

Характеристики контакта тел качения в направляющих качения гидроцилиндра

И.О. Кобзова

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
kobzovaio@mail.ru

Статья поступила 4.04.2016, принята 29.04.2016

Анализ эксплуатационной надежности дорожных и строительных машин показал, что максимальный процент отказов в гидроприводе приходится на долю гидроцилиндров. Повышение уровня рабочего давления в гидросистемах и увеличение геометрических размеров штока, поршня и корпуса гидроцилиндра, сопровождающиеся значительным ростом нагрузок на его основные элементы, резко снижают надежность и уменьшают ресурс работоспособности гидроцилиндра. Последнее обусловлено увеличением напряжений в элементах цилиндра и резким возрастанием реакции «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра. Это в свою очередь приводит к повышению интенсивности изнашивания трущихся элементов гидроцилиндра, увеличению их износа и росту зазоров в герметизируемых сопряжениях. При наличии значительного количества абразива в рабочей среде проявление этих явлений интенсифицируется. К повреждениям гидроцилиндра, вызванным действием абразива, относятся царапины, риски и 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.

Ключевые слова: абразив; гидроцилиндр; нагрузка; направляющие; реакция; повреждения; царапины.

Contact characteristics for rolling elements in hydraulic cylinder rolling guides

I.O. Kobzova^a

Bratsk State University; 40, Makarenko St., Bratsk, Russia
kobzovaio@mail.ru

Received 4.04.2016, accepted 29.04.2016

Operational reliability analysis for road and building construction machines has showed that excessive maximum failure rate in a hydraulic drive falls to hydraulic cylinders. Raising the level of the operating pressure in hydraulic systems and increasing the geometrical dimensions of the rod, piston and hydraulic cylinder sleeve, accompanied by a significant increase in load on its main elements, decrease drastically the reliability of a hydraulic cylinder and reduce its resource efficiency. The reduction of the resource efficiency is due to increased stress in hydraulic cylinder elements and the sharp increase of the reaction «piston – liner» and «rod – guide bush» in hydraulic cylinder. This, in turn, leads to increased wear intensity of rubbing elements of hydraulic cylinder, their increased wear and increased gaps in sealing matching joints. While having a significant quantity of abrasive in the operation environment, all these phenomena are enhanced. Damages of a hydraulic cylinder, caused by the abrasive, are scratches, risks and scuffs on moving sealed surfaces, as well as scratches and scuffs on the surfaces of the piston and guide bushing. This affects the sealing ability of a hydraulic cylinder and its reliability as a whole. Using dustproof cuffs as a preventive means for the abrasive to penetrate into the hydraulic cylinder does not give a significant positive effect. The disadvantages named can be eliminated by replacing slide bearing guides on rolling guides.

Key words: abrasive; hydraulic cylinder; load; guides; reaction; damages; scratches.

Введение

Известны технические решения, например, из авторских свидетельств СССР № 1070363, 1071828, 1333890 и патента РФ № 141434, в которых в качестве тел качения используются шарики. К сожалению, эти разработки обладают рядом недостатков, а именно: сложность конструкции и низкая технологичность ее изготовления, ограниченный ресурс работоспособности, возможность появления накатки на уплотняемых

поверхностях гильзы и штока гидроцилиндра, а также возможность заклинивания шариков и образование задиров на сопряженных поверхностях из-за их проскальзывания.

Названные недостатки перечисленных конструкций устраняются в гидроцилиндре с направляющими качения по авторскому свидетельству СССР № 1807256, в котором в качестве тел качения используются шарики, устанавливаемые в кольцевые канавки поршня и на-

правляющей втулки гидроцилиндра. При этом, в отличие от известных конструкций, кольцевой зазор в подвижных сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» должен минимально превышать возможные размеры абразивных частиц, поступающих в зону трения, что позволит твердым абразивным частицам свободно проходить через подвижные сопряжения, не вызывая микрорезания и микродеформирования герметизируемых поверхностей, и затем улавливаться фильтрующими элементами гидросистемы машины.

Для обеспечения движения шарика, в соответствии с авторским свидетельством СССР №1807256, канавки должны иметь наклонные опорные поверхности с соблюдением условия, при котором угол трения с движущейся уплотняемой поверхностью минимально превышает сумму углов трения шарика с наклонными контактирующими поверхностями, то есть минимально превышает 2α (рис. 1).

