УДК 69.002.51:621.225.2

© Д. Ю. Кобзов, д-р техн. наук, профессор
(Братский государственный университет)
E-mail: kobzov7159@mail.ru
© В. Л. Лапшин, д-р техн. наук, профессор
(Иркутский национальный исследовательский
технический университет)
E-mail: lapshin@istu.ikr.ru
© С. В. Репин, д-р техн. наук, профессор
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет)
E-mail: repinerge@mail.ru
© В. Г. Губанов, инженер
(ООО НТЦ «Гидротранс»)
E-mail: info@hydrotrans.ru
© Д. Лханаг, канд. техн. наук
(Монгольский университет науки и технологий)
E-mail: dlkhanag@yahoo.com

DOI 10.23968/1999-5571-2019-16-1-158-167

© D. Yu. Kobzov, Dr. Sci. Tech., Professor
(Bratsk State University)
E-mail: kobzov7159@mail.ru
© V. L. Lapshin, Dr. Sci. Tech., Professor
(Irkutsk National Research Technical University)
E-mail: lapshin@istu.ikr.ru
© S. V. Repin, Dr. Sci. Tech., Professor
(Saint Petersburg State University of Architecture
and Civil Engineering)
E-mail: repinerge@mail.ru
© V. G. Gubanov, engineer
(S&TC «HydroTrans»)
E-mail: info@hydrotrans.ru
© D. Lkhanag, PhD in Sci. Tech.
(Mongolian University of Science and Technology)
E-mail: dlkhanag@yahoo.com

УСТОЙЧИВОСТЬ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

STABILITY OF HYDRAULIC CYLINDERS OF TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

Многозвенное рабочее оборудование современных гидрофицированных транспортно-технологических машин приводится в движение гидроцилиндрами двустороннего действия с односторонним штоком, функционирование которых сопровождается их сложным плоскопараллельным перемещением в пространстве. Функционально каждый гидроцилиндр подвержен воздействию целого комплекса эксплуатационной продольной и поперечной нагрузки. В настоящее время в большинстве случаев исследование работоспособности гидроцилиндров по параметрам их несущей (нагрузочной) способности осуществляется на основе оценки продольной устойчивости сжатого стержня переменного сечения. При этом по его гибкости делается заключение о применимости либо формулы Эйлера, либо формулы Ясинского, в которых, к сожалению, никоим образом не учитывается наклон стержня в пространстве. Однако при эксплуатации наклонно расположенный в пространстве гидроцилиндр благодаря продольно-поперечному нагружению деформируется в вертикальной продольной плоскости с появлением у него полного прогиба. В этом случае предельная величина продольного сжимающего усилия меньше предельного сжимающего усилия устойчивого стержня, из чего следует, что стержень, имеющий начальное искривление, более подвержен изгибу и возникновению в сечениях его элементов остаточных, пластических деформаций, нежели прямолинейный, расположенный вертикально, и обладает меньшей надёжностью. Отсюда научно обоснованное описание областей функционирования гидроцилиндра в условиях продольно-поперечного изгиба либо устойчивости, а также разделяющей их границы является актуальной задачей.

Ключевые слова: гидроцилиндр, деформация, нагрузка, напряжения, прогиб, устойчивость.

Multi-link working equipment of modern hydraulic transport-technological machines (TTM) is driven by double-acting hydraulic cylinders with one-way thrust rod, the operation of which goes on accompanied with a complicated plane-parallel movement of the cylinders in space. Functionally, each cylinder is exposed to the whole complex of operational longitudinal and transverse load. Currently, in most cases, the workability of hydraulic cylinders according to the parameters of their loading capacity is investigated on the basis of the assessment of longitudinal stability of the compressed rod of variable section. Herewith, depending on its flexibility, it is decided to apply either the Euler formula or the Yasinsky formula, where, unfortunately, the slope of the rod in space is not taken into account. However, during the operation, the hydraulic cylinder, obliquely situated in space, due to the longitudinally-transverse loading is deformed in a vertical longitudinal plane with emergence of entire deflection. In this case, the limit value of the longitudinal compressing force is less than the limiting compressing force of the stable rod. This means that the rod with an initial deflection is more prone to bending and the possibility of residual plastic deformation emerging in the sections of its elements than the straightforward located, vertically positioned rod, and consequently, it has less reliability. Hence, it may be concluded, that an evidence-based description of the areas of the hydraulic cylinder operation in condition of longitudinal-transverse bending or stability, as well as the border separating these conditions, is an urgent task.

Keywords: hydraulic cylinder, deformation, load, stress, deflection, stability.

Введение. Гидроцилиндр в процессе функционирования подвержен продольно-поперечному нагружению, приводящему к его продольно-поперечному изгибу в вертикальной продольной плоскости [1–5].

По определению [6] под продольно-поперечным изгибом элемента следует подразумевать его деформацию при действии продольного усилия в силу того, что либо имеет место начальная неправильность, по причине которой продольное усилие создаёт изгибающий момент относительно центра тяжести поперечных сечений, либо имеется эксцентриситет приложения нагрузки, то есть линия действия продольного усилия не проходит через центр тяжести для сплошных сечений или центр изгиба для полых, либо имеет место поперечная нагрузка, вызывающая прогиб, который создает ненулевой изгибающий момент от продольного усилия P_s .

