

Практические рекомендации по созданию длинноходового гидроцилиндра с промежуточной поддерживающей сенсорной опорой

Д.Ю. Кобзов^a, В.Г. Губанов^b, В.В. Жмуров^c, А.Ю. Кобзов^d

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

^a kobzov7159@mail.ru, ^b info@hydrotrans.ru, ^c wzhmurov@mail.ru, ^d career@mail.ru

^a <https://orcid.org/0000-0002-1745-4864>, ^b <https://orcid.org/0000-0002-2271-9062>,

^c <https://orcid.org/0000-0002-2271-9062>, ^d <https://orcid.org/0000-0003-3482-1432>

Статья поступила 15.09.2020, принята 20.09.2020

Анализ эксплуатационной надежности гидрофицированных дорожных и строительных машин (ДСМ) показал, что в их гидроприводе максимальный процент отказов приходится на долю гидроцилиндров рабочего оборудования. В процессе эксплуатации, как правило, наклонно расположенный в пространстве гидроцилиндр возвратно-поступательного перемещения с односторонним штоком в результате продольно-поперечного нагружения деформируется в вертикальной продольной плоскости с появлением у него полного прогиба. Одновременно такое функциональное расположение силового гидроцилиндра под нагрузкой приводит к увеличению реакций в его подвижных герметизируемых сопряжениях, что значительно ухудшает условия работы элементов этих сопряжений, повышает в них температуру и увеличивает интенсивность изнашивания. Перечисленные недостатки традиционной конструкции гидроцилиндра могут быть устранены путем приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близкое к таковому через поддержку корпуса гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опорой. При этом конструкция и параметры опоры ориентированы на поддержку гидроцилиндра с приведением к нулю реакции в его наименее надежном сопряжении «шток – направляющая втулка». В статье приводятся практические рекомендации по созданию гидроцилиндра с промежуточной сенсорной поддерживающей опорой. Предлагаются варианты подключения вспомогательного гидроцилиндра к гидросистеме ДСМ в зависимости от вида поддержки основного гидроцилиндра, снизу или сверху. На основании анализа реакций, действующих в его подвижных герметизируемых сопряжениях, определены параметры вспомогательного гидроцилиндра. В зависимости от конструктивного исполнения гидрофицированного рабочего оборудования ДСМ предложено конструктивное исполнение его крепления.

Ключевые слова: гидроцилиндр; деформация; надежность; реакция; прогиб.

Practical recommendations for creating a long-stroke hydraulic cylinder with intermediate support sensor unit

D.Yu. Kobzov^a, V.G. Gubanov^b, V.V. Zhmurov^c, A.Yu. Kobzov^d

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

^a kobzov7159@mail.ru, ^b info@hydrotrans.ru, ^c wzhmurov@mail.ru ^d career@mail.ru

^a <https://orcid.org/0000-0002-1745-4864>, ^b <https://orcid.org/0000-0002-2271-9062>,

^c <https://orcid.org/0000-0002-2271-9062>, ^d <https://orcid.org/0000-0003-3482-1432>

Received 15.09.2020, accepted 20.09.2020

The analysis of the operational reliability of hydraulic road and building construction machines (RBCM) has shown that in their hydraulic drive the maximum percentage of failures falls on the hydraulic cylinders of the working equipment. During operation, as a rule, an obliquely located reciprocating cylinder with a one-sided rod as a result of longitudinal-transverse loading is deformed in a vertical longitudinal plane with the appearance of a complete deflection. At the same time, such a functional arrangement of the hydraulic power cylinder under load leads to an increase in reactions in its movable sealed couplings, which significantly worsens the operating conditions of the elements of these couplings, increases their temperature and increases the intensity of wear. The listed disadvantages of the traditional design of the hydraulic cylinder can be eliminated by bringing the hydraulic cylinder from the longitudinal-transverse bending state to the stability state or close to that through the support of the hydraulic cylinder body by an intermediate sensor support. At the same time, the design and support parameters are focused on supporting the hydraulic cylinder with the reduction to zero of the reaction in its least reliable joint "rod - guide bushing". The article provides practical recommendations for creating a hydraulic cylinder with an intermediate sensor support. Options for connecting an auxiliary hydraulic cylinder to the RBCM hydraulic system are offered, depending on the type of support for the main hydraulic cylinder, from below or from above. Based on the analysis of the reactions acting in its movable sealed joints, the parameters of the auxiliary hydraulic cylinder are determined. Depending on the design of the hydraulic powered working equipment of the RBCM, the design of its fastening is proposed.

Keywords: hydraulic cylinder; deformation; reliability; reaction; deflection.

Введение. Повышение уровня давления рабочей жидкости гидросистем, увеличение скорости движения штока, его хода, а также размеров гидроцилиндров и интенсивности использования их во времени является неизбежным следствием увеличения единичных мощностей дорожных и строительных машин (ДСМ) [1–6].

Основным недостатком существующей конструкции наиболее распространенного на ДСМ гидроцилиндра возвратно-поступательного перемещения двухстороннего действия с односторонним штоком является то, что до приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия он имеет полный прогиб, определяемый как сумма прогиба в результате несоосности его основных несущих элементов (штока и гильзы), обусловленного наличием зазоров в его сопряжениях «поршень – гильза» и «шток – направляющая втулка», прогиба в результате наличия возможного начального (технологического) искривления длинномерных элементов (штока и корпуса), регламентируемого технологическим допуском на непрямолинейность изготовления длинномерных изделий, а также прогиба от действия поперечных сил — весов этих элементов [7–13].

После приложения эксплуатационного продольного сжимающего усилия, т. е. при подаче под давлением жидкости в поршневую полость гидроцилиндра, полная деформация гидроцилиндра увеличивается и, будучи плечом приложения этого усилия, приводит к возрастанию полного изгибающего момента, могущего вызвать критические напряжения и, соответственно, появление пластических деформаций у штока гидроцилиндра и последующую потерю гидроцилиндром работоспособности в результате заклинивания штока с поршнем в корпусе (гильзе) гидроцилиндра.