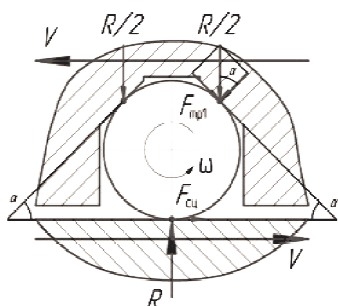


Рис. 1. Принципиальная схема контакта шарика в направляющей качения с наклонными опорными поверхностями

Обеспечение работоспособности гидроцилиндров с шариковыми направляющими качения за счет исключения вышеперечисленных недостатков достигается на стадии их проектирования, главным образом посредством уточнения таких характеристик контакта тел качения в направляющих качения, как максимальная нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным шариком, площадь контакта шарика с сопряженными элементами и допускаемые напряжения контакта.

Однако в известных работах, например [1–4], а также в ГОСТ Р 54660-2011 «Подшипники качения. Статическая грузоподъемность», посвященных этому вопросу, делается ряд допущений, основанных на взаимосвязи диаметра подшипника, числа тел качения в нем и их диаметра, справедливых для стандартных радиальных шарикоподшипников, но ограничивающих их применение в направляющих качения гидроцилиндра. Это касается, в частности, величины коэффициента, зависящего от количества и размеров шариков в одном ряду сопряжения и равного по разным вышеназванным источникам от 4,37 до 5, что зачастую несправедливо для направляющих качения гидроцилиндра с произвольным числом и размером тел качения.

Отсюда актуальной задачей является уточнение вышеназванного коэффициента и оценка характеристик контакта тел качения в направляющих качения наиболее распространенных гидроцилиндров рабочего оборудования многозвенных дорожных и строительных машин (ДСМ).

Исходная информация. Документами, регламентирующими параметры гидроцилиндра, в разные периоды времени и в разных странах были ГОСТ 6540-68, СТ СЭВ 3936-82, ГОСТ 16514-96, а также ISO 2944, 3320, 3322 и 4393, в соответствии с которыми предполагается возможность создания гидроцилиндров по основному и дополнительному рядам (в единицах измерения стандартов) с номинальным давлением $p = (0,63...63)$ МПа, с ходом поршня (штока) $z = (4...10000)$ 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 $\phi = (1,06...5,26)$; применительно к гидроцилиндрам ДСМ эти параметры лежат в диапазонах: $p = (2,5...40)$ МПа; $z = (50...2000)$ мм; $D_2 = (32...250)$ мм; $\phi = (1,33 \text{ и } 1,6)$; 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 [5–15].

В данном случае в качестве примера с целью сравнительного анализа приняты два гидроцилиндра (поворота ковша и привода рукояти) рабочего оборудования ДСМ, а именно одноковшового строительного экскаватора IV–VI размерных групп с параметрами: диаметр поршня (гильзы) $D_{1,3} = 140$ мм, диаметр штока (направляющей втулки) $D_{2,4} = 90$ мм, ход штока (поршня) $z = (1000...1400)$ мм.

Все элементы направляющих качения гидроцилиндра изготовлены из стали.

Основные положения. К характеристикам контакта тел качения в направляющих качения гидроцилиндра (рис. 1–3), определяющим их работоспособность, главным образом относятся: максимальная нагрузка на один шарик P_0 , площадь контакта F , напряжение $\sigma_{\text{конт}}$ и деформация δ в нем; применительно к контактам: «шарик – шток» и «шарик – направляющая втулка» в сопряжении «шток – направляющая втулка», а также «шарик – гильза» и «шарик – поршень» в сопряжении «поршень – гильза».

Перечисленные характеристики зависят главным образом от внешней нагрузки, в качестве которой выступают реакции R , действующие в вышеперечисленных подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра [16].

При этом их значения в свою очередь определяются параметрами рабочего процесса конкретного гидроцилиндра ДСМ, а именно: эксплуатационным перемещением штока z , текущим углом Θ наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения и давлением в поршневой и штоковой полостях, которые в комплексе определяют с учетом алгоритма функционирования многозвенного рабочего оборудования конкретной ДСМ для конкретных условий эксплуатации [16–19].

