

УДК 69.002.51.192:621.225.2

Д. Ю. Кобзов\*, В. В. Жмуров., И. О. Кобзова

**ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ ОСНОВНЫХ  
ЭЛЕМЕНТОВ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ГИДРОЦИЛИНДРА  
НА ЕГО ГЕРМЕТИЗИРУЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ**

*Рассмотрен механизм течи рабочей жидкости через уплотнительные узлы гидроцилиндров дорожных и строительных машин при изменении контактного давления по периметру уплотнителя из-за радиального смещения элементов герметизируемого сопряжения.*

**Ключевые слова:** гидроцилиндр, несоосность, утечки, эксцентриситет.

Возможность потери герметизирующей способности сопряжением с уплотнительным кольцом круглого сечения из-за наличия радиального смещения (эксцентриситета) в его посадке впервые рассматривается в работах [1 – 3]. Применительно к

манжетным уплотнителям сопряжений гидроцилиндров эта проблема нашла свое отражение в трудах [4 – 6]. При этом в работах [1 – 3] основное внимание уделялось качеству проектирования и изготовления посадочных канавок под уплотнительные кольца и его влиянию на

---

\* - автор, с которым следует вести переписку.

работу уплотнителя, в то время как в трудах [4 – 6] исследовалось влияние на герметичность сопряжения износ образующих их направляющих элементов. А именно, рассматривалось изменение предварительного натяга в посадке уплотнителя [4] и перераспределение контактных давлений на его рабочей кромке [5, 6].

Эксцентриситет в посадке уплотнителей сопряжений гидроцилиндров обусловлен односторонним износом составляющих их элементов. Последние конструктивно являются основными несущими элементами, воспринимающими все нагрузки, действующие на гидроцилиндр в плоскости рабочего оборудования дорожных и строительных машин (ДСМ). Поскольку направляющие элементы гидроцилиндра, а именно корпус и направляющая втулка, образуют жесткую конструкцию, исключаящую возможность какого-либо самоцентрирования подвижных и неподвижных элементов сопряжений, односторонний износ в условиях больших контактных давлений [7 – 14] развивается довольно быстро, увеличивая первоначальный технологический зазор до значительных величин. Наличие же угловой несоосности [6 – 8, 12, 15, 16] длинномерных элементов гидроцилиндра объясняет односторонний износ элементов уплотнительного узла. Причем, износ как по периметру, так и по длине носит ярко выраженный неравномерный характер [4, 5, 7, 17].

В этих условиях одна сторона уплотнителя оказывается перегруженной, контактное давление на ней увеличивается, снижая механический КПД гидроцилиндра [1, 11, 18], а противоположная сторона – недогруженной, контактное давление на ней уменьшается от монтажного вплоть до разгерметизации [1, 2, 5, 6, 8] с существенными безвозвратными потерями рабочей жидкости.

При обратном ходе штока по недогруженной стороне штокового

уплотнителя возможно поступление абразивных частиц из окружающей среды, что повлечет за собой загрязнение гидросистемы в целом и увеличение интенсивности изнашивания элементов пар трения всех гидроагрегатов [19].

Отсюда, влияние одностороннего износа направляющих элементов сопряжений гидроцилиндра на его герметизирующую способность проявляется прежде всего через неравномерное по периметру и длине нагружение уплотнителей [6].

Согласно формуле Мюллера [20], утечка жидкости через уплотнитель возвратно-поступательного движения описывается выражением

$$Q_{уп} = z_w \pi \alpha_M \lambda_{ж} \lambda_{ж1} D_{2,3} l_8 \left\{ 1 - \alpha_H / \alpha_M \left[ (\lambda_{ж2} \varphi_V) / (1 + \beta_p) \right] \right\}^{1/2} \times \left[ \mu_{дж} (dz_w / dt)_M / p_k l_8 \right]^{1/2}, \quad (1)$$

для которого справедливы следующие значения и соотношения:  $\lambda_{ж} = 0,895$ ;  $\lambda_{ж1} = 1$ ;  $\varphi_V \approx (dz_w / dt)_M / (dz_w / dt)_H$ ;  $\beta_p = p / p_k$ ;  $(\alpha_H / \alpha_M) \lambda_{ж2} \approx 1$  [17, 21].