В случае с гидроцилиндрами ТТМ, особенно длинноходовыми, имеют место все три случая, вследствие чего расчёт возможен только по деформированной схеме, то есть с обязательным учётом полного прогиба гидроцилиндра [3, 5, 7].

Однако в целом ряде работ расчёт сжатых стержней при их продольно-поперечном нагружении рекомендуется производить не по допускаемым напряжениям, а по допускаемым нагрузкам. Так, в работах [1, 2, 8–13] предельное значение продольного сжимающего усилия P_{S_3} для гидроцилиндра, а затем и его допускаемая величина рассчитывается по формуле Эйлера

$$P_{S_3} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad (1)$$

из условия потери гидроцилиндром или другим подобным ему элементом устойчивости.

В формуле E — модуль Юнга материала стержня; I — минимальный момент инерции его сечения; l — длина стержня [7].

Понятно [6, 7, 11], что стержень с большей гибкостью, при прочих неизменных параметрах, имеет более низкую прочность на сжатие и сжатие с изгибом, из-за чего исчерпание несущей способности по устойчивости наступает, как правило, до исчерпания запаса прочности по материалу.

Однако при расчёте на продольно-поперечный изгиб [7] не имеет смысла говорить о потере

устойчивости в плоскости действия поперечной нагрузки, так как, во-первых, при любом значении осевой силы P_s стержень испытывает изгиб, а при увеличении её не происходит качественного изменения характера деформации, как это имеет место при потере устойчивости. Во-вторых, формула Эйлера применима лишь при условии [7, 14]

$$\frac{\mu l}{i_{\min}} = \lambda \geq \lambda_{\text{пред}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{\text{пл}}}}, \quad (2)$$

где λ — гибкость рассматриваемого стержня, зависящая от его приведённой длины μl , размеров и формы поперечного сечения, то есть от главного центрального радиуса инерции i , обычно минимального $i_{\min}$; l — длина стержня; $\lambda_{\text{пред}}$ — предельная или граничная гибкость для материала стержня, зависящая только от физико-механических свойств: модуля Юнга E и предела пропорциональности $\sigma_{\text{пл}}$ материала стержня; μ — коэффициент приведения длины.

Отсюда интерес представляет задача описания граничных условий и областей функционирования гидроцилиндра, при которых возможна потеря им работоспособности из-за утраты несущей способности либо из-за предельной продольно-поперечной деформации, либо из-за потери устойчивости.

Исходная информация. В настоящее время предполагается возможность создания в машиностроении гидроцилиндров с параметрами по основному и дополнительному рядам в единицах измерения стандартов ГОСТ 6540–68, СТ СЭВ 3936–82, ГОСТ 16514–96, а также ISO 2944, ISO 3320, ISO 3322 и ISO 4393 с номинальным давлением $p = (0,63–63)$ МПа, с ходом поршня (штока) $z = (4–10000)$ мм, с диаметрами поршня (гильзы) $D_{1,3} = (4–900)$ мм и штока (втулки) $D_{2,4} = (4–900)$ мм, с соотношением площадей давления в поршневой и штоковой полостях $\phi = (1,06–5,26)$.

Применительно к гидроцилиндрам ТТМ эти параметры лежат в диапазонах: $p = (6–25)$ МПа; $z = (160–2000)$ мм; $D_{1,3} = (80–180)$ мм; $D_{2,4} = (55–125)$ 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 ТТМ не превышает 0,5 м/с [1–3].

В представленной работе рассматривается один из наиболее распространённых гидроцилиндров с характеристиками: $p = 25$ МПа; $z = 1400$ мм; $D_{1,3} = 140$ мм; $D_{2,4} = 90$ мм.

Основные положения. Гидроцилиндры многозвенных ТТМ в процессе работы машины совершают значительное пространственное плоскопараллельное перемещение, которое описывается возможными и рабочими диапазонами их перемещения [3, 4].

В соответствии с предложенными в работах [3, 4] расчётными схемами рабочего оборудования некоторых многозвенных транспортно-технологических машин (ТТМ), а также их геометрическими характеристиками и параметрами применяемых на них гидроцилиндров [1, 3] возможные диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров применительно к гидроцилиндрам стрелы, рукояти и ковша, например, одноковшовых экскаваторов ЭО-3322А и ЭО-4121А с обратной лопатой, соответственно составили: $88^\circ, 103^\circ, 214^\circ$ и $90^\circ, 105^\circ, 191^\circ$ [3–5]. При этом диапазоны изменения пространственного расположения этих гидроцилиндров только за счёт перемещения собственных штоков составили: $88^\circ, 9^\circ, 7^\circ$ и $90^\circ, 6^\circ, 9^\circ$ соответственно [3–5].

Рабочие диапазоны изменения пространственного расположения гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша одноковшового экскаватора, в нашем случае ЭО-3322А (обратная лопата), соответственно $+84^\circ \dots +19^\circ, -19^\circ \dots -36^\circ$ и $-64^\circ \dots -111^\circ$ [3–5].