Распределение внешней нагрузки R по телам качения зависит от диаметральных размеров элементов сопряжения D_{1-4} и диаметра шарика $d_{\text{ш}} = (5...15)$ мм, которые в комплексе характеризуют их общее количество Z в одном ряду.

При этом, как справедливо доказано в источниках [1; 2; 4], нагрузка R действует только на число $Z_{\text{конт}}$ шариков, расположенных с углом γ (табл. 1 и 2) между собой на половине дуги сопряжения (рис. 2).

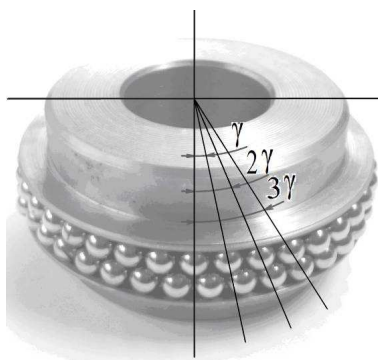


Рис. 2. Схемы расположения тел качения в поршне гидроцилиндра

Установленные по методике, представленной в источнике [2], исходные характеристики контакта тел качения в направляющих качения «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза», применительно к нашему примеру, представлены в табл. 1 и 2, из которых следует, что коэффициент k_{max} составляет 2,17 и 2,19 соответственно.

Аналитически характеристики P_0 , F , $\sigma_{конт}$ и δ контакта тел качения направляющих качения описываются следующими формулами (1)...(4) [2]:

$$P_0 = \frac{k_{max}R}{k_{конт}nZ_{конт}}; \quad (1)$$

$$F = \pi\mu\nu \sqrt[3]{\left(\frac{3(1-\varepsilon^2)}{E\Sigma\rho}P_0\right)^2}; \quad (2)$$

$$\sigma_{конт} = \frac{P_0}{F}; \quad (3)$$

$$\delta = k_{табл} \frac{\Sigma\rho}{2} \sqrt[3]{\left(\frac{3(1-\varepsilon^2)}{E\Sigma\rho}P_0\right)^2}. \quad (4)$$

В них: k_{max} — максимальное значение коэффициента, зависящего от количества и размеров шариков в одном ряду сопряжения; $k_{конт}$ — коэффициент, учитывающий число точек контакта шарика. Для гильзы и штока $k_{конт} = 1$, для направляющей втулки и поршня $k_{конт} = 2$ (рис. 2); E — модуль Юнга; n — число рядов тел качения в направляющей втулке и на поршне, $n = (1...5)$; $k_{конт}$, μ , ν — табличные коэффициенты [2]; ε — коэффициент Пуассона; $\Sigma\rho$ — сумма кривизн.

Установленные типовые зависимости названных характеристик контакта тел качения в направляющих качения «шток – направляющая втулка» от диаметра шариков и количества их рядов для сравниваемых гидроцилиндров поворота ковша и привода рукоятки представлены на рис. 3.

Таблица 1

Исходные характеристики контакта тел качения в направляющих качения «шток – направляющая втулка» гидроцилиндра

$d_{ш}$	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
X-ка											
$Z_{конт} = Z/2$	59/2	50/2	43/2	38/2	34/2	31/2	28/2	26/2	24/2	23/2	21/2
$\approx \gamma$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
R/P_0	13,692	11,5	9,985	8,82	7,89	7,189	6,59	6,118	5,704	5,346	5,028
ZP_0/R	2,11	2,17	2,10	2,15	2,15	2,08	2,12	2,12	2,10	2,05	1,98
k_{min}	1,98										
k_{cp}	2,10										
k_{max}	2,17										

Таблица 2

Исходные характеристики контакта тел качения в направляющих качения «поршень – гильза» гидроцилиндра

$d_{ш}$	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
X-ка											
$Z_{конт} = Z/2$	84/2	70/2	59/2	51/2	45/2	40/2	36/2	33/2	30/2	28/2	26/2
$\approx \gamma$	4	5	6	6	7	8	9	10	11	12	13
R/P_0	19,43	15,98	13,69	11,88	10,49	9,33	8,40	7,64	7,013	6,47	5,99
ZP_0/R	2,16	2,19	2,11	2,10	2,09	2,14	2,14	2,09	2,13	2,16	2,17
k_{min}	2,09										
k_{cp}	2,13										
k_{max}	2,19										