В выражении (1):  $p_k$  – контактное давление уплотнителя;  $\mu_{дж}$  – динамический коэффициент;  $(dz_w / dt)$  – скорость относительного движения элементов сопряжения;  $\alpha_M$  и  $\alpha_H$  – безразмерные коэффициенты толщины пленки при моторном и насосном ходе контртела соответственно.

К сожалению, данная запись не позволяет количественно оценить величину утечки при наличии радиального смещения элементов уплотнительных узлов гидроцилиндра. Альтернативой могут служить экспериментально подтвержденные аналитические зависимости [17, 21 – 26], позволяющие исключить вышеназванный недостаток.

Так, величина утечки  $Q_{эmin}$  через зону повышенного контактного давления  $p_{kmax}$  составляет

$$Q_{\text{эmin}} = \langle z_w \pi \alpha_M \lambda_{\text{ж}} \lambda_{\text{ж1}} D_{2,3} l_8 \left\{ \frac{1 - (\alpha_H / \alpha_M) \times}{\left[ (\lambda_{\text{ж2}} \Phi_V) / (1 + \beta_p) \right]^{1/2}} \right\} \times \left[ \mu_{\text{ДЖ}} (dz_w / dt)_M / p_{k \max} l_8 \right]^{1/2} \rangle / 2, \quad (2)$$

а  $Q_{\text{эmax}}$  через зону пониженного контактного давления  $p_{k \min}$  равна

$$Q_{\text{эmax}} = \langle z_w \pi \alpha_M \lambda_{\text{ж}} \lambda_{\text{ж1}} D_{2,3} l_8 \left\{ \frac{1 - (\alpha_H / \alpha_M) \times}{\left[ (\lambda_{\text{ж2}} \Phi_V) / (1 + \beta_p) \right]^{1/2}} \right\} \times \left[ \mu_{\text{ДЖ}} (dz_w / dt)_M / p_{k \min} l_8 \right]^{1/2} \rangle / 2. \quad (3)$$

При этом общая утечка  $Q_{\text{упоэ}}$  через уплотнитель при наличии эксцентриситета  $\varepsilon_3$  в сопряжении подвижных элементов представляет собой сумму этих двух составляющих

$$Q_{\text{упоэ}} = Q_{\text{эmin}} + Q_{\text{эmax}}. \quad (4)$$

Максимальное  $p_{k \max}$  и минимальное  $p_{k \min}$  контактные давления могут быть исчислены, соответственно, по формулам [17]:

$$p_{k \max} = 2\Delta_{\max} \left\{ E_p / (A_3 + \mu_p) + C_3 / \left[ 8l_9^2 (l_9^2 / 3E_p + H_9^2 / 8G_p) \right] \right\} / D_{2,3} + k_p p; \quad (5)$$

$$p_{k \min} = 2\Delta_{\min} \left\{ E_p / (A_3 + \mu_p) + C_3 / \left[ 8l_9^2 (l_9^2 / 3E_p + H_9^2 / 8G_p) \right] \right\} / D_{2,3} + k_p p; \quad (6)$$

В них:  $E_p$ ,  $G_p$  и  $\mu_p$  – соответственно, модуль упругости, модуль сдвига и коэффициент Пуассона для материала уплотнителей [27-38];  $H_9$  и  $l_9$  – соответственно, толщина и ширина рабочей кромки U-образного уплотнителя, например, по ГОСТ 14896-84;  $k_p$  – коэффициент передачи давления, равный 1 при  $\mu_p = 0,5$  [35].