Продольное сжимающее усилие, как правило, непостоянно на протяжении рабочего цикла ДСМ,

например, одноковшового экскаватора, и в данном случае является функцией сопротивления грунта копанью.

По мере изнашивания трущихся поверхностей элементов гидроцилиндра, приводящего, опять-таки, к увеличению его полной деформации, соответственно, к увеличению действующих продольных и поперечных нагрузок, условия функционирования гидроцилиндра ухудшаются с большей интенсивностью, следствием чего является снижение его надежности и ресурса работоспособности как по несущей, так и по герметизирующей способности.

Задача. Перечисленные недостатки традиционной конструкции гидроцилиндра могут быть устранены путем приведения гидроцилиндра из состояния продольно-поперечного изгиба в состояние устойчивости или близком к таковому через поддержку корпуса (гильзы) гидроцилиндра сенсорной промежуточной опорой, в связи с чем в статье приводятся практические рекомендации по созданию промежуточной поддерживающей сенсорной опоры [14–15].

Исходная информация. В качестве примера принят один из наиболее нагруженных и наименее надежных гидроцилиндров ДСМ, получивший распространение в качестве привода рукоятки на одноковшовых экскаваторах IV–V размерных групп с параметрами: диаметр поршня (гильзы) $D_{1,3} = 0,14$ м, диаметр штока (направляющей втулки) $D_{2,4} = 0,09$ м, ход штока (поршня) $z = 1,4$ м и давление в гидросистеме ДСМ $p = 25$ МПа.

При этом во внимание не принимаются кинематические особенности конструкции рабочего оборудования гидрофицированной многозвенной ДСМ, а в качестве характеристик рабочего процесса гидроцилиндра рассматриваются величина текущего положения его штока z и значение угла Θ наклона гидроцилиндра к поверхности тяготе-ния [16–20].

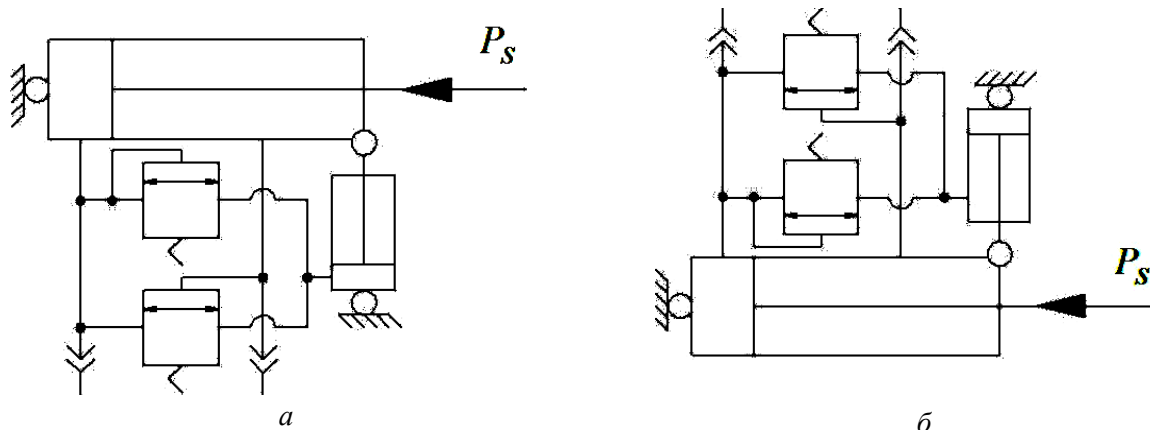


Рис. 1. Принципиальные схемы промежуточной поддерживающей сенсорной опоры гидроцилиндра снизу (а) и сверху (б) по А. с. СССР № 1386758 и № 1735620, по патентам РФ № 2046893 и № 2050479

Основные положения. Основным параметром промежуточной сенсорной поддерживающей опоры (рис. 1), определяющим ее конструктивное исполнение, является развиваемое ею поддерживающее усилие F , величина которого зависит от конструктивных характеристик конкретного длинноходового гидроцилиндра ДСМ, его рабочего процесса и действующих нагрузок.

Как следует из принципиальных схем промежуточной сенсорной опоры (рис. 1), в ней в качестве поддерживающего элемента используется гидроцилиндр двустороннего действия с односторонним штоком [14].

При известном требуемом поддерживающем усилии F (рис. 2 и 3) диаметр поршня D_1 гидроцилиндра сенсорной опоры при моторном ходе штока, т. е. при подаче жидкости в его поршневую полость, находится по формуле (1):

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi k_k \left(p_1 - \frac{1}{\varphi} p_2 \right)}}, \quad (1)$$

при насосном ходе, т. е. при подаче жидкости в штоковую полость, — по формуле (2):

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi k_k \left(\frac{1}{\varphi} p_1 - p_2 \right)}}, \quad (2)$$

после чего значение D_1 корректируется по основному либо дополнительному рядум из ГОСТ 6540-68.

В записях (1) и (2): p_1, p_2 — номинальное давление жидкости в поршневой и штоковой полости соответственно [7–13]; k_k — механический коэффициент полезного действия (КПД) гидроцилиндра; φ — коэффициент, учитывающий соотношение площадей поршневой и штоковой полости гидроцилиндра, в частности, для применяемых на ДСМ [7–13].

Диаметр штока D_2 поддерживающего гидроцилиндра подбирается из основного либо дополнительного рядов источника [16] после определения его по формуле (3):

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 \left(1 - \frac{1}{\varphi} \right)}, \quad (3)$$