С учётом положений известных работ [5, 15–19] напряжения сжатия $\sigma_{сж}(x_\sigma)$, возникающие в опасном сечении x_σ штока гидроцилиндра, находящегося в условиях продольно-поперечного нагружения без учёта кинематических особенностей рабочего оборудования конкретной ТТМ, аналитически описываются уравнением

$$\sigma_{сж}(x_\sigma) = \frac{P_S}{F(x_\sigma)} + \frac{M_Q(x_\sigma)}{W(x_\sigma)} + \frac{P_S \cdot e(x_\sigma)}{W(x_\sigma)} + \frac{P_S \cdot y_T(x_\sigma)}{W(x_\sigma)}, \quad (3)$$

где первое слагаемое даёт величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего усилия P_S ; второе — величину наибольших

напряжений сжатия, вызванных действием поперечной нагрузки $M_Q(x_\sigma)$ от веса гидроцилиндра; третье и четвертое — то же, вызванные дополнительным его изгибом при наличии эксцентриситета $e(x_\sigma)$ в его опорах и полного прогиба $y_T(x_\sigma)$, являющихся плечом приложения продольного сжимающего усилия P_S ; $F(x_\sigma)$ и $W(x_\sigma)$ — площадь и момент сопротивления сечения штока соответственно; x_σ — координата его опасного сечения.

Полный прогиб $y_T(x)$ гидроцилиндра равен сумме его составляющих:

$$y_T(x_\sigma) = y_\alpha(x_\sigma) + y_\beta(x_\sigma) + y_\gamma(x_\sigma) + y_\delta(x_\sigma) + y_P(x_\sigma) + y_Q(x_\sigma). \quad (4)$$

В начальный момент эксплуатации прогиб $y_T(x)$ может быть представлен суммой

$$y_T(x_\sigma) = y_{T0}(x_\sigma) + y_P(x_\sigma). \quad (5)$$

В равенствах (3) и (4) $y_T(x_\sigma)$ — полный прогиб гидроцилиндра; $y_\alpha(x_\sigma)$ — его прогиб вследствие выборки технологических зазоров в его подвижных сопряжениях; $y_\beta(x_\sigma)$ — то же в результате возможного начального (технологического) искривления его длинномерных элементов при изготовлении; $y_\gamma(x_\sigma)$ — то же вследствие эксплуатационного искривления его штока; $y_\delta(x_\sigma)$ — то же из-за выборки дополнительных зазоров в результате радиальной деформации под давлением его корпуса; $y_P(x_\sigma)$ — то же вследствие его продольного нагружения при наличии вышеперечисленных напряжённых и ненапряжённых деформаций; $y_Q(x_\sigma)$ — то же вследствие поперечного нагружения гидроцилиндра от действия весов его элементов; $y_{T0}(x_\sigma)$ — то же до подачи рабочей жидкости под давлением в полости гидроцилиндра [3, 5, 8, 9, 12, 13, 17–20].

Заменив напряжения $\sigma_{сж}(x_\sigma)$ предельными $\sigma_{пч}$ и расписав, преобразовывая выражение (3) относительно продольного сжимающего усилия, получаем выражение для нахождения его максимального значения $P_{S_{изг}}^{гор}$, при котором горизонтально или наклонно расположенный гидроцилиндр теряет работоспособность в условиях продольно-поперечного нагружения в результате предельной деформации его штока, в данном случае круглого сплошного сечения (рис. 1) [21]

$$P_{S_{изг}}^{гор} = \frac{\sigma_{пч} W(x_\sigma) - M_Q(x_\sigma)}{0,125 D_2 + [e(x_\sigma) + y_T(x_\sigma)]}. \quad (6)$$

Так как уравнение (6) справедливо для горизонтально и наклонно расположенного в про-

Рис. 1. Изгиб штока $D_2 = 90$ мм гидроцилиндра рукояти одноковшового строительного экскаватора IV размерной группы

странстве гидроцилиндра, то для вертикально стоящего она, трансформируясь, принимает вид

$$P_{S_{изг}}^{верт} = \frac{\pi D_2^2}{4} \sigma_{пч}, \quad (7)$$

в связи с тем что входящие в равенство (6) характеристики $M_Q(x_\sigma)$ и $[e(x_\sigma) + y_T(x_\sigma)]$, при этом его расположении становятся равными нулю [4, 5, 20, 22].

С учётом параметров $(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ [3, 4, 17, 23, 24] наибольшего эксплуатационного нагружения конкретного гидроцилиндра рабочего оборудования гидрофицированной ТТМ выражение (6) трансформируется в равенство

$$P_{S_{изг}}^{гор} = \frac{0,1\sigma_{пч}D_2^3 - M_Q(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)}{0,125D_2 + [e(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k) + y_T(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)]}, \quad (8)$$

где Θ^k — угол наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения.

При этом выражение (7) свой вид не меняет вне зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра.

Максимальное допустимое значение продольного сжимающего усилия $P_{S_{уст}}$ при условии утраты гидроцилиндром работоспособности вследствие потери им устойчивости согласно рекомендации [1] находится из уравнения

$$\frac{64P_{S_{уст}}}{\pi E_1(D_5^4 - D_3^4) \operatorname{tg}[l_\Gamma \frac{64P_{S_{уст}}}{\pi E_1(D_5^4 - D_3^4)}]} +$$

$$+ \frac{64P_{S_{уст}}}{\pi E_2 D_2^4 \operatorname{tg}(l_{ш} \frac{64P_{S_{уст}}}{\pi E_2 D_2^4})} = 0, \quad (9)$$

где D_5 — наружный диаметр гильзы (корпуса) гидроцилиндра; E_1 и E_2 — модули Юнга материалов гильзы и штока, соответственно; l_Γ и $l_{ш}$ — длины гильзы и внешней части штока.