Деформация уплотнителя в зонах высокого  $\Delta_{\max}$  и низкого  $\Delta_{\min}$  контактных давлений от величины монтажного давления, соответственно, для штокового и поршневого уплотнительных узлов составляет:

$$\Delta_{\max} = (D_2 - D_6) / 2 + \varepsilon_3; \quad (7)$$

$$\Delta_{\min} = (D_2 - D_6) / 2 - \varepsilon_3; \quad (8)$$

$$\Delta_{\max} = (D_6 - D_3) / 2 + \varepsilon_3; \quad (9)$$

$$\Delta_{\min} = (D_6 - D_3) / 2 - \varepsilon_3; \quad (10)$$

где  $D_2$  – диаметр штока;  $D_3$  – диаметр гильзы;  $D_6$  – диаметральный размер уплотнителя по рабочей кромке в свободном состоянии.

Тогда оставшиеся неизвестные равенств (5) и (6) рассчитываются, в зависимости от расположения уплотнительного узла гидроцилиндра, по формулам [17]:

– для штокового уплотнительного узла:

$$A_3 = \frac{1 + [D_2 / 2(D_2 / 2 + H_9)]^2}{1 - [D_2 / 2(D_2 / 2 + H_9)]^2}; \quad (11)$$

$$C_3 = (D_2 / 2 + H_9)^4 - (D_2 / 2)^4; \quad (12)$$

– для поршневого уплотнительного узла:

$$A_3 = \frac{1 + [(D_3 / 2 - H_9) / 2D_3]^2}{1 - [(D_3 / 2 - H_9) / 2D_3]^2}; \quad (13)$$

$$C_3 = (D_3 / 2)^4 - (D_3 / 2 - H_9)^4; \quad (14)$$

Итак, уплотнитель в процессе эксплуатации находится в сложном напряженно-деформированном состоянии, обусловленном воздействием на него комплекса нагрузок – монтажного контактного давления  $p_{\text{нук}}$  из-за предварительного натяга и дополнительного давления  $k_p p$  от действия рабочей жидкости. В процессе развития одностороннего износа направляющих элементов сопряжения происходит их взаимное радиальное смещение на величину  $\varepsilon_3$ , следствием чего является изменение на приращение  $\pm p_3$  результирующей нагрузки  $p_k$  на рабочей кромке уплотнителя. Понятно, что рост последней интенсифицирует процесс одностороннего изнашивания собственно уплотнителя.

Отсюда, полную утечку  $Q_{\text{упэ}}$  жидкости через уплотнительный узел с радиальным смещением подвижных герметизируемых элементов целесообразно представлять суммой уже известной утечки  $Q_{\text{упоэ}}$  и утечки  $Q_{\text{упу}}$  в результате одностороннего износа уплотнителя

$$Q_{УПЭ} = Q_{УПОЭ} + Q_{УПУ}. \quad (15)$$

Так как интенсивность изнашивания при прочих равных условиях у металла ниже, нежели у резины, величина утечки  $Q_{УПУ}$  в процессе работы узла будет меняться быстрее утечки  $Q_{УПОЭ}$ .

Предельное значение износа уплотнителя определяется [17] требованием сохранения монтажного натяга, обеспечивающего герметичность сопряжения. Таким образом, предельная толщина изнашиваемого материала уплотнителя не должна превышать:

– для штокового уплотнительного узла:

$$h_{э, \max} = (D_2 - D_6) / 2; \quad (16)$$

– для поршневого уплотнительного узла:

$$h_{э, \max} = (D_6 - D_3) / 2. \quad (17)$$

Итак, по мере изнашивания перегруженной стороны уплотнителя снижается контактное давление, и как следствие, увеличивается утечка рабочей жидкости через уплотнительный узел. Следовательно, в статике, без подачи рабочей жидкости в полости гидроцилиндра герметичность обеспечивается предварительным натягом уплотнителя. При этом, когда величина одностороннего износа превышает некоторое предельное значение  $h_{э, \max}$ , происходит разгерметизация зазора из-за отрыва рабочей кромки уплотнителя от поверхности контртела. На практике такое явление сопровождается усадкой, как правило, подвижного элемента гидроцилиндра относительно неподвижного.