полученной путем несложных преобразований из известной записи (4) при известном диаметре поршня D_1 :

$$\varphi = \frac{D_1^2}{D_1^2 - D_2^2}. \quad (4)$$

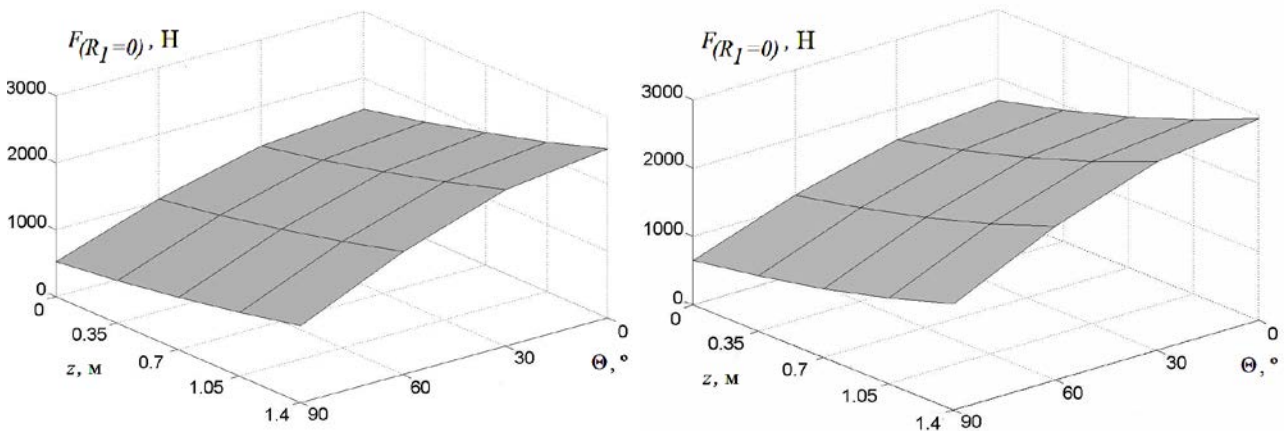


Рис. 2. Усилия поддержки F , реализуемые промежуточной поддерживающей сенсорной опорой при $R_1 = 0$ в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра, величины выдвигания его штока и давления рабочей жидкости в гидросистеме, 16 и 20 МПа соответственно

Однако, как следует из последних иллюстраций (рис. 2 и 3), требуемая величина усилия F возрастает по мере увеличения давления в штатной гидросистеме ДСМ, а ее изменение, в зависимости от характеристик z и Θ , имеет, к сожалению, нелинейный характер, что должно приниматься во внимание при создании промежуточной поддерживающей сенсорной опоры с конкретными значениями D_1 и D_2 .

Здесь с целью разрешения названной проблемы

целесообразно обратить внимание на рабочий процесс поддерживаемого гидроцилиндра ДСМ, разбирая его варианты пошагово, от простого к сложному.

В первом случае, если гидроцилиндр в процессе своего функционирования не перемещается в пространстве, имеет фиксированное вертикальное, горизонтальное или наклонное расположение и в процессе функционирования полностью использует ход штока z , то изменение поддерживающего

усилия F при максимальном перемещении штока, т. е. в диапазоне $0 \leq z \leq z_{max}$, составляет для нашего примера (рис. 4 и 5) ориентировочно:

- при вертикальном расположении: 600, 900, 1 200 и 2 100 Н;
- при горизонтальном расположении: 1 000, 1 500, 1 700 и 2 600 Н;
- при наклонном расположении ($\approx 45^\circ$): 900, 1 200, 1 500 и 2 500 Н;
- для номинального давления рабочей жидкости в штатной гидросистеме ДСМ: 16, 20, 25 и 32 МПа соответственно.

Во втором случае, когда ход штока z используется не полностью, с целью уточнения вышеприведенных диапазонов изменения усилия F , необходимо воспользоваться безразмерным коэффи-

циентом k_z использования хода штока гидроцилиндра от его номинального значения в процессе функционирования ДСМ, описываемым выражением [16; 17]:

$$k_z = k_{z1} + k_{z2} = k_{z3} + k_{z4} = z / z_{ном} \leq 1, \quad (5)$$

где k_{z1}, k_{z3} — коэффициенты использования хода штока гидроцилиндра при его работе под нагрузкой соответственно при моторном и насосном движении его поршня; k_{z2}, k_{z4} — то же при работе гидроцилиндра без нагрузки при моторном и насосном ходе его штока соответственно; z — рабочее (моторное, насосное) перемещение штока; $z_{ном}$ — номинальный ход штока гидроцилиндра [16; 17].

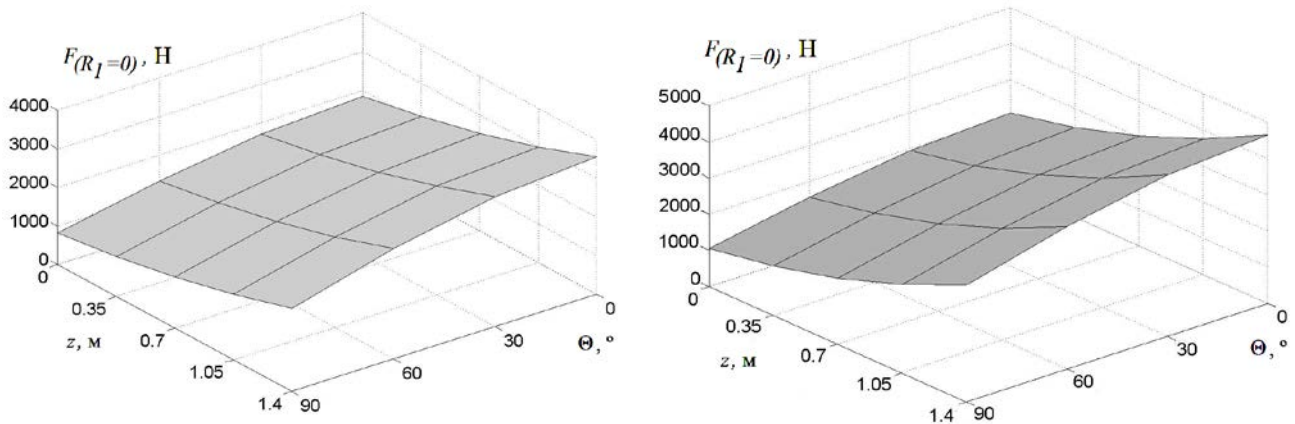


Рис. 3. Усилия поддержки F , реализуемые промежуточной поддерживающей сенсорной опорой при $R_1 = 0$ в зависимости от пространственного расположения гидроцилиндра, величины выдвигания его штока и давления рабочей жидкости в гидросистеме, 25 и 32 МПа соответственно

Здесь коэффициенты k_{z1}, k_{z3}, k_{z2} и k_{z4} без особого труда устанавливаются из анализа типовых осциллограмм [7–13], в которых масштабно по времени соотношены основные параметры системы привода ДСМ, например, одноковшового гидравлического экскаватора за цикл экскавации [7–13].

