего оборудования одноковшовой ДСМ IV размерной группы

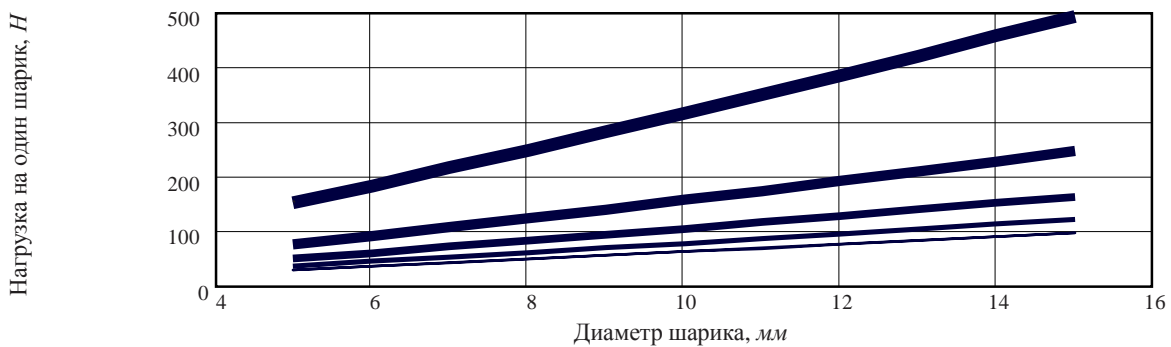


Рис. 11. Максимальная нагрузка на один шарик в контакте «шарик – гильза» сопряжения «поршень – гильза» гидроцилиндров ковша и рукояти при эксплуатационном нагружении рабочего оборудования одноковшовой ДСМ IV размерной группы

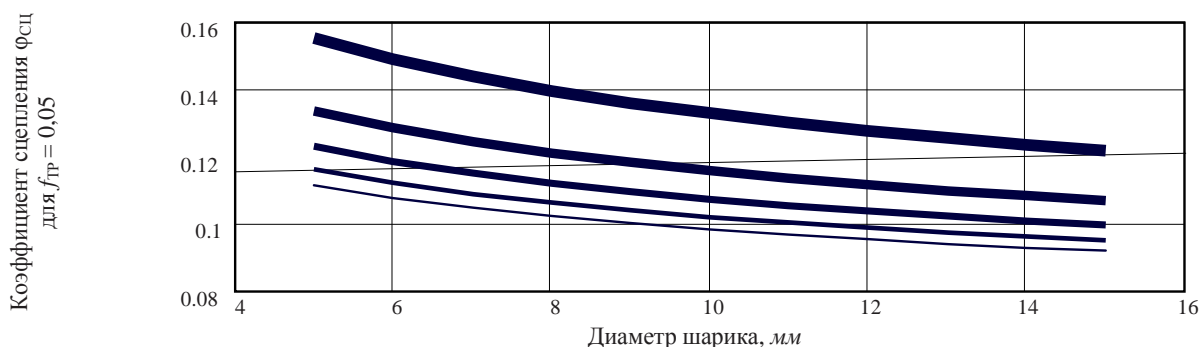


Рис. 12. Коэффициент сцепления $\phi_{сц}$ шарика с гильзой в сопряжении «поршень – гильза» гидроцилиндра рукоятки одноковшовый ДСМ IV размерной группы для коэффициента трения $f_{тр} = 0,05$

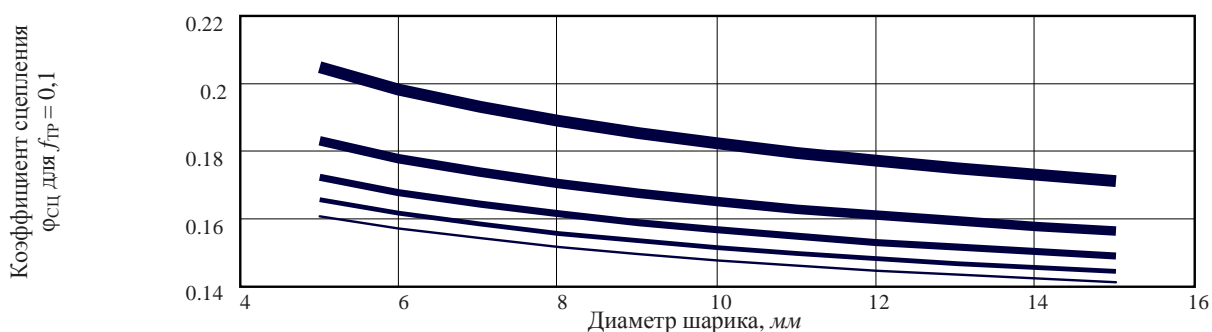


Рис. 13. Коэффициент сцепления $\phi_{сц}$ шарика с гильзой в сопряжении «поршень – гильза» гидроцилиндра рукоятки одноковшовый ДСМ IV размерной группы для коэффициента трения $f_{тр} = 0,1$

– напряжение в контакте уменьшается по мере увеличения диаметра шариков и количества их рядов, которые, соответственно, могут ограничиваться только конструктивными характеристиками собственно гидроцилиндра;

– в соответствии с ГОСТ 3722-2014 «Подшипники качения. Шарикоподшипники стальные. Технические условия» разрушающее усилие для шариков диаметром $\varnothing 5...15$ мм, используемых в нашем исследовании, составляет соответственно 13 170...112 800 Н, что значительно больше максимальных усилий, действующих в нашем случае на наиболее нагруженный шарик — 200...600 Н;

– значения коэффициента сцепления, полученные в рассматриваемом примере, находятся в границах диапазона его допускаемых величин и уменьшаются по мере увеличения диаметра шарика и количества их рядов.