В динамике, при подаче в полость гидроцилиндра под давлением рабочей жидкости, сопровождающейся перемещением подвижного элемента, герметичность сопряжения обеспечивается монтажным натягом и передачей давления жидкости на рабочую кромку уплотнителя. В этом случае полная разгерметизация сопряжения возможна по двум причинам. Во-первых, при одностороннем износе направляющего элемента, превышающем предельное значение  $h_{э, \max}$ , в результате чего

предварительный натяг и подведенное рабочее давление жидкости не обеспечивают надежного контакта кромки уплотнителя с поверхностью контртела и налицо условие  $h_{э, \max} > h_{у, \max}$ . Во-вторых, вследствие аварийного разрушения уплотнителя из-за чрезмерного износа его перегруженной стороны.

Аналитические исследования [17, 21] позволили установить предельное значение одностороннего износа, вызывающее разгерметизацию сопряжения, применительно к гидроцилиндрам рабочего оборудования экскаваторов III-IV размерных групп, которое равно  $2 \cdot 10^{-3}$  м при величинах утечек  $Q_{УПОЭ}$ .

При последующем увеличении зазора между рабочей кромкой и контртелом из-за чрезмерных утечек давление в полости гидроцилиндра не достигнет требуемых значений.

#### Литература

1. Башта Т. М. Расчёты и конструкции самолётных гидравлических устройств. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Оборонгиз, 1961. 475 с.
2. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: справ. пособие. М.: Машиностроение, 1971. 425 с.
3. Башта Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967. 495 с.
4. Алексеенко П. Д. Исследование процесса изнашивания уплотнителей гидроцилиндров экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1971. 148 с.
5. Ереско С. П. Исследование влияния нагрузочного режима одноковшовых экскаваторов на надёжность гидроцилиндров рабочего оборудования и их уплотнительных устройств: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1981. 260 с.
6. Фролов И. О. Влияние эксплуатационных повреждений на работоспособность гидроцилиндров и способы повышения их надёжности, применительно к одноковшовым строительным экскаваторам: дис. ... канд. техн. наук. Л.,

1984. 221 с.

7. Кобзов Д. Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов : дис. ... канд. техн. наук. Л., 1987. 345 с.

8. Ремарчук Н. П. Повышение надёжности силовых гидроцилиндров машин для земляных работ : дис. ... канд. техн. наук. Харьков, 1985. 233 с.

9. Schmausser G, Pittner K. J. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland, 1991. № 10 (35). С. 767-775. (на нем. яз.)

10. Кобзов Д. Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Братск, 1989. 59 с. Деп. в МАШМИР 29.09.89, № 2-сд 89.

11. Кобзов Д. Ю. Критерий выбора гидроцилиндров гидромеханических передач // Совершенствование рабочих процессов строительных и дорожных машин: сб.тр. Иркутск, 1991. С. 72-78.

12. Кобзов Д. Ю., Тарасов В. А., Трофимов А. А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации. Рабочий процесс. Режим работы. Параметры нагружения. Братск, 1999. 108 с. Деп. в ВИНТИ РАН, № 3552-1399.

13. Schusztter M., Röhrich M. Theoretische untersuchungen zur schadensfrunerkenung on hydraulischen arbeitszylinder // Hebezeuge und Fördermittel, Berlin, 1984. № 11 (24). С. 332-334. (на нем. яз.)

14. Биргер И. А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение, 1978. 240 с.

15. Кобзов Д. Ю., Решетников Л. Л. Влияние несоосности элементов гидроцилиндра на его нагрузочную способность. Л., 1987. 25с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш 23.02.87, № 21-сд 87.

16. Кобзов Д. Ю., Решетников Л. Л. Влияние зазоров в сопряжениях гидроцилиндра на величину его полного прогиба. Л., 1987. 10 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш 30.04.87, № 49-сд 87.

17. Сергеев А. П. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов по параметрам герметичности : дис. ... канд. техн. наук. Л., 1989. 351 с.