Отсюда, реальная величина эксплуатационного хода штока z составляет диапазон $[z_{min} \dots (z_{min} + k_z z_{ном})] = [z_{min} \dots (z_{min} + z)] = (z_{min} \dots z_{max})$, который, согласно выражению (5), как правило, меньше перечисленных выше, так как не превышает единицу. В нем z_{min} — нижняя граница, т. е. значение, характеризующее положение штока в момент начала рабочего цикла гидроцилиндра.

Подобным же образом могут быть получены, например, из источника [7–13], данные k_z об использовании хода штока z гидроцилиндров автогрейdera, некоторых марок бульдозеров и скреперов.

В третьем случае, если длинноходовой гидроцилиндр в процессе функционирования ДСМ совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение, то дополнительно к параметру z следует обратить внимание на рабочий диапазон

его пространственного перемещения, т. е. на угол Θ наклона гидроцилиндра к поверхности тяготения в процессе работы [14; 15].

Здесь, обработка данных [7–13] позволяет выявить протяженность хода штоков гидроцилиндров, используемых при экскавации конкретной земляной выемки в процессе копания грунта III категории. Так, для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша экскаватора III размерной группы она соответственно составила $z = (0,774; 0,768; 0,496 \text{ м})$, от значений $z_{min} = (0,226; 0,112; 0 \text{ м})$ до значений $z_{max} = (1,0; 0,880; 0,496 \text{ м})$ соответственно [7–13].

При этом рабочее перемещение в пространстве гидроцилиндра рукояти, как пример, ограничивается парами характеристик $\Theta = -36^\circ$ при $z_{min} = 0,112 \text{ м}$ и $\Theta = -19^\circ$ при $z_{max} = 0,88 \text{ м}$ [7–13], а изменение требуемой величины поддерживающего усилия F происходит в границах четырехугольного фрактала с координатами $(0,112 \text{ м}; |-19^\circ)$, $(0,88 \text{ м}; |-19^\circ)$, $(0,112 \text{ м}; |-36^\circ)$ и $(0,88 \text{ м}; |-36^\circ)$ от значения $F = 1 451 \text{ Н}$ до значения $F = 2 071 \text{ Н}$ при разнице в 620 Н для давления $p_{ном}$

жидкости в гидросистеме ДСМ.

Наконец, в четвертом случае длинноходовый гидроцилиндр в процессе функционирования ДСМ также совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение, но с реальными значениями давления p_1 и p_2 рабочей жидкости в полостях конкретного гидроцилиндра при его нагружении в процессе копания, вследствие чего, вместо номинального давления $p_{ном}$ жидкости в гидросистеме ДСМ, следует принимать во внимание величины p_1 и p_2 , которые в рассматриваемом случае составляют 16,1 и 1,0 МПа соответственно.

Здесь изменение требуемой величины поддерживающего усилия F происходит также в границах четырехугольного фрактала с координатами (0,112 м; $|-19^\circ|$), (0,88 м; $|-19^\circ|$), (0,112 м; $|-36^\circ|$) и (0,88 м; $|-36^\circ|$), но уже от значения $F = 1\ 200$ Н до значения $F = 1\ 770$ Н при разнице в 570 Н.

Кроме упомянутого выше графоаналитического метода, для уточнения действующей нагрузки, в данном случае величин давления p_1 и p_2 , рекомендуется [16–20] использовать коэффициенты $k_{ин}$ интенсивности и $k_{кн}$ концентрации нагрузки:

$$k_{ин} = p / p_{ном}; \quad (6)$$

$$k_{кн} = p_{max} / p_{ном}, \quad (7)$$

где $p_{ном}$ — номинальное значение действующей нагрузки; p — нагрузка наибольшей частоты; p_{max} — максимальное значение нагрузки.

Так, в отношении давления жидкости в гидросистеме ДСМ коэффициент $k_{ин}$ полагается коэффициентом использования номинального давления и количественно приводится для некоторых видов ДСМ в источниках [7–13].

Надо отметить, что учет действующего давления в полостях гидроцилиндра ДСМ также уме-

стен в случае его фиксированного пространственного расположения.

Переводя проведенный анализ с величины усилия F промежуточной поддерживающей сенсорной опоры, например, по схеме 3 а, на значение диаметра поршня D_1 ее гидроцилиндра с использованием выражения (1), надо так же пошагово отметить (табл. 1–3).

В первом случае разброс значений D_1 составляет 3...5 мм, во втором случае он уменьшается до 1...3 мм, в третьем случае равен 2,5 мм и, наконец, при последнем уточнении он составил 2 мм при перемещении штока от z_{min} до z_{max} , известном изменении угла Θ и диапазоне D_1 , равном 0,0108...0,0128 м.

Для проверки правильности назначения величины диаметра D_1 следует воспользоваться параметрами наибольшего нагружения гидроцилиндров рабочего оборудования многозвенной ДСМ, известными для принятого нами примера, в частности, из работ [14; 15], а именно, $z = 0,768$ м, $\Theta = -19^\circ$. Отсюда уточненная величина диаметра D_1 (выражение (1) окончательно составила 0,0126 м при усилии $F = 1\ 700$ Н, что соответствует последнему из вышеприведенных диапазонов.

Примечательно, что эта же методика применима для определения диаметра поршня D_1 гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры по схеме 3 б и расчетным формулам (1) и (3).

В заключение, анализируя силовое взаимодействие гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры с длинноходовым гидроцилиндром, совершающим в процессе своего функционирования пространственное перемещение относительно опорного элемента рабочего оборудования ДСМ, надо отметить следующее.