Предельная сжимающая нагрузка $P_{S_{уст}}$ связана с усилием P_{S_3} , описываемым известной формулой Эйлера опять-таки с учётом параметра z^k наибольшего эксплуатационного нагружения конкретного гидроцилиндра

$$P_{S_3} = \frac{\pi^2 E_1 I_1}{l_{гц}^2(z^k)} = \frac{\pi^3 E_1 (D_5^4 - D_3^4)}{64[l_\Gamma + l_{ш}(z^k)]^2}, \quad (10)$$

коэффициентом $\xi < 1$

$$P_{S_{уст}} = \xi P_{S_3}, \quad (11)$$

учитывающим переменность поперечного сечения гидроцилиндра по длине [2, 8] и равным в нашем случае 0,405, 0,441 и 0,297 соответственно для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша одноковшового строительного экскаватора IV размерной группы при конкретном значении усилия P_{S_3} для каждого из них.

В выражении (10): I_1 — осевой момент инерции поперечного сечения гильзы, равный в нашем случае $\frac{\pi(D_5^4 - D_3^4)}{64}$, а $l_{гц}(z^k) = [l_\Gamma + l_{ш}(z^k)]$ — полная длина гидроцилиндра со штоком, выдвинутым из гильзы на величину z^k .

Исходя из всего вышеизложенного максимальное допустимое продольное сжимающее усилие P_S , действующее на гидроцилиндр без нарушения работоспособности по причине чрезмерного изгиба либо потери им устойчивости, целесообразно определять как минимальное усилие $P_{S_{min}}$ из комплекса усилий $[P_{S_{изг}}^{гор}]$, $[P_{S_{изг}}^{верт}]$ и

$[P_{S_{уст}}]$ с учётом параметров $(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ наибольшего эксплуатационного нагружения конкретного гидроцилиндра рабочего оборудования гидрофицированной ТТМ, то есть

$$P_S \leq P_{S_{min}} \equiv \begin{cases} [P_{S_{изг}}^{гор}] = \frac{P_{S_{изг}}^{гор}}{k_d k_S}; \\ [P_{S_{изг}}^{верт}] = \frac{P_{S_{изг}}^{верт}}{k_d k_S}; \\ [P_{S_{уст}}] = \frac{P_{S_{уст}}}{k_d k_y}, \end{cases} \quad (12)$$

где k_d — коэффициент, учитывающий возможное повышение давления в гидросистеме ТТМ, $k_d = 1,15$ [2, 8]; k_y — запас устойчивости для стальных цилиндров, $k_y = (1,5-3,0)$ [2, 8]; k_s — статистический коэффициент запаса прочности, рассчитываемый в соответствии с рекомендациями литературного источника [25].

Однако формула Эйлера применима лишь при условии (2) [7, 14], что накладывает ограничение и на выражения (11) и (12).

С учётом того, что коэффициент приведения длины μ , определяющий характер закрепления опор, для наиболее распространённых на ТТМ [1, 2, 21, 26] гидроцилиндров двустороннего действия с односторонним штоком и проушинами с обеих сторон, равен единице [2, 8, 12, 13], условие применимости формулы Эйлера (2) относительно минимальной длины $l_{гц\ min}$ гидроцилиндра для нашего примера имеет вид

$$l_{гц}(z^k) \geq l_{гц\ min} = \frac{\pi}{4} \sqrt{\frac{E_1 (D_5^4 - D_3^4)}{\sigma_{гц} (D_5^2 - D_3^2)}}; \quad (13)$$

для главного центрального радиуса инерции —

$$i = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{(D_5^4 - D_3^4)}{(D_5^2 - D_3^2)}}.$$

Для нашего примера ($D_3 = 0,14$ м, $D_5 = 0,18$ м, $z = 1,4$ м) предельная гибкость $\lambda_{пред}$ согласно правой части равенства (2) составляет 50,563, а минимальная допустимая длина $l_{гц\ min}$ гидроцилиндра равна 2,88 м; для характеристик материала гильзы $E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ МПа и $\sigma_{гц} = 830$ МПа, в качестве которого принята сталь 30ХГСА¹ [27]. При этом $l_{гц}(z^k) = 3,45$ м.

На рис. 2 представлена взаимосвязь минимальной допустимой длины $l_{гц\ min}$ гидроцилиндра и внутреннего диаметра его гильзы D_3 . Ниже этой прямой формула Эйлера согласно уравнению (13) неприменима, а любой стержень в силу малой гибкости из-за относительно небольшой длины и значительного диаметра, надо полагать, устойчив.

На рис. 3 представлены зависимости гибкости λ гидроцилиндра от полной его длины $l_{гц}$ для различных значений внутреннего диаметра гильзы D_3 согласно ГОСТ 6540–68 «Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных раз-

меров», применительно к ТТМ [27] с учётом их предельной гибкости $\lambda_{пред}$.