18. Башта Т. М. Объёмные насосы и гидродвигатели. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.

19. Федотов Ю. Н. Исследование работоспособности пылезащитных уплотнителей (грязесъёмников) гидроцилиндров экскаваторов : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1979. 24 с.

20. Волков Д. П., Николаев С. Н. Надёжность строительных машин и оборудования. М.: Высшая школа, 1979. 400 с.

21. Сергеев А. П., Кобзов Д. Ю. Экспериментальные исследования влияния на герметичность и ресурс уплотнителей гидроцилиндров экскаваторов одностороннего износа направляющих элементов герметизируемых сопряжений. Братск, 1995. 20 с. Деп. в МАШМИР № 7-сд 95.

22. Сергеев А. П., Кобзов Д. Ю. Анализ критериев оценки герметичности гидроцилиндров строительных машин. Братск, 1992. 41 с. Деп. в МАШМИР 30.11.92, № 53-сд 92.

23. Сергеев А. П., Кобзов Д. Ю. Оценка соответствия режимов испытаний уплотнительных узлов гидроцилиндров условиям их эксплуатации. Братск, 1995. 6 с. Деп. в МАШМИР № 6-сд 95.

24. Комаров А. А., Урбанский Ю. С. Теория пневмо- и гидропривода. М.: Наука, 1969. С. 198-204.

25. Холодов А. М., Ничке В. В. Ускоренные испытания - эффективное средство повышения надёжности строительных машин // Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1980. № 6. С. 110-124.

26. Анцелиович Л. Л. Надёжность, безотказность и живучесть самолёта. М.: Машиностроение, 1985. 296 с.

27. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / под общ. ред. А. И. Голубева, Л. А. Кондакова. М.:

Машиностроение, 1986. 463 с.

28. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. М.: Машиностроение, 1966. 171 с.

29. Абрамов Е. И., Колесниченко К. И., Маслов В. Т. Элементы гидропривода : справочник. 2-е изд., перераб. и доп. Киев : Техніка, 1977. 320 с.

30. Shi An Fu. Материалы для уплотнителей на основе полимеров. Шанхай : Наука и техника, 1983. 340 с. (на кит. яз.)

31. Cuan Da Jiang, Ke Jin. Анализ рабочего процесса гидрообъемного привода. Пекин : Металлургическая промышленность, 1987. 328 с. (на кит. яз.)

32. Naska R. A. Testing fluid power components / Industrial Press Inc. New York, USA, 1990. P. 56 - 59. (на англ. яз.)

32<sup>A</sup> Ibid. P. 266 - 275.

33. Tao J., Timmermann H.-J., Plog J. Untersuchungen über das reibungsverhalten von polyuretan-nutringen // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland, 1991. № 8 (35). P. 620 - 625. (на нем. яз.)

34. Schuszter M., Röhrich M. Theore-

tische untersuchungen zur schadensfr-  
unerkennung on hydraulischen arbeitszy-  
linder // Hebezeuge und Fördermittel,  
Berlin, 1984. № 11 (24). С. 332 - 334. (на  
нем. яз.)

35. Атанасов Н. Х., Волков Д. П. Режимы нагружения и методика уско-  
ренных ресурсных испытаний меха-  
низмов поворота башенных кранов // Строительные и дорожные машины. 1977. № 8. С. 23-24.

36. Сергеев А. П., Кобзов Д. Ю. Определение уровней варьирования факторов, исследуемых при испытаниях гидроцилиндров. Братск, 1995. 6 с. Деп. в МАШМИР № 4-сд 95.

37. Сергеев А. П., Кобзов Д. Ю. Математическое планирование экспери-  
ментальных исследований уплотнителей гидроцилиндров. Братск, 1995. 10 с. Деп. в МАШМИР № 8-сд 95.

38. Сергеев А. П., Кобзов Д. Ю. Обработка и статистический анализ результатов экспериментальных иссле-  
дований уплотнителей гидроцилиндров. Братск, 1995. 10 с. Деп. в МАШМИР № 5-сд 95.