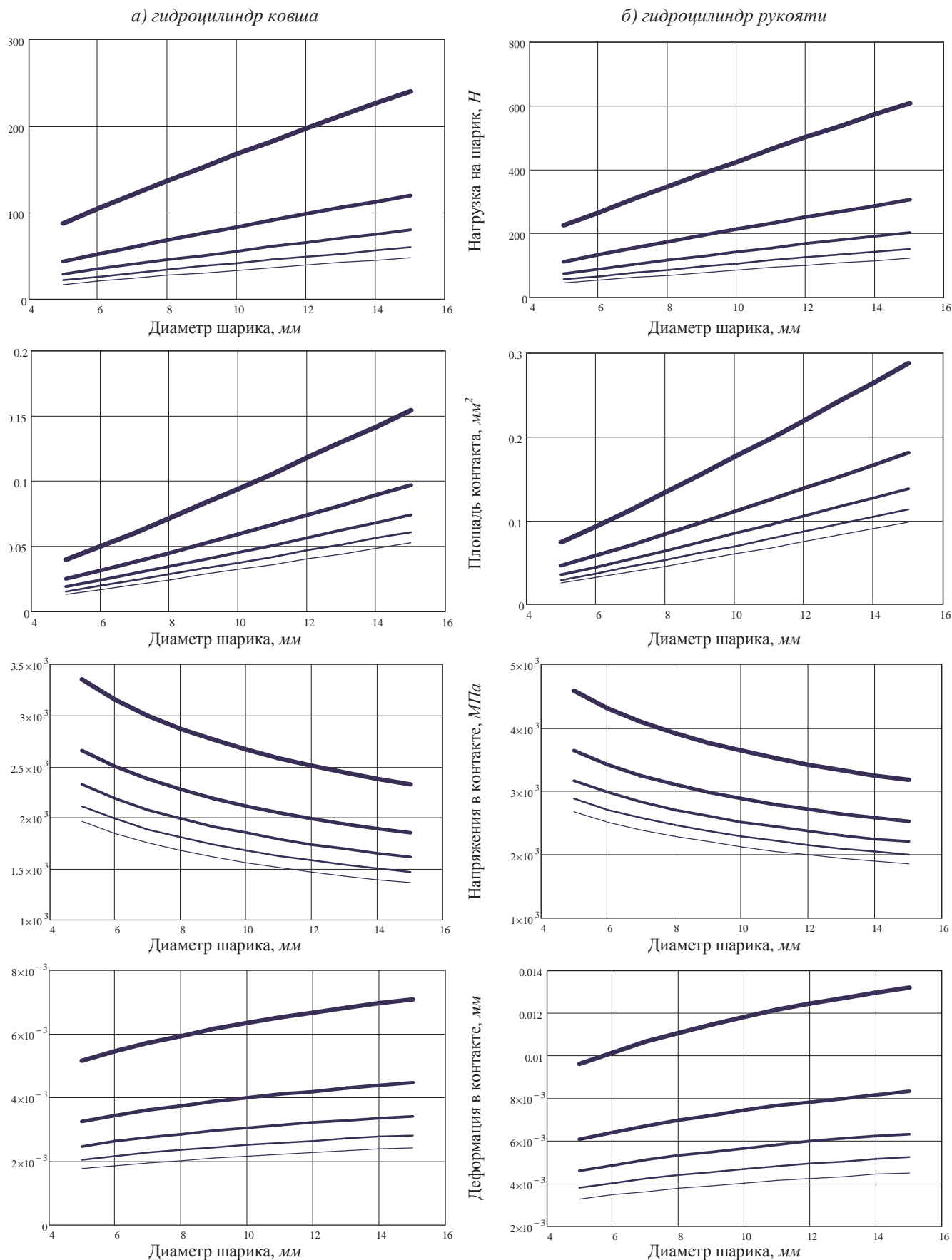


Рис. 3. Максимальная нагрузка на один шарик, площадь контакта, напряжение и деформация в нем для контакта «шарик – шток» сопряжения «шток – направляющая втулка» гидроцилиндров ковша и рукоятки при эксплуатационном нагружении рабочего оборудования одноковшовой ДСМ IV–VI размерной группы