Таблица 1. Диаметр поршня D_1 гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры при поддержке снизу вертикально ($\Theta = 90^\circ$) расположенного длинноходового гидроцилиндра

Давление рабочей жидкости, p_1 , МПа	Диаметр поршня D_1 , м				
	$z = 0$ м	$z = 0,35$ м	$z = 0,70$ м	$z = 1,05$ м	$z = 1,40$ м
16	0,007	0,007	0,008	0,009	0,010
20	0,007	0,007	0,008	0,009	0,010
25	0,007	0,007	0,008	0,009	0,010
32	0,007	0,007	0,009	0,010	0,011

Таблица 2. Диаметр поршня D_1 гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры при поддержке снизу горизонтально ($\Theta = 0^\circ$) расположенного длинноходового гидроцилиндра

Давление рабочей жидкости, p_1 , МПа	Диаметр поршня D_1 , м				
	$z = 0$ м	$z = 0,35$ м	$z = 0,70$ м	$z = 1,05$ м	$z = 1,40$ м
16	0,011	0,012	0,013	0,013	0,014
20	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014
25	0,010	0,011	0,011	0,012	0,014
32	0,009	0,010	0,011	0,012	0,014

Как известно [16–20], в 75 % случаев гидроцилиндр рабочего оборудования ДСМ образует треугольник с другими элементами привода, например, как это иллюстрируется на рис. 6: для гидроцилиндра подъема стрелы $\Delta A_1 B_1 C_1$, для гидроцилиндра привода рукояти $\Delta A_2 B_2 C_2$ и для гидроцилиндра поворота ковша $\Delta A_3 B_3 C_3$.

Применительно к нашему примеру (рис. 1 а и б), при выдвигании штока гидроцилиндра привода рукояти в начальный период он начинает отдаляться от стрелы до достижения углом $A_2 C_2 B_2$ значения 90° , после чего вновь начинает к ней при-

ближаться. Угол $A_2 B_2 C_2$ при этом сначала увеличивается с 9° до 18° , а затем уменьшается до 11° .

Другими словами, на первом этапе шток гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры выдвигается, а затем задвигается под действием на него со стороны длинноходового гидроцилиндра усилия P_F . Но и в том, и в другом случае гидроцилиндр опоры развивает усилие поддержки F , которое уравнивается действующей на длинноходовой гидроцилиндр эксплуатационной нагрузкой при условии, что реакция $R_1 = 0$.

Таблица 3. Диаметр поршня D_1 гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры при поддержке снизу наклонно ($\Theta \approx 45^\circ$) расположенного длинноходового гидроцилиндра

Давление рабочей жидкости, p_1 , МПа	Диаметр поршня D_1 , м				
	$z = 0$ м	$z = 0,35$ м	$z = 0,70$ м	$z = 1,05$ м	$z = 1,40$ м
16	0,010	0,011	0,011	0,012	0,013
20	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013
25	0,009	0,010	0,010	0,012	0,013
32	0,008	0,009	0,010	0,012	0,013

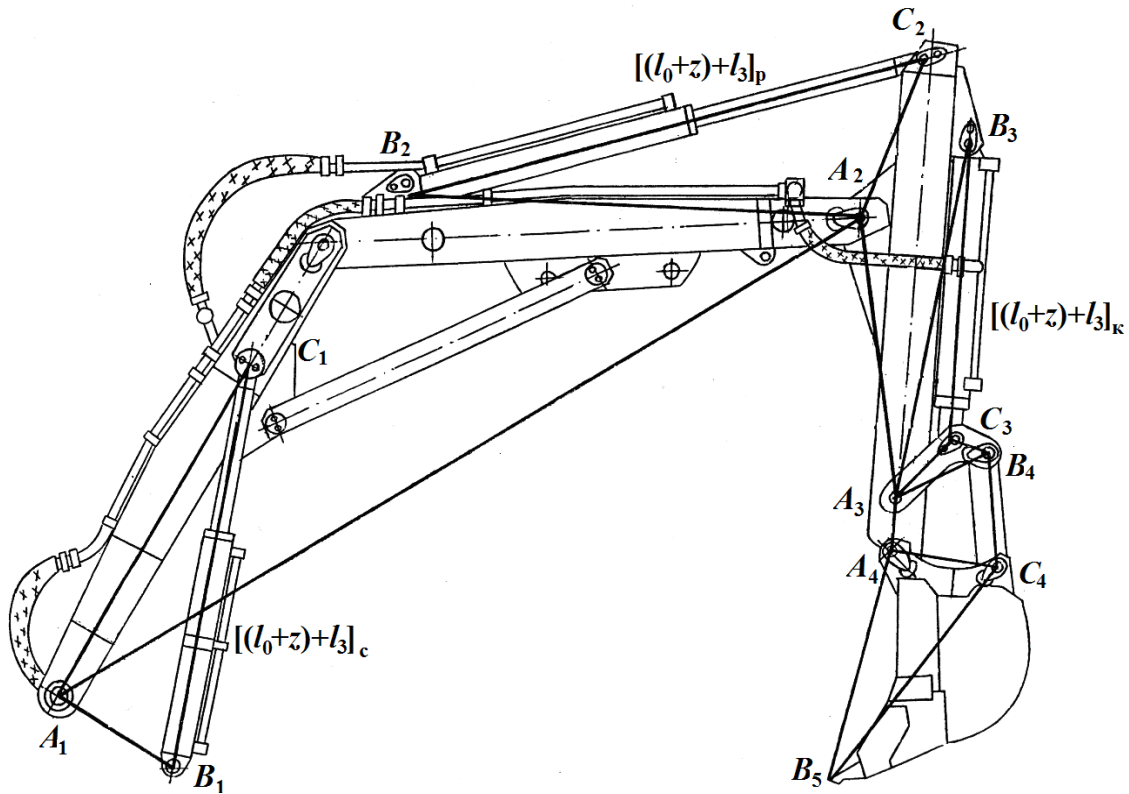


Рис. 4. Расчетная схема рабочего оборудования. Обратная лопата одноковшового гидравлического строительного экскаватора

Усилие P_F в случае применения опоры по схеме 1 а описывается общей для треугольников $\Delta A_2 B_2 C_2$ и $\Delta A_3 B_3 C_3$ (рис. 4) формулой (8):

$$P_F = P_S \frac{[(l_0 + z) + l_3]}{l_3} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \angle ACB\right) \cos \angle ACB \quad (8)$$

и должно превышать усилие P_Γ от сопротивления

рабочей жидкости, вытесняемой из поршневой полости гидроцилиндра промежуточной сенсорной поддерживающей опоры.