Литература

- Бедрин С.Ф. Расчёты гидроцилиндров на устойчивость и прочность // Вестн. машиностроения. 1981. № 7. С. 32.
- Элементы гидропривода: справочник / авт.- сост. Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. Изд. 2-е, перераб. и доп. Киев: Техніка, 1977. 320 с.
- Марутов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры. М.: Машиностроение, 1966. 171 с.
- Pühl H.-G. Zur statischen berechnung und prüfung nachgiebiger grubenstempel // Glückauf-Forschungshefte, Deutschland, 1973. Vol. 34, № 6. С. 237-244.
- Schmausser G., Klaus J., Zur P. berechnung schlanrek arbeitszylinder // Öhydraulik und Pneumatik, Deutschland. 1991. Vol. 35, № 10. С. 767-775.
- Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1979, September. P. 181-186.
- Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1980, September. P. 184-193.
- Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1982, September. P. 184-192.
- Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1983, September. P. 169-175.
- Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1987, September. P. 113-120.
- Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1988, September. P. 111-118.
- Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Братск, 1998. Ч. 1. 59 с. Рус. Деп. в МАШМИР 13.08.1998, № 2-сд1998.
- Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Братск, 1999. 108 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-B1999.
- Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры одноковшовых гидрофицированных машин. Братск, 2010. 105 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 17.05.2010, № 288-B2010.
- Кобзов Д.Ю., Свиридо И.В., Губанов В.Г. Условия эксплуатации и некоторые важные особенности рабочего процесса гидроцилиндров дорожных и строительных машин. М. 1995. 37 с. Деп. МАШМИР 1995. № 15-сд94.
- Спришевский А.И. Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1968. 632 с.
- Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 606 с.
- Леликов О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчёт: справочник. М.: Машиностроение, 2006. 640 с.
- Кобзова И.О. Направляющие качения гидроцилиндра // Материалы международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Автомобиле-

и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». М.: МГТУ «МАМИ», 2010. Кн. 1. С. 422-428.

20. Кобзов Д.Ю., Кобзова И.О., Липецкий В.И. Оценка характеристик направляющих гидроцилиндра с шариками // Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири. Братск, 2011. Т. 2. С. 92-99.

21. Кобзова И.О. О направляющих гидроцилиндра с шариками // Материалы международной научно-технической конференции «Интерстроймех-2011». Могилев, 2011. С. 106-109.

22. Кобзов Д.Ю., Кобзова И.О., Лханаг Д. О геометрических характеристиках направляющих качения гидроцилиндров // Механика XXI века: материалы всерос. научно-техн. конф. с междунар. участием: сб. докл. Братск, 2011. С. 150-159.

23. Кобзова И.О. Варианты конструктивного исполнения направляющих качения гидроцилиндров / Кобзова И.О., Липецкий В.И. // Молодая мысль: Наука. Технологии. Инновации: материалы III (IX) Всероссийской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых. – Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2011. С. 77-79.

24. Кобзова И.О. Уточнение величины максимальной нагрузки на наиболее нагруженный шарик в направляющих качения гидроцилиндра / Кобзова И.О. // Механика XXI века. Научное периодическое издание. XIV Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов - Братск: Изд-во ФГБОУ ВО БрГУ, 2016. С. 408-412.

25. Словарь-справочник по трению, износу и смазке деталей машин / В.Д. Зозуля, Е.Л. Шведков, Д.Я. Ровинский, Э.Д. Браун; Ин-т проблем материаловедения. 2-е изд., перераб. и доп. Киев: Наук.думка, 1990. 264 с.

26. Лустенков М.Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: моногр. Могилев: Белорус. гос. ун-т, 2010. 274 с.

27. Справочник конструктора-машиностроителя / авт.-сост. В.И. Анурьев. В 3 т. 6-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1982. Т. 1. 736 с.

28. Сырицын Т.А. Надёжность гидро- и пневмопривода. М.: Машиностроение, 1981. 216 с.

29. Галахов М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. М.: Машиностроение, 1988. 272 с.

References

1. Bedrin S.F. Calculation of hydraulic cylinders for resistance and durability // Russian Engineering Research. 1981. № 7. P. 32.

2. Elements of the hydraulic drive: справочник / sost. E.I. Abramov, K.A. Kolesnichenko, V.T. Maslov. Kiev: Tekhnika, 1977. 320 p.