В заключение надо отметить, что представленные в данной работе фрагменты проводимых исследований в области повышения надежности гидроцилиндров ДСМ путем замены направляющих скольжения на направляющие качения позволяют сделать следующие полезные замечания:

- величина коэффициента, определяющего максимальную нагрузку на один шарик, в два раза меньше рекомендуемых для стандартных шарикоподшипников, в связи с чем, для достоверной оценки, необходимо учитывать конструктивные особенности конкретного гидроцилиндра и предполагаемые размеры тел качения;

- выбор для сравнительного анализа двух гидроцилиндров одноковшовой ДСМ, совершающих рабочий процесс, находясь в $\pi/2$ -различном пространственном расположении, доказывает необходимость учета параметров рабочего процесса конкретной машины; кроме этого, их выбор позволяет интерполировать полученные результаты на гидроцилиндр привода стрелы, то есть на весь ряд гидроцилиндров промежуточных типоразмеров;

- при определении значения максимальной нагрузки на один шарик, принимая во внимание имеющиеся патентные решения, следует вводить коэффициент, учитывающий число точек контакта шарика в шарикодержателях, равный для гильзы и штока $k_{\text{конт}} = 1$, для направляющей втулки и поршня — $k_{\text{конт}} = 2$;

- известно, что приложенная к узлу нагрузка воспринимается крайне малыми площадями контакта тел качения, поэтому напряжение в местах контакта, даже при относительно умеренных нагрузках, оказываются весьма значительными, до 5 000 МПа для точечного контакта, что много больше, чем в предложенных направляющих качения. При этом деформация в контакте поверхностей качения весьма мала;

- комплексный анализ представленных графических иллюстраций дает возможность прогнозировать конструктивные характеристики направляющих качения гидроцилиндров конкретного типоразмера, а также в целом определять целесообразность замены направляющих скольжения на направляющие качения.

Литература

1. Спришевский А.И. Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1968. 632 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1992. 606 с.
3. Леликов О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчёт: справочник. М.: Машиностроение, 2006. 640 с.
4. Ефремова И.А., Павлюков А.Э. Исследование изменения нагрузки на ролики в подшипнике железнодорожного вагона с использованием численных методов [Электронный ресурс] URL: http://science-bsea.narod.ru/2004/mashin_2004/efremova.htm (дата обращения: 10.03.16).
5. 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 / Брат. гос. техн. ун-т. Братск., 1999. 108 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-В1999.

6. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры одноковшовых гидрофицированных машин / Брат. гос. ун-т. Братск, 2010. 105 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 17.05.2010, №288-В2010.

7. Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П. О характеристиках пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов // Повышение эффективности машин и вибрационные процессы в строительстве. Ярославль, 1989. С. 95-100.

8. 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.

9. Gerhard Schmausser, Klaus J. Pittner. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland. 1991. № 10. С. 767-775.

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

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

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

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

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

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

16. 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-В1999.

17. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры одноковшовых гидрофицированных машин. Братск, 2010. 105 с. Рус. Деп. в ВИНТИ 17.05.2010, № 288 – В 2010.

18. Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П. О характеристиках пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов // Повышение эффективности машин и вибрационные процессы в строительстве. Ярославль: ЯПИ, 1989. С. 95-100.

19. 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.

References

1. Sprishevskii A.I. Rolling bearings. M., «Mashinostroenie», 1968. 632 p.
2. Perel' L. Ya. Rolling bearings: Calculation, design and maintenance of supports: spravochnik. M.: Mashinostroenie, 1992. 606 p.
3. Lelikov O.P. Shafts and bearings with rolling bearings. Design and calculation: spravochnik. M.: Mashinostroenie, 2006. 640 p.
4. Efremova I.A., Pavlyukov A.E. Research of change of load of rollers in the bearing of the railway car using numerical methods [Elektronnyi resurs] URL: http://science-bsea.narod.ru/2004/mashin_2004/efremova.htm (data obrashcheniya: 10.03.16).
5. Bedrin S.F. Calculation of hydraulic cylinders for resistance and durability // Russian Engineering Research. 1981. № 7. P. 32.
6. Elements of the hydraulic drive: spravochnik / sost. E.I. Abramov, K.A. Kolesnichenko, V.T. Maslov. Kiev: Tekhnika, 1977. 320 p.
7. Marutov V.A., Pavlovskii S.A. Hydrocylinders. M.: Mashinostroenie, 1966. 171 p.