Применительно к рабочему оборудованию прямая лопата одноковшового гидравлического строительного экскаватора (рис. 5) с промежуточной

поддерживающей сенсорной опорой по схеме 1 б, при выдвигении штока гидроцилиндра привода рукояти в начальный период он начинает отдаляться от стрелы до достижения углом $A_2C_2B_2$ значения 90° , после чего вновь начинает к ней приближаться.

Другими словами, на первом этапе шток гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры выдвигается под действием на него со стороны длинноходового гидроцилиндра усилия P_F , а затем задвигается. Но и в том, и в другом случае гидроцилиндр опоры развивает усилие поддержки F , которое уравнивается действующей на длинноходовой гидроцилиндр эксплуатационной нагрузкой при условии, что реакция $R_1 = 0$.

Усилие P_F в случае применения опоры по схеме 1 б описывается общей для треугольников $\Delta A_1B_1C_1$, $\Delta A_2B_2C_2$ и $\Delta A_3B_3C_3$ (рис. 4) формулой (9):

$$P_F = P_S \frac{[(l_0 + z) + l_3]}{l_3} \cos(\angle ACB - \frac{\pi}{2}) \cos(\pi - \angle ACB) \quad (9)$$

и должно превышать усилие P_Γ от сопротивления рабочей жидкости, вытесняемой из штоковой полости гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры (см. рис. 1 б).

Гидравлическое сопротивление P_Γ в случае

применения промежуточной поддерживающей сенсорной опоры по схеме 3 а составляет:

$$P_\Gamma = \frac{\pi D_1^2}{4} p_1 (1 - \eta_\Gamma), \quad (10)$$

а в случае применения схемы 3 б:

$$P_\Gamma = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} p_1 (1 - \eta_\Gamma), \quad (11)$$

где η_Γ — гидравлический коэффициент полезного действия.

Окончательное же назначение величины D_1 должно сопровождаться оценкой объекта применения длинноходового гидроцилиндра с позиций ответственности его функционального назначения и безопасности жизнедеятельности.

Предлагаемый вариант конструктивного исполнения промежуточной поддерживающей сенсорной опоры на примере многозвенной гидрофицированной ДСМ, в качестве которой принят одноковшовый гидравлический строительный экскаватор V размерной группы, представлен на рис. 6.

На два спаренных гидроцилиндра привода рукояти и гидроцилиндр поворота ковша устанавливаются захваты (рис. 6 и 8 а), изготовленные из стандартных профилей посредством сварки и болтовых соединений.

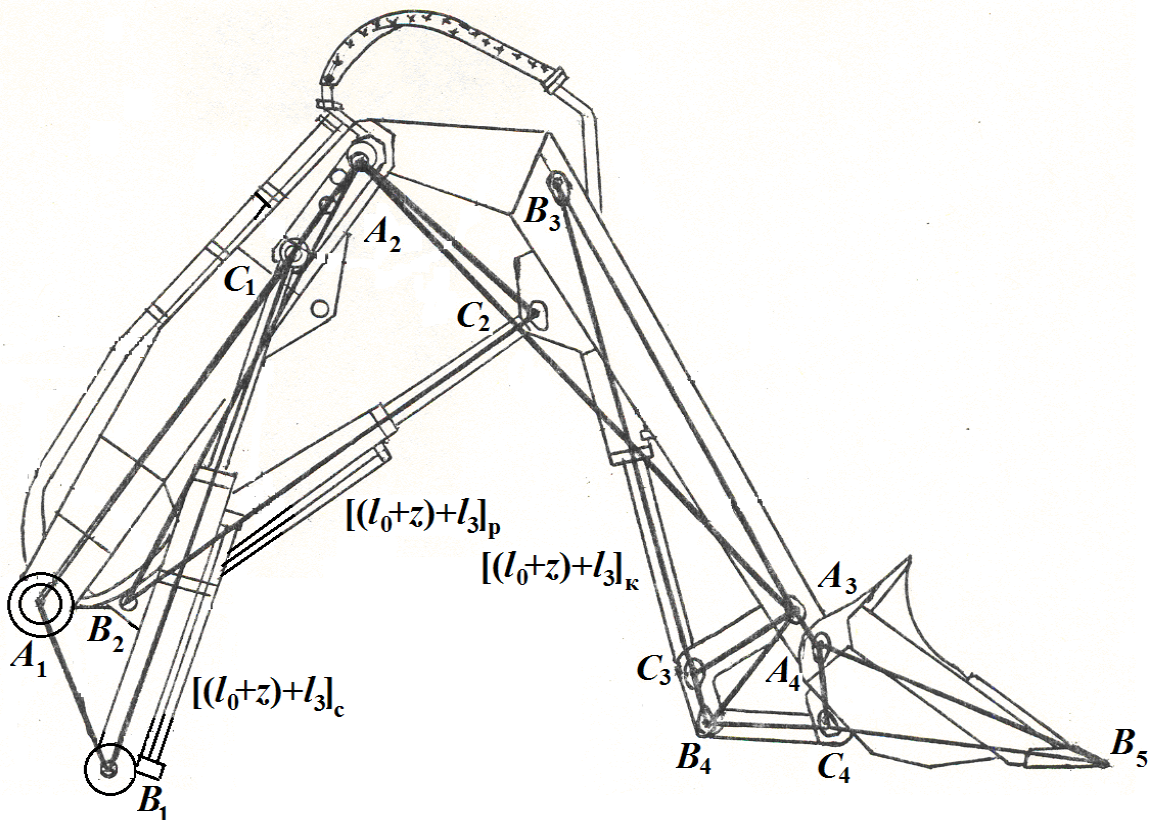


Рис. 5. Расчетная схема рабочего оборудования. Прямая лопата одноковшового гидравлического строительного экскаватора.