С учётом этой информации (рис. 2 и 3) особое внимание с позиции потери гидроцилиндром работоспособности вследствие утраты им устойчивости следует уделять стержневым объектам значительных длин с малыми диаметральными размерами.

На рис. 4 приведены зависимости силы $P_{S_{гц}}$ от величины полной длины $l_{гц}$ гидроцилиндра для различных значений внутреннего диаметра гильзы $D_3 = 80-250$ мм, характер которых подтверждает правильность предложенной выше рекомендации.

Кроме этого, следует учитывать тот факт, что в процессе функционирования гидроцилиндр в результате подачи под давлением $p = 16-20-25$ МПа [27] рабочей жидкости в его поршневую полость развивает на штоке толкающее усилие $P_{S_{гц}}$ [1, 3–5, 24], которое реактивно сжимает гидроцилиндр.

В этом случае, как показывают исследования (рис. 5 и 6), возможно превышение этим усилием $P_{S_{гц}}$ силы $P_{S_{уст}}$, то есть вероятна потеря гидроцилиндром работоспособности вследствие потери устойчивости.

$$\frac{\pi D_3^2}{4} p = P_{S_{гц}} \geq P_{S_{уст}} = \xi \frac{\pi^3 E_1 (D_5^4 - D_3^4)}{64 l_{гц}^2}. \quad (14)$$

На рис. 5 и 6 условие $P_{S_{гц}} = P_{S_{уст}}$ отображается пересечением соответствующей размеру D_3 кривой $P_{S_{уст}}$ с аналогичной прямой $P_{S_{гц}}$ с отметкой длины гидроцилиндра.

Рис. 2. Минимальная допустимая длина гидроцилиндра $l_{гц\ min}$ для внутреннего диаметра гильзы D_3

¹ URL: <http://www.baltstroy metall.ru/marki-stali/304-stal-30>

Рис. 3. Зависимости гибкости λ гидроцилиндра (прямые 1–11) от полной его длины для различных значений внутреннего диаметра гильзы $D_3 = 80\text{--}250$ мм соответственно

Рис. 4. Зависимости силы $P_{\text{суст}}$ (кривые 1–11) от величины полной длины гидроцилиндра для различных значений внутреннего диаметра гильзы $D_3 = 80\text{--}250$ мм соответственно

Видно, что с увеличением его диаметральных размеров, повышающих жёсткость гидроцилиндра, вероятность потери устойчивости по мере роста его длины снижается, о чём свидетель-

ствует кривая $D_3 = 160$ мм на рис. 6 и все кривые $D_3 = 180\text{--}250$ мм на рис. 7.

Обобщённая графическая информация рис. 5–7, полученная в результате преобразова-

Рис. 5. Взаимосвязь силы $P_{\text{суст}}$ (кривые 1–4) и усилия $P_{\text{сгц}}$ на штоке (линии 5–8) при полной длине гидроцилиндра для значений внутреннего диаметра гильзы $D_3 = 80$ и 90 мм при давлении $p = 16$ МПа и $D_3 = 100$ и 110 мм при давлении $p = 20$ МПа

Рис. 6. Взаимосвязь силы $P_{\text{суст}}$ (кривые 1–3) и усилия $P_{\text{сгц}}$ на штоке (линии 4–6) при полной длине гидроцилиндра для значений внутреннего диаметра гильзы $D_3 = 125$ мм при давлении $p = 20$ МПа и $D_3 = 140$ и 160 мм при давлении $p = 25$ МПа

Рис. 7. Взаимосвязь силы $P_{\text{сист}}$ (кривые 1–4) и усилия $P_{\text{сг}}$ на штоке (линии 5–8) при полной длине гидроцилиндра для значений внутреннего диаметра гильзы $D_3 = 180, 200, 220$ и 250 мм при давлении $p = 25$ МПа

Рис. 8. Зависимости полной длины гидроцилиндра (линии 1–11) от величины давления $p = 16\text{--}20\text{--}25$ МПа в его поршневой полости для различных значений внутреннего диаметра гильзы $D_3 = 80\text{--}250$ мм соответственно

ния условия (14) относительно полной длины гидроцилиндра

$$l_{\text{гц}} = \sqrt{\xi \frac{\pi^2 E_1 (D_5^4 - D_3^4)}{16 D_3^2 p}} \quad (15)$$

и представленная на рис. 8, даёт возможность оценить наибольшую возможную длину $l_{\text{гц}}$ проектируемого гидроцилиндра при заданной величине давления p рабочей жидкости в поршневой полости для различных значений внутреннего диаметра его гильзы $D_3 = 80\text{--}250$ мм.

При этом обязательна проверка работоспособности проектируемого гидроцилиндра с использованием предложенного выше критерия устойчивости (12), результатом которой могут быть следующие возможные комбинации усилий $[P_{\text{сизг}}^{\text{гор}}]$, $[P_{\text{сизг}}^{\text{верт}}]$ и $[P_{\text{сист}}]$ по их величинам:

$$[P_{\text{сизг}}^{\text{гор}}] > [P_{\text{сист}}] < [P_{\text{сизг}}^{\text{верт}}]; \quad (16)$$

$$[P_{\text{сизг}}^{\text{гор}}] < [P_{\text{сист}}] < [P_{\text{сизг}}^{\text{верт}}]; \quad (17)$$

$$[P_{\text{сизг}}^{\text{гор}}] < [P_{\text{сист}}] > [P_{\text{сизг}}^{\text{верт}}] \quad (18)$$

с учётом того факта, что, как следует из анализа выражений (6) и (7), всегда справедливо условие $[P_{\text{сизг}}^{\text{гор}}] < [P_{\text{сизг}}^{\text{верт}}]$.