3. Marutov V.A., Pavlovskii S.A. Hydrocylinders. M.: Mashinostroenie, 1966. 171 p.

4. Pühl H.-G. Zur statischen berechnung und prüfung nachgiebiger grubenstempel // Glückauf-Forschungshefte, Deutschland, 1973. Vol. 34, № 6. P. 237-244.

5. Schmausser G., Klaus J., Zur P. berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland. 1991. Vol. 35, № 10. P. 767-775.

6. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1979, September. P. 181-186.

7. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1980, September. P. 184-193.

8. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1982, September. P. 184-192.

9. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1983, September. P. 169-175.

10. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1987, September. P. 113-120.

11. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA, 1988, September. P. 111-118.

12. Kobzov D.Yu. Hydraulic road and construction machines. Pt. 1: Construction. Reliability. Development prospects. Bratsk, 1998. 59 p. Rus. Dep. v MASHMIR 13.08.1998, № 2-sd1998.

13. Kobzov D.Yu., Tarasov V.A., Trofimov A.A. Hydraulic road and construction machines. Pt. 2. Operating conditions, workflow, mode of operation and loading parameters. Bratsk, 1999. 108 p. Rus. Dep. v VINITI 01.12.99, № 3552-V1999.

14. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V. Hydraulic cylinders of single bucket hydroficated machines / Brat. gos. un-t. Bratsk, 2010. 105 p. Rus. Dep. v VINITI 17.05.2010, № 288-V2010.

15. Kobzov D.Yu., Svirido I.V., Gubanov V.G. Operating conditions and some important features of the working process of hydraulic cylinders and road construction machinery. M., 1995. 37 p. Dep. MASHMIR 1995. № 15-sd94.

16. Sprishevskii A.I. Rolling bearings. M., «Mashinostroenie», 1968. 632 p.

17. Perel' L. Ya. Rolling bearings: Calculation, design and maintenance of supports: справочник. М.: Mashinostroenie, 1992. 606 p.

18. Lelikov O.P. Shafts and bearings with rolling bearings. Design and calculation: справочник. М.: Mashinostroenie, 2006. 640 p.

19. Kobzova I.O. Guides of swing of hydraulic cylinder // Materialy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii Assotiacii avtomobil'nyh inzhenerov (AAI) «Avtomobile- i traktorostroenie v Rossii: priority razvitiya i podgotovka kadrov». M.: MGTU «MAMI», 2010. Kn. 1. P. 422-428.

20. Kobzov D.Ju., Kobzova I.O., Lipeckij V.I. Assessment of the characteristics of the guides of swing of a hydraulic cylinder with balls // Trudy Bratskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Estestvennyye i inzhenernyye nauki - razvitiyu regionov Sibiri. Bratsk, 2011. Т. 2. P. 92-99.

21. Kobzova I.O. About the guides of hydraulic cylinder with balls // Materialy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii «Interstrojmeh-2011». Mogilev, 2011. P. 106-109.

22. Kobzov D.Ju., Kobzova I.O., Lhanag D. On geometric characteristics of the guides of swing of a hydraulic cylinders // Mehaniki XXI veku: materialy vseros. nauchno-tehn. conf. s mezhdunar. uchastiem: sb. dokl. Bratsk, 2011. P. 150-159.

23. Kobzova I.O. Varianty konstruktivnogo ispolneniya napravlyayushchih kacheniya gidrocilindrov / Kobzova I.O., Lipeckij V.I. // Molodaya mysl': Nauka. Tekhnologii. Innovacii: materialy III (IX) Vserossijskoy nauchno-tehnicheskoy konferencii studentov, magistrantov, aspirantov i molodyh uchenyh. – Bratsk: GOU VPO «BrGU», 2011. S. 77-79.

24. Kobzova I.O. Utochnenie velichiny maksimal'noj nagruzki na naibolee nagruzhennyj sharik v napravljajushchih kacheniya gidrocilindra / Kobzova I.O. // Mehaniki XXI veku. Nauchnoe periodicheskoe izdanie. XIV Vserossijskaja nauchno-tehnicheskaja konferencija s mezhdunarodnym uchastiem: sbornik dokladov - Bratsk: Izd-vo FGBOU VO BrGU, 2016. С. 408-412.

25. Slovar-spravochnik po treniyu, iznosu i smazke detalej mashin / V.D. Zozulya. E.L. Shvedkov. D.Ya. Rovinskiy. E.D. Braun; In-t problem materialovedeniya. 2-e izd.. pererab. i dop. Kiyev: Nauk.dumka. 1990. 264 s.

26. Lustenkov M.E. Transmissions with intermediate rolling bodies: identification and minimization of power losses: monogr. Mogilev: Belorus. gos. un-t, 2010. 274 p.

27. Manual Machinist-constructor / avt.-sost. V.I. Anur'ev. V 3 t. 6-e izd., pererab. i dop. М.: Mashinostroenie, 1982. Т. 1. 736 p.

28. Syricyn T.A. The reliability of hydraulic and pneumatic drive. Mashinostroenie, 1981. 216 p.

29. Galakhov M.A. Burmistrov A.N. Raschet podshipnikovyx uzlov. М.: Mashinostroyeniye. 1988. 272 s.