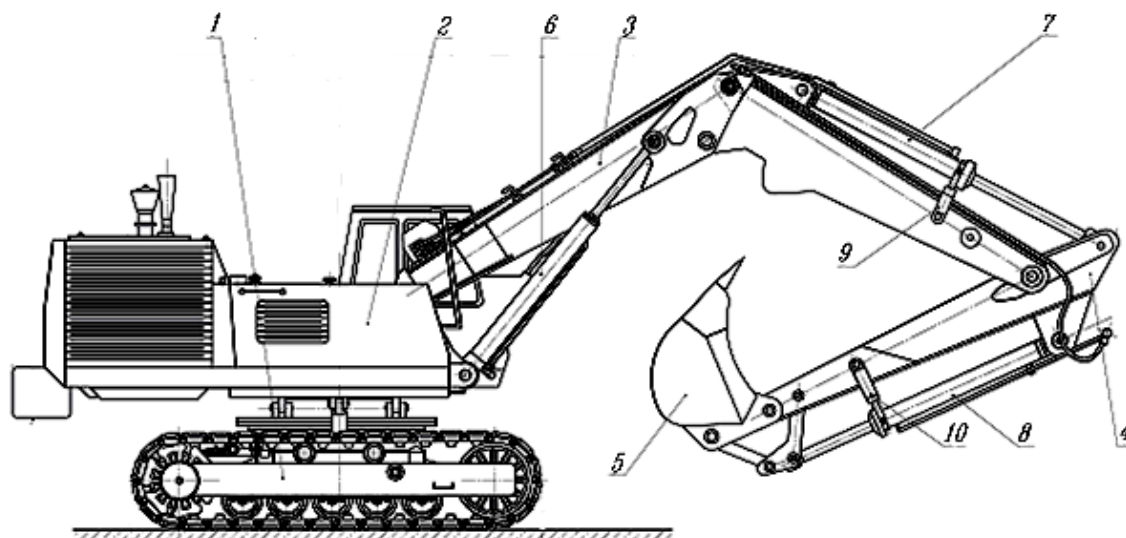


Рис. 6. Принципиальная схема установки промежуточных поддерживающих сенсорных опор на гидроцилиндрах привода рукояти и поворота ковша одноковшового гидравлического строительного экскаватора: 1 — ходовое оборудование; 2 — опорно-поворотная платформа; 3 — стрела; 4 — рукоять; 5 — ковш; 6 — гидроцилиндры стрелы; 7 — гидроцилиндры рукояти; 8 — гидроцилиндр ковша; 9, 10 — гидроцилиндры поддерживающих опор

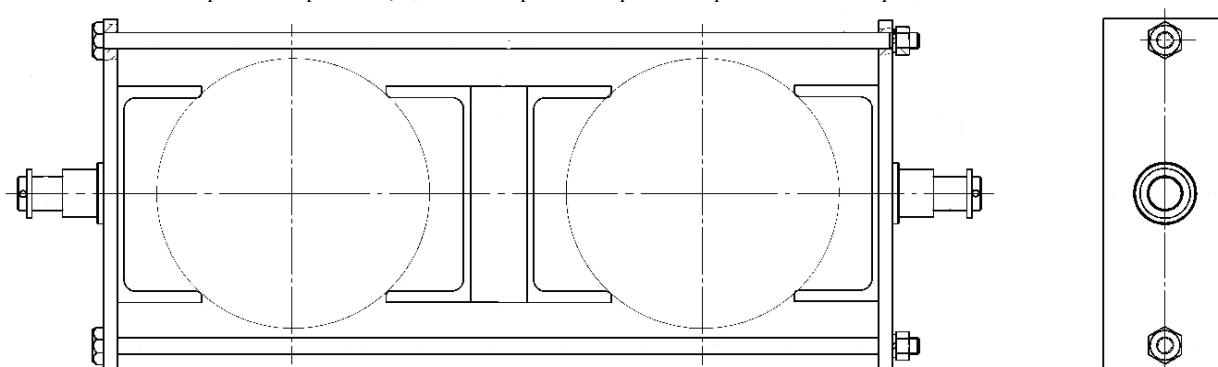


Рис. 7. Фронтальный и торцевой виды захвата спаренных гидроцилиндров рукояти

К торцевым поверхностям захватов приварены цапфы (см. рис. 8 б), к которым прикрепляются проушины штоков гидроцилиндров промежуточных поддерживающих сенсорных опор.

Подобные же цапфы, к которым крепятся проушины гильз гидроцилиндров промежуточных поддерживающих сенсорных опор, прикрепляются по одной с каждой стороны к боковым поверхностям стрелы для поддержки двух гидро-

цилиндров привода рукояти, а также к боковым поверхностям рукояти для поддержки гидроцилиндра поворота ковша (см. рис. 7).

Поршневая и штоковая полости гидроцилиндров промежуточных поддерживающих сенсорных опор гибкими рукавами высокого давления присоединяются к штатной гидросистеме машины в соответствии со схемами, представленными на рис. 1.

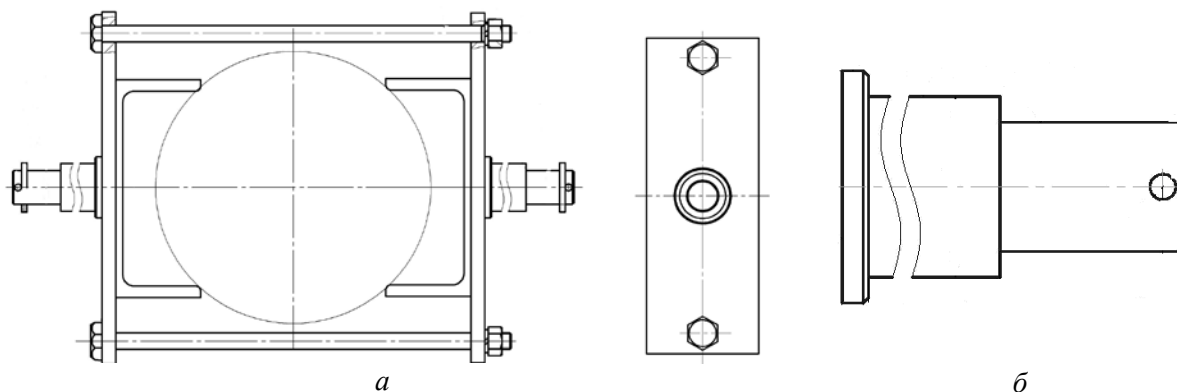


Рис. 8. Фронтальный вид захвата гидроцилиндра ковша (а) и цапфы (б)

Выводы. Разработанные практические рекомендации по созданию гидроцилиндра с промежуточной поддерживающей сенсорной опорой позволяют заключить:

- главным параметром промежуточной поддерживающей сенсорной опоры является диаметр поршня D_1 , который описывается предложенными в работе формулами, в зависимости от схемы поддержки, и корректируется в соответствии с основным либо дополнительным рядами стандарта ГОСТ 6540-68;

- диаметр штока D_2 определяется также из основного либо дополнительного ряда стандарта ГОСТ 6540-68 в зависимости от известного параметра φ с учетом параметра D_1 ;

- при установлении значения диаметра поршня D_1 в случае, когда основной гидроцилиндр в процессе своего функционирования не перемещается в пространстве, имеет фиксированное вертикальное, горизонтальное или наклонное расположение и в процессе функционирования полностью использует ход штока z , следует принимать во внимание изменение поддерживающего усилия F при максимальном перемещении штока, т. е. в диапазоне $0 \leq z \leq z_{max}$;

- во втором случае, когда ход штока z основного гидроцилиндра при его фиксированном расположении используется не полностью, с целью уточнения диапазона изменения усилия F при установлении значения D_1 необходимо учитывать величину использования хода штока z основного гидроцилиндра;

- в третьем случае, если длинноходовый гидроцилиндр в процессе функционирования ДСМ

совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение, то дополнительно к ходу штока z при определении величины D_1 следует обращать внимание на оценку «рабочий диапазон перемещения гидроцилиндра в пространстве», т. е. на угол Θ его наклона к горизонту;

- в четвертом случае, при установлении величины D_1 в случае, когда длинноходовый гидроцилиндр в процессе функционирования ДСМ также совершает в пространстве сложное плоскопараллельное перемещение, но с реальными значениями давления p_1 и p_2 рабочей жидкости в его полостях при нагружении в процессе копания, вместо номинального давления $p_{ном}$ жидкости в гидросистеме ДСМ, следует учитывать их значения;

- в общем случае, изменение требуемой величины поддерживающего усилия F для реализации условия $R_1 = 0$, главным образом определяющего величину диаметра поршня D_1 , происходит в границах четырехугольного фрактала с конкретными координатами z и Θ при известных значениях p ;

- наконец, определение значения диаметра поршня D_1 необходимо осуществлять с учетом конструкции рабочего оборудования ДСМ.

Подытоживая вышесказанное, надо отметить, что конструктивные параметры вспомогательного гидроцилиндра промежуточной поддерживающей сенсорной опоры следует принимать для конкретной гидрофицированной ДСМ с учетом ее функционального назначения, безопасности жизнедеятельности, а также конструкции ее рабочего оборудования, условий эксплуатации, особенностей рабочего процесса, действующих нагрузок и режима нагружения.

Литература

1. Королев А.В. Зарубежные гидравлические экскаваторы с рабочим оборудованием для грузопереработки // Строительные и дорожные машины. 1993. № 6. С. 3–5.
2. Королев А.В. Гидравлические одноковшовые экскаваторы фирмы Weimar Baumaschinen // Строительные и дорожные машины. 1995. № 10. С. 8–10.
3. Королев А.В. Малогобаритный универсальный погрузчик UNC-060 // Строительные и дорожные машины. 1990. № 10. С. 12–14.
4. Королев А.В. Сменное рабочее оборудование экскаваторов и погрузчиков, изготавливаемое специализированными зарубежными фирмами // Строительные и дорожные машины. 1991. № 12. С. 7–9.
5. Li Tian Jue. Hydraulic engineering handbook. Beijing: Mechanics Industry Press, 1990. 2230 p. (на кит. яз.).
6. Yeaple Franklin D. Fluid power design handbook. 2nd ed., rev. and expanded / Marcel Dekker, Inc. New York and Basel, USA, 1990. p. 175–181, 615–649.
7. Крикун В.Я., Крикун А.В. Расчет параметров привода рабочего оборудования гидравлических экскаваторов как единой механической системы // Строительные и дорожные машины. 1993. № 5. С. 27–29.
8. Никулин К.К., Устименко А.Ю. Оценка деформаций гидроцилиндров при динамическом нагружении. Тула, 1989. 7 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №80–сд89.
9. Schmausser Gerhard, Pittner Klaus J. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland, 35. 1991. № 10. С. 767–775.
10. Volder M., Reynaerts D. Pneumatic and hydraulic microactuators: a review / J. Micromech. Microeng. 043001. 2010. № 20. 18 с.
11. Love L., Lind R., Jansen J. Mesofluidic actuation for articulated finger and hand prosthetics / The 2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, October 11-15, St. Louis, USA, 2009. P. 2586–2591.
12. Bhaveshkumar P. PATEL, Jagdish M. Prajapati. Evaluation of bucket capacity, digging force calculations and static force analysis of mini hydraulic backhoe excavator // Machine design. 2012. V. 4. № 1. С. 59–67.
13. Yang C., Zhang J., Chen Y., Dong Y., Zhang Y. A review of exoskeleton-type systems and their key technologies / Proc. IMechE Vol. 222 Part C: J. Mechanical Engineering Science, 2008. P. 1599–1612.
14. Кобзов Д.Ю., Хютте В.И., Кобзов А.Ю. Гидросистема: патент №2100665 РФ, МКИ F15B11/00/. № 94039481/06; заявл. 27.09.94; опубл. 27.12.97, Бюл. № 36.
15. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей

- способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. № 3 (23). С. 174–179.
16. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения / Братский гос. техн. ун-т. Братск, 1999. Ч. 2. 108 с. Деп. в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-В1999.
 17. 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.
 18. Pühl H.-G. Zur statischen berechnung und prüfung nachgiebiger grubenstempel // Glückauf-Forschungshefte, Deutschland