

**О ДИАГНОСТИЧЕСКОМ ПАРАМЕТРЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ МАШИН**

*Приводится метод диагностирования гидроцилиндра по несущей способности, предлагается диагностический параметр и дается анализ его технических возможностей.*

**Ключевые слова** гидроцилиндр, диагностика, прочность.

Повышение единичных мощностей машин, применительно к гидроцилиндрам привода рабочего оборудования направлено на повышение уровня давления рабочей жидкости гидросистем, увеличение скорости перемещения штока, и его хода, а также размеров гидроцилиндров и интенсивности использования их во времени [1, 2]. Следствием этого, становится резкое увеличение эксплуатационных нагрузок, ухудшение условий и режима функционирования гидроцилиндров, а вслед за этим, неизбежное снижение их надежности. Не исключена также вероятность создания заранее неработоспособного гидроцилиндра [1].

В настоящее время в качестве гидродвигателей возвратно-поступательного действия гидрофицированного рабочего оборудования дорожных и строительных машин (ДСМ) широко применяются гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком [1]. Их классификация и назначение, устройство и виды исполнения, принцип действия и условия применения, а также схемы кинематического включения и гидравлического подключения достаточно подробно изложены в трудах отечественных [1, 3, 4] и зарубежных ученых [5-8].

Параметры гидроцилиндров определяются стандартами ГОСТов: 6540-68, 12445-80, 12447-80 и 16516-80. При этом, ГОСТы 6540-68 и 12447-80 соответствуют международным стандартам ISO 3322 и ISO 2944 в части номинальных давлений, ГОСТ 6540-68 — ISO 3320 — в части диаметров цилиндров до 400 мм по основному ряду и в части диаметров штоков до 360 мм, ГОСТ 6540-68 — ISO 4393 в части ходов поршня по основному ряду. Основные значения диаметров цилиндров и штоков, а также ходов поршня, выходящие за пределы указанных рядов, следует выбирать в соответствии с требованиями ГОСТов 12445-80 и 6636-69.

В процессе анализа эксплуатационной надежности гидроцилиндра ДСМ были выявлены следующие повреждения его элементов [1]:

- у штока — износ поверхностей штока, образование на ней очагов коррозии, риск, царапин, задиров и вмятин, искривление штока, срыв резьбы;
- у корпуса (гильзы) — появление эллипсности и конусности, образование на уплотняемой поверхности риск, царапин и задиров, трещин и разрыв корпуса;
- у направляющих втулок и поршней — неравномерный по периметру и ширине износ трущихся поверхностей, образование на них царапин и задиров;
- у уплотнителей всех назначений — старение материала, неравномерный по периметру и

ширине уплотнителя износ герметизирующих поверхностей, появление на них риск и царапин, разрыв уплотнителя;

- у подшипников проушин — износ поверхностей скольжения, частичное или полное разрушение составляющих;
- у головки (гайки гильзы) — срыв резьбы;
- у проушины штока — срыв резьбы, обрыв проушин.

Таким образом, становится очевидно, что диагностирование гидроцилиндров должно проводится не только по параметрам герметизации [7, 8], но и по параметрам их несущей (нагрузочной) способности [9, 10], важным условием является проведение диагностирования непосредственно в условиях эксплуатации.

Несущая способность, описываемая напряженно-деформированным состоянием продольно и поперечно нагруженного гидроцилиндра, аналитически описывается двумя уравнениями [2, 9, 10]:

$$y_i(x) = \frac{P}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{M_R(x)}{W(x)} + \frac{P \cdot e(x)}{W(x)} + \frac{P \cdot y_T(x)}{W(x)}; \quad (1)$$

$$y_T(x) = y_6(x) + y_a(x) + y_r(x) + y_d(x) + y_R(x) + y_Q(x) + y_P(x) = y_{T0}(x) + y_a(x) + y_R(x) + y_P(x). \quad (2)$$

В уравнении (1) первое слагаемое дает величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего нагрузки  $P$ , второе — величину наибольших напряжений сжатия, вызванные действием поперечной нагрузки  $M_Q(x)$ , третье слагаемое — величину напряжений сжатия, вызванных действием силового поворота элементов в опорах гидроцилиндра, четвертое и пятое — то же, вызванные дополнительным изгибом гидроцилиндра при наличии эксцентриситета  $e(x)$  в его опорах и от действия продольного сжимающего усилия  $P$ .