8. Pühl H.-G. Zur statischen berechnung und prüfung nachgiebiger grubenstempel // Glückauf-Forschungshefte, Deutschland. 1973. № 6. P. 237-244.
9. Gerhard Schmausser, Klaus J. Pittner. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland. 1991. № 10. P. 767-775.
10. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA. 1979, September. P. 181-186.
11. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA. 1980, September. P. 184-193.
12. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA. 1982, September. P. 184-192.
13. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA. 1983, September. P. 169-175.
14. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA. 1987, September. P. 113-120.
15. Cylinders. Fluid power reference issue // Machine Design, OH, USA. 1988, September. P. 111-118.
16. 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.
17. Kobzov D.Yu., Zhmurov V.V. Hydraulic cylinders of single bucket hydroficated machines. Bratsk, 2010. 105 p. Rus. Dep. v VINITI 17.05.2010, № 288-V2010.
18. Kobzov D.Yu., Sergeev A.P. On the characteristics of the spatial arrangement of hydraulic cylinders of the working equipment of single bucket construction excavators // Povyshenie effektivnosti mashin i vibratsionnye protsessy v stroitel'stve. Yaroslavl', 1989. P. 95-100.
19. 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.

УДК 629.4-592

DOI: 10.18324/2077-5415-2016-2-64-68

Влияние микроструктуры и твердости тормозной локомотивной колодки на трещинообразование чугуна

А.А. Климов^{1 a}, С.В. Домнин^{1 b}, А.В. Стручков^{2 c}, В.П. Кирпиченко^{1 d},
В.П. Ильинский^{1 e}, В.Б. Бондарик^{3 f}

¹Красноярский институт железнодорожного транспорта — филиал Иркутского государственного университета путей сообщения, ул. Л. Кецховели 89, Красноярск, Россия

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

³Красноярская железная дорога ОАО «РЖД», ул. Горького 6, Красноярск, Россия

^aanatoly.klimoff2013@yandex.ru, ^bdomninsv-66@yandex.ru, ^cstr-alex-v@mail.ru, ^dkvh_k@mail.ru, ^eilinskiy_vp@krsk.irkups.ru, ^fbondarikVB@krw.rzd

Статья поступила 15.02.2016, принята 16.03.2016

Авторами исследован вопрос о влиянии наиболее важной механической характеристики, определяющей износ трибологической пары «колесо – колодка», — твердости тормозной колодки. Актуальность данного вопроса обуславливается тем, что твердость колодки определяет величину износа, изменение твердости по сечению вызывает качественные изменения процессов трения, а большой разброс твердости по колодкам приводит к недоиспользованию материала части колодок. В статье приводится обстоятельный микроструктурный анализ чугуна тормозных локомотивных колодок и отмечается, что их твердость главным образом определяется микроструктурой чугуна. Микроструктура и твердость материала тормозных колодок оказывают влияние на процесс появления трещин, приводящий к выкрашиванию материала (чему дополнительно способствует наличие раковин в объеме колодки), уменьшению площади поверхности трения, увеличению опасности повреждения колес осколками чугуна, попадающими на рельсы, и к преждевременному выходу из строя колодок. Для получения закономерности зависимости процесса трещинообразования от твердости и от микроструктуры чугуна были проведены эксплуатационные испытания на электровозе-толкаче трех групп колодок, две из которых были разделены по твердости и имели стандартную микроструктуру, а третья группа — экспериментальную феррито-графитовую микроструктуру. Анализ исследованных отработанных колодок показал, что увеличение содержания связанного углерода не приводит к повышению их прочности, напротив, при этом увеличивается трещинообразование и происходит более интенсивное разрушение материала колодок. Изменение структуры чугуна на более устойчивую, феррито-графитовую, обеспечивает существенное увеличение прочности чугуна, а значит и более эффективное использование материала колодок.

Ключевые слова: локомотивные тормозные колодки; износ; трибологическая пара «колесо – колодка»; твердость; трещинообразование; эксплуатационные испытания.