Здесь первое неравенство (16) соответствует условию нарушения работоспособности гидроцилиндра по причине возможной утраты им несущей способности [5, 24] в результате потери устойчивости, тогда как вторая (17) и третья (18) записи указывают на то же самое, но из-за предельной продольно-поперечной деформации длинномерных несущих элементов гидроцилиндра, главным образом, его штока (см. рис. 1).

В заключение надо отметить, что гидроцилиндры с большой гибкостью должны в первую очередь подвергаться проверке на устойчивость. Для этого рекомендуется использовать предложенный критерий устойчивости (12). При этом во внимание во всех случаях следует принимать параметры их наибольшего эксплуатационного нагружения и характеристики пространственного расположения, применительно к конкретной ТТМ.

Если же имеет место условие $\lambda < \lambda_{\text{пред}}$ или налицо две последние комбинации усилий

$[P_{S_{изг}}^{гор}]$, $[P_{S_{изг}}^{верт}]$ и $[P_{S_{уст}}]$, оценку работоспособности гидроцилиндра следует проводить по критериям надёжности и работоспособности, известным, в частности, из работ [24, 28, 29] по характеристикам напряжённо-деформированного состояния длинномерных элементов гидроцилиндра и реакциям в его подвижных герметизируемых сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка» с учётом известных рекомендаций [30].

Библиографический список

1. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. М.: Машиностроение, 1966. 171 с.
2. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода: справочник. 2-е изд., перераб. и доп. Киев: Техніка, 1977. 320 с.
3. Кобзов Д. Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛИСИ. 1987. 345 с.
4. 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: Братск. гос. техн. ун-т. 1999. 108 с. Деп. в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-B1999.
5. Кобзов Д. Ю., Лапшин В. Л., Тарасов В. А., Жмуров В. В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 3. Несущая способность. Братск: Братск. гос. ун-т. 2011. 88 с. Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, № 27-B2011.
6. Тергулов И. Г. Сопротивление материалов и основы теории упругости и пластичности. М.: Высшая школа, 1984. 472 с.
7. Любошиц М. И., Ицкович Г. М. Справочник по сопротивлению материалов. 2-е изд., испр. и доп. Минск: Вышэйшая школа, 1969. 464 с.
8. Астахов М. Ф. Справочная книга по расчёту самолёта на прочность. М.: Оборонгиз, 1954. 702 с.
9. Бедрин С. Ф. Расчёты гидроцилиндров на устойчивость и прочность // Вестник машиностроения, 1981, № 7. С. 32.
10. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. 8-е изд., стереотип. М.: Наука, 1979. 560 с.
11. Машины для разработки мерзлых грунтов / под общ. ред. В. Д. Телушкина. М.: Машиностроение, 1973. 272 с.
12. Pühl H.-G. Zur statischen berechnung und prüfung nachgiebiger grubenstempel // Glückauf-Forschungshefte, Deutschland, 34 (1973), Nr. 6. S. 237–244. (на нем. яз.)
13. Gerhard Schmausser, Klaus J. Pittner. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland, 35 (1991), Nr.10. S. 767–775. (на нем. яз.)
14. Дибир А. Г., Макаров О. В., Пекельный Н. И. Устойчивость продольно-сжатых стержней. Харьков: ХАИ, 2008. 43 с.
15. Кобзов Д. Ю., Жмуров В. В., Плешивецова С. В. Совершенствование конструкции привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 3 (15). С. 40–46.
16. Кобзов Д. Ю., Кобзов А. Ю., Жмуров В. В. О расчёте экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ТТМ // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2008. № 3 (19). С. 26–30.
17. Кобзов Д. Ю., Усова С. В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3 (23). С. 174–179.
18. Кобзов Д. Ю., Кобзов А. Ю., Лханаг Дорлигсурэн-гийн. Несущая способность и ресурс гидроцилиндров машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 2. С. 24–28.
19. Кобзов Д. Ю., Усова С. В., Фурзанов С. Ю. О диагностическом параметре несущей способности гидроцилиндров машин // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 2. С. 29–32.
20. Кобзов Д. Ю., Жмуров В. В., Кобзова И. О., Лханаг Д. К расчёту прогиба гидроцилиндра в результате его продольно нагружения // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 4. С. 64–69.
21. Кобзов Д. Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Братск: Братск. индустр. ин-т, 1998. 59 с. Деп. в МАШМИР 13.08.1998. № 2-сд1998.
22. Кобзов Д. Ю., Ереско С. П. Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндра // Горное оборудование и электромеханика. Научно-аналитический и производственный журнал. Изд-во «Новые технологии». М., 2009. № 3. С. 38–43.
23. Кобзов Д. Ю., Жмуров В. В., Кобзова И. О., Губанов В. Г. Определение параметров наибольшего нагружения гидроцилиндров многозвенной машины // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2016. № 2 (50). С. 49–58.
24. Кобзов Д. Ю. Научные основы обеспечения работоспособности и повышения надёжности гидроцилиндров повышенного типоразмера: дис. ... д-ра техн. наук. Томск, 2013. 567 с.

25. Сырицын Т. А. Надёжность гидро- и пневмопривода. М. : Машиностроение, 1981. 216 с.
26. Кобзов Д. Ю., Плешивецова С. В., Жмуров В. В. Анализ конструкции и перспективы развития гидропривода возвратно-поступательного действия // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2007. № 4 (16). С. 39–44.
27. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. М. : Машиностроение, 1983. 301 с.
28. Кобзов Д. Ю., Ереско С. П., Жмуров В. В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 6. Работоспособность. Надёжность. Варианты модернизации. Братск : Братск. гос. ун-т. 2012. 43 с.
29. Кобзов Д. Ю. О надёжности и работоспособности гидроцилиндров повышенного типоразмера // Вестник Таджикского технического университета. 2012. № 4 (20). С. 30–39.
30. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчётов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

References

1. Marutov V. A., Pavlovskiy S. A. *Gidrotsilindry* [Hydraulic Cylinders]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966, 171 p.
2. Abramov E. I., Kolesnichenko K. A., Maslov V. T. *Ehlementy gidroprivoda. Spravochnik* [Elements of the hydraulic drive. Reference book]. 2-nd ed., revised. Kiev, Tekhnika Publ., 1977, 320 p.
3. Kobzov D. Yu. *Diagnostirovanie gidrotsilindrov rabochego oborudovaniya odnokovshovykh stroitel'nykh ehkskavatorov. Diss. kand. tekhn. nauk* [Diagnosis of hydraulic cylinders of construction bucket excavators working equipment. PhD in Sci. Tech. diss.]. Leningrad, LISI Publ., 1987, 345 p.
4. Kobzov D. Yu., Tarasov V. A., Trofimov A. A. *Gidrotsilindry dorozhnykh i stroitel'nykh mashin. Ch. 2. Usloviya ehkspluatatsii, rabochiy protsess, rezhim raboty i parametry nagruzheniya* [Cylinders of road and construction machines. Part 2. Operating conditions, operating process, operating mode and loading parameters]. Bratsk, Bratsk. gos. tekhn. un-t Publ., 1999, 108 p. Dep. V VINITI 01.12.1999, no. 3552-V1999.
5. Kobzov D. Yu., Lapshin V. L., Tarasov V. A., Zhmurov V. V. *Gidrotsilindry dorozhnykh i stroitel'nykh mashin. Ch. 3. Nesushchaya sposobnost'* [Hydraulic cylinders of road and construction machines. Part 3. Bearing capacity]. Bratsk, Bratsk. gos. un-t Publ., 2011, 88 p. Dep. v VINITI RAN 27.01.2011, no. 27-V2011.
6. Teregulov I. G. *Soprotivlenie materialov i osnovy teorii uprugosti i plastichnosti* [Resistance of materials and fundamentals of the theory of elasticity and plasticity]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1984, 472 p.
7. Lyuboshits M. I., Itskovich G. M. *Spravochnik po soprotivleniyu materialov* [Handbook on resistance of materials]. 2-nd ed., revised. Minsk, Vyssheshyshaya shkola Publ., 1969, 464 p.
8. Astakhov M. F. *Spravochnaya kniga po raschyotu samolyota na prochnost'* [Reference book on the calculation of the aircraft strength]. Moscow, Oborongiz Publ., 1954, 702 p.
9. Bedrin S. F. *Raschyoty gidrotsilindrov na ustoychivost' i prochnost'* [Calculations of hydraulic cylinders for resistance and strength]. *Vestnik mashinostroeniya – Journal of mechanical engineering*, 1981, no. 7, 32 p.
10. Feodos'ev V. I. *Soprotivlenie materialov* [Resistance of materials]. 8-th ed., revised. Moscow, Nauka Publ., 1979, 560 p.
11. *Mashiny dlya razrabotki myorzykh gruntov* [Machines for the development of frozen soils]. Ed. by V. D. Telushkin. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973, 272 p.
12. Pühl H.-G. Zur statischen berechnung und prüfung nachgiebiger grubenstempel [For the static calculation and testing of compliant mine stamp]. *Glückauf-Forschungshefte – Glückauf Research Folders*, Deutschland, 34 (1973), no. 6, pp. 237–244. (In German)
13. Gerhard Schmausser, Klaus J. Pittner. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder [On the calculation of lean working cylinder] // *Ölhydraulik und Pneumatik – Oil hydraulic and pneumatic*, Deutschland, 35 (1991), no. 10, pp. 767–775. (In German)
14. Dibir A. G., Makarov O. V., Pikel'nyy N. I. *Ustoychivost' prodol'no-szhatykh sterzhney* [Stability of longitudinally compressed rods]. Khar'kov, KhAI Publ., 2008, 43 p.
15. Kobzov D. Yu., Zhmurov V. V., Pleshivtseva S. V. *Sovershenstvovanie konstruktssii privoda kovsha odnokovshovykh gidrofitsirovannykh dorozhnykh i stroitel'nykh mashin* [Improving the bucket drive design of the shovel hydraulic road and construction machines]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie – Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2007, no. 3 (15), pp. 40–46.
16. Kobzov D. Yu., Kobzov A. Yu., Zhmurov V. V. *O raschyote ehkonomicheskoy ehffektivnosti modernizatsii gidrotsilindrov TTM* [On the calculation of economic efficiency of the TTM hydraulic cylinders modernization]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie – Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2008, no. 3 (19), pp. 26–30.
17. Kobzov D. Yu., Usova S. V. *Ehkspress-diyagnostika nesushchey sposobnosti gidrotsilindrov mashin* [Express-diagnostics of the bearing capacity of hydraulic cylinders of machines]. *Sovremennyye tekhnologii. Sistemnyy analiz.*

Modelirovanie – Modern technologies. System analysis. Modeling, 2009, no. 3 (23), pp. 174–179.

18. Kobzov D. Yu., Kobzov A. Yu., Lkhanag D. *Nesushchaya sposobnost' i resurs gidrotsilindrov mashin* [Bearing capacity and life of hydraulic cylinders of machines]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii – Systems. Methods. Technologies*, 2009, no. 2, pp. 24–28.

19. Kobzov D. Yu., Usova S. V., Furzanov S. Yu. *O diagnosticheskom parametre nesushchey sposobnosti gidrotsilindrov mashin* [On the diagnostic parameter of bearing capacity of hydraulic machines]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii – Systems. Methods. Technologies*, 2009, no. 2, pp. 29–32.

20. Kobzov D. Yu., Zhmurov V. V., Kobzova I. O., Lkhanag D. *K raschyotu progiba gidrotsilindra v rezul'tate ego prodol'no nagruzheniya* [To the calculation of the deflection of the hydraulic cylinder as a result of its longitudinal loading]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie – Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2010, no. 4, pp. 64–69.

21. Kobzov D. Yu. *Gidrotsilindry dorozhnykh i stroitel'nykh mashin. Ch. 1. Konstruktsiya. Nadyozhnost'. Perspektivy razvitiya* [Hydraulic cylinders of road and construction machines. Part 1. Design. Reliability. Prospect of development]. Bratsk. industr. in-t Publ., 1998, 59 p. Dep. v MASHMIR 13.08.1998, no 2-sd 1998.

22. Kobzov D. Yu., Eresko S. P. *Metodika opredeleniya ehkstsentrizeta v oporakh krepleniya gidrotsilindra* [The method of determining the eccentricity in the supports of the hydraulic cylinder]. *Gornoe oborudovanie i ehlektromekhanika. Nauchno-analiticheskiy i proizvodstvennyy zhurnal. Izd-vo «Novye tekhnologii» – Mining equipment and electromechanics. Scientific-analytical and production journal*, 2009, no. 3, pp. 38–43.

23. Kobzov D. Yu., Zhmurov V. V., Kobzova I. O., Gubanov V. G. *Opredelenie parametrov naibol'shego nagruzheniya gidrotsilindrov mnogozvennoy mashiny* [Determination of the parameters of the greatest loading of hydraulic cylinders of a multi-link machine]. *Sovremennye*

tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie – Modern technologies. System analysis. Modeling, 2016, no. 2 (50), pp. 49–58.

24. Kobzov D. Yu. *Nauchnye osnovy obespecheniya rabotosposobnosti i povysheniya nadyozhnosti gidrotsilindrov povyshennogo tiporazmera. Diss. dokt. tekhn. nauk* [Scientific basics for ensuring the efficiency and reliability of big-sized hydraulic cylinders. Dr. Sci. Tech. diss.]. Tomsk, 2013, 567 p.

25. Syritsyn T. A. *Nadyozhnost' gidro- i pnevmoprivoda* [Reliability of the hydraulic and pneumatic drivers]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, 216 p.

26. Kobzov D. Yu., Pleshivtseva S. V., Zhmurov V. V. *Analiz konstruktivnykh i perspektivnykh razvitiya gidroprivoda vozvratno-postupatel'nogo deystviya* [Analysis of the structure and prospects of the hydraulic drive with the reciprocating action of movement]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie – Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2007, no. 4 (16), pp. 39–44.

27. Vasil'chenko V. A. *Gidravlicheskie oborudovanie mobil'nykh mashin* [Hydraulic equipment of mobile machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983, 301 p.

28. Kobzov D. Yu., Eresko S. P., Zhmurov V. V. *Gidrotsilindry dorozhnykh i stroitel'nykh mashin. Ch. 6. Rabotosposobnost'. Nadyozhnost'. Varianty modernizatsii* [Hydraulic Cylinders of road and construction machines. Part 6. Efficiency. Reliability. Upgrade options]. Bratsk. gos. un-t. Publ., 2012, 43 p.

29. Kobzov D. Yu. *O nadyozhnosti i rabotosposobnosti gidrotsilindrov povyshennogo tiporazmera* [On the reliability and performance of hydraulic cylinders of increased size]. *Vestnik Tadzhikskogo tekhnicheskogo universiteta – Bulletin of the Tajik technical University* 2012, no. 4 (20), pp. 30–39.

30. Kragel'skiy I. V., Dobychin M. N., Kombalov V. S. *Osnovy raschyotov na trenie i iznos* [Basics of calculations for friction and wear]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977, 526 p.