В уравнении (2)  $y_6(x)$  — прогиб гидроцилиндра вследствие наличия зазоров в уплотняемых сопряжениях;  $y_a(x)$  — то же в результате возможного начального искривления его длинномерных элементов;  $y_r(x)$  — то же вследствие эксплуатационного искривления его штока;  $y_d(x)$  — то же в результате радиальной деформации под давлением его корпуса;  $y_Q(x)$  — то же вследствие его поперечного нагружения, от действия веса гидроцилиндра;  $y_R(x)$  — то же в результате наличия силового поворота в его опорных элементах;  $y_P(x)$  — то же вследствие его продольного нагружения [2, 9, 10].

Вследствие накопления элементами гидроцилиндра повреждений происходит увеличение значений  $y_6(x)$ ,  $y_r(x)$ ,  $y_R(x)$  и  $y_P(x)$ , что приводит к

\* — автор, с которым следует вести переписку.

росту величин третьего, четвертого и пятого слагаемых выражения (1) и собственно напряжений  $y_i(x)$ . Изменение последнего должно ограничиваться условием [11]

$$y_i(x) \leq [y] = \frac{y_{пч}}{k_s},$$

где  $y_{пч}$  — предел прочности материала штока, а  $k_s$  — статистический коэффициент запаса прочности.

Исходя из того, что стохастическая природа нагрузки определяется совокупностью большого числа возмущений, ее можно принять распределенной по нормальному закону. Несущая способность, к возмущающим факторам которой относятся физико-механические характеристики металлов и размеры элементов, случайная природа которых обусловлена, прежде всего, неоднородностью свойств металлов, погрешностью производства, допусками и прочее, также может приниматься нормально распределенной. Тогда по аналогии с выражением (4.19) работы [11] для принятой вероятности неразрушения коэффициент  $k_s$  определяется по формуле [11]

$$k_s = \left( \frac{1}{1 - \psi_{y_{пч}}^2 L^2} \right) + \sqrt{\left( \frac{1}{1 - \psi_{y_{пч}}^2 L^2} \right) \left[ \left( \frac{1}{1 - \psi_{y_i(x)}^2 L^2} \right) - (1 - \psi_{y_i(x)}^2 L^2) \right]}, \quad (3)$$

где  $\psi_{y_{пч}}$  и  $\psi_{y_i(x)}$  — коэффициенты вариации предела  $y_{пч}$  прочности и текущих напряжений  $y_i(x)$ ;  $L$  — квантиль нормального распределения [11], равный 1,645 для принятой надежности 0,95.

При определении величины коэффициента  $k_s$  следует помнить, что она не должна превышать значение минимально необходимого запаса прочности, характеризующегося коэффициентом [11]

$$k_{smin} = \frac{y_{пч}}{f(y_{пч} \cdot L \cdot M_{y_{пч}})},$$

где  $M_{y_{пч}}$  — среднее квадратическое отклонение предела  $y_{пч}$ ;  $f$  — коэффициент безопасности, учитывающий особенности конструкции и условий эксплуатации [11].

Численный анализ выражения (1) показал [9], что возникновение пластической деформации штока стало возможным при напряжениях 240, 60 МПа, то есть, в значительно меньших пределах  $y_m$  текучести и  $y_u$  упругости, за которыми оно ожидалось. Очевидно, что в данном случае разрушение (появление пластической деформации) штока произошло в результате постепенного накопления повреждений металла, приведшего к необратимому изменению его физико-химических свойств. Другими словами, вследствие усталостного разрушения.

Для проверки этого предположения необходимо рассмотреть цикл нагружения штоков гидроцилиндров рабочего оборудования, например, одноковшовых строительных экскаваторов. Он явно

асимметричен. Максимальные отрицательные сжимающие напряжения  $y_{min}$ , установленные из выражения (1) как текущие  $y_i(x)$ , составляют 240,60 МПа. Очевидно, что наименьшие положительные напряжения  $y_{max}$  растяжения с учетом конструктивных особенностей, в частности, гидроцилиндров стрелы экскаваторов IV-ой размерной группы и параметров их цикла экскавации определяются по сумме первых двух слагаемых формулы (1) и составляют для рассматриваемого случая 35,67 МПа. Тогда средние напряжения  $y_m$  цикла, будучи отрицательными, составляют 102,14 МПа, а амплитудные напряжения  $y_a$  равны 138,14 МПа. Эти напряжения связаны с пределом  $y_{-1}$  выносливости материала штока следующим выражением

$$k_s = \frac{y_{-1}}{o_y y_a + k_y y_m}, \quad (4)$$

где  $o_y$  — коэффициент снижения предела  $y_{-1}$  выносливости, равный для нашего случая 1,399 [12];  $k_y$  — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла [12].

Учитывая, что при отрицательных средних напряжениях  $y_m$  коэффициент  $k_y$  следует принимать равным нулю, преобразуем выражение (4), расписав напряжения  $y_a$  в соответствии с [12] и приняв коэффициент  $k_s$  равным 1,0

$$\frac{|y_{max}| + |y_{min}|}{2} = \frac{y_{-1}}{o_y}. \quad (5)$$

Количественный анализ этого уравнения показывает, что значение левой части (138,14 МПа) при напряжении  $y_i(x)$  превышает величину правой (135,80 МПа), характеризующую минимальным по значению пределом  $y_{-1}$  выносливости (190 МПа) [11, 12]. Таким образом, величину последнего параметра выражения (1), необходимую для поиска предельного значения диагностического параметра, следует назначать, используя предел  $\sigma_{-1}$  выносливости. С учетом этого замечания выражение (3) примет вид:

$$k_s = \left( \frac{1}{1 - \psi_{y_{-1}}^2 L^2} \right) + \sqrt{\left( \frac{1}{1 - \psi_{y_{-1}}^2 L^2} \right) \left[ \left( \frac{1}{1 - \psi_{y_a}^2 L^2} \right) - (1 - \psi_{y_a}^2 L^2) \right]}. \quad (6)$$

Численный анализ основных положений работы [9] позволил установить величину коэффициента  $\psi_{y_a}$  вариации напряжений  $y_a$ , которая составила 0,25. Коэффициент  $\psi_{y_{-1}}$  вариации предела  $y_{-1}$  определяется из анализа работ [11, 13] и в данном случае принят равным 0,1. После подстановки полученных характеристик разброса в формулу (6)

определим требуемый коэффициент запаса  $k_s$ , обеспечивающий условие непревышения с надежностью 0,95. Численно он равен 1,478, что больше минимального  $k_{smin}$ , составившего 1,197 [9]. После подстановки в формулу (5) всех известных характеристик с учетом параметров критического нагружения гидроцилиндров в точке  $X_y$  [9] запишем условие их безопасного состояния в виде:

$$y(x_y, z^k, \Theta^k, p^k) < \frac{2y_{-1}}{k_s \sigma_y} - y_{max}(x_y),$$

где  $X_y$  — координата опасного сечения;  $z^k, \Theta^k, p^k$  — параметры критического нагружения гидроцилиндра [9], а именно:  $z^k$  — выдвигание штока;  $\Theta^k$  — угол наклона гидроцилиндра к горизонту и  $p^k$  — давление жидкости в гидросистеме ДСМ.

Из выражения (4) максимальные амплитудные напряжения  $U_a$  для гидроцилиндров экскаваторов IV-ой размерной группы составили 116,06 МПа. Тогда, в соответствии с выражением (13.2) работы [12], с учетом известных напряжений  $U_{max}(X_y)$  определим значение максимального предельного напряжения  $y(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  сжатия, которое равно 213,08 МПа. С учетом этой величины предельное значение прогиба  $y_T^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$ , являющегося диагностическим параметром несущей способности гидроцилиндра [9], согласно выражению

$$y_T^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k) = \frac{1}{P^k} \left\{ \begin{aligned} & W(x_y) \left[ y(x_y, z^k, \Theta^k, p^k) - \frac{P^k}{F(x_y)} \right] - \\ & - M_Q(x_y, z^k, \Theta^k, p^k) - P^k e(x_y) \end{aligned} \right\},$$

составило соответственно для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша экскаватора ЭО-4121А [9] при номинальном их нагружении и горизонтальном расположении с максимально выдвинутым штоком:  $2,590 \cdot 10^{-2}$  м,  $2,390 \cdot 10^{-2}$  м и  $2,939 \cdot 10^{-2}$  м, а с учетом параметров их критического нагружения:  $5,287 \cdot 10^{-2}$  м,  $1,940 \cdot 10^{-2}$  м и  $2,596 \cdot 10^{-2}$  м.

С учетом всего вышеизложенного решающее правило диагностирования гидроцилиндра по несущей способности может быть записано в виде

$$y_i(x_y, z^k, \Theta^k, p^k) \leq y_T^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k),$$

где  $y_T^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  — предельное, а  $y_i(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  — текущее (контролируемое) значение диагностического параметра.

Характеризуя с позиций диагностики [14-16] технические возможности диагностического параметра отметим:

- параметр  $y_i(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  является однозначным, так как ни он сам, ни описываемые им напряжения  $y(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  не имеют экстремумов на пути их эволюции от начальных значений до предельных;

- параметр стабилен, то есть может быть не-

однократно воспроизведен с минимальным рассеиванием при неизменных условиях измерения;

- параметр  $y_i(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  является незатухающим, так как его связь со структурными параметрами и критерием состояния  $y(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  не нарушается с течением времени.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что названный диагностический параметр с достаточной высокой степенью [9] соответствует требованию чувствительности и требованию информативности, так как, оценивая два практически единственных случайных параметра  $y_6(x)$  и  $y_7(x)$  уравнения (2), характеризующего несущую способность гидроцилиндра, приближает остаточную после диагностирования энтропию к нулю.

К сожалению, диагностирование гидроцилиндров по параметру  $y_i(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  с позиций безопасности возможно лишь при наличии в машине встроенной диагностической системы, например, аналогичной [17]. В противном случае, диагностирование несущей способности рекомендуется [9] проводить по текущему параметру  $y_{TO}^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$ , связанному с предельным —  $y_{TO}^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$ , описывающим деформацию гидроцилиндра до приложения продольного сжимающего усилия  $P$  и связанным с величиной  $y_T^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  выражением (2). Для определения численных значений величины  $y_{TO}^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$  может быть использована, в частности, программа, представленная в работе [9].

Окончательно назначенный диагностический параметр  $y_{TO}^k(x_y, z^k, \Theta^k, p^k)$ , кроме прочих вышеперечисленных технических возможностей, удовлетворяет требованиям доступности, удобства измерений и технологичности так как даже будучи дискретно контролируемым может быть легко установлен для конкретных гидроцилиндров, доступ к которым, как правило, не затруднен и, что не мало важно, безопасно и без вмешательства в гидросистему. Для измерения его на практике могут использоваться устройства, подобные описанным в работах [9, 18, 19].

#### Литература

1. Кобзов, Д. Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надежность. Перспективы развития / Кобзов Д. Ю.; Брат. индустр. ин-т. — Братск, 1998. — 59 с. — Деп. В МАШИМОР № 2. Д-98.
2. Кобзов, Д. Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения / Кобзов Д. Ю., Тарасов В. А., Трофимов А. А.; Брат. индустр. ин-т. — Братск, 1999. — 1999. — 108 с. — Деп. В ВИНТИ № 3552-1399.
3. Гидро- и пневмопривод и его элементы. Рынок продукции : каталог / сост. Ю. И. Абанкин [и др.]. — М., Машиностроение, 1992. — 232 с.
4. Абрамов, Е. И. Элементы гидропривода : справ. / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. — изд. 2-е, перераб. и доп. — Киев : Техніка, 1977. — 320 с.

5. Goldoftas, T. Cylinders for profit-making design / T. Goldoftas // *Hydraulics & Pneumatics*. — OH, USA, 1976. — P. — 1-32. — (на англ. яз.)
6. Li Tian Jue. Hydraulic engineering handbook / Li Tian Jue. — Beijing : Mechanics Industry Press, 1990. — 2230 p. — (на кит. яз.)
7. Буренин, В. В. Герметизация подвижных соединений гидроцилиндров строительных и дорожных машин / В. В. Буренин // *Строительные и дорожные машины*. — 1993. — № 6. — С. 22 — 25.
8. Tao, J. Untersuchungen über das reibungsverhalten von polyuretan-nutringen / J. Tao, H. — J. Timmermann, J. Plog // *Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland*, 1991. — N 8. — С. 620 — 625. — (на нем. яз.)
9. Кобзов, Д. Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов : дис. ... канд. техн. наук / Д. Ю. Кобзов. — Л., 1987. — 345 с.
10. Аналитическое представление несущей способности гидроцилиндров машин / Д. Ю. Кобзов, С. В. Плешивцева, А. А. Трофимов, Д. Лханаг, В. В. Жмуров // *Тр. ун-та : в 2 т. / Брат. гос. ун-т.* — 2003. -Т. 2. — (Естественные науки — развитию регионов). — С.47-51.
11. Сырицын, Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода / Т. А. Сырицын. — М. : Машиностроение, 1981. — 216 с.
12. Любошиц М. И. Справочник по сопротивлению материалов / М. И. Любошиц, Г. М. Ицкович . — 2-е изд. испр. и доп — Минск : Высшая школа, 1969. — 464 с.
13. Волков, Е. Б. Основы теории надежности ракетных двигателей / Е. Б. Волков, Р. С. Судаков, Т. А. Сырицын . — М. : Машиностроение, 1974. — 400 с.
14. Калявин, В. П. Технические средства диагностирования / В. П. Калявин, А. В. Мозгалевский. — Л. : Судостроение, 1984. — 208 с.
15. Макаров, Р. А. Диагностика строительных машин / Р. А. Макаров, А. В. Соколов .- М. : Стройиздат, 1984. — 335 с.
16. Харазов, А. М. Техническая диагностика гидроприводов машин / А. М. Харазов. — М. : Машиностроение, 1979. — 112 с.
17. Гидросистема : пат. 2100665. Рос. Федерация / Кобзов Д. Ю., Хаяутте В. И., Кобзов А. Ю ; заявитель Брат. индустр. ин-т ; опубл 27.12.97, Бюл. № 36
18. Алексеенко, П. Д. Современные направления развития технологии, организации обслуживания и ремонта строительных машин / П. Д. Алексеенко, Д. Ю. Кобзов, Сергеев А. П. [и др.] ; ЛДНТП. -Л., 1988. — 8 с.
19. Диагностическое приспособление для контроля нагрузочной способности гидроцилиндров строительных машин : информ. лист № 980-88 / сост. Д. Ю. Кобзов, В. Б. Войткевич / ЛЦНТИ. — Л., 1988. — 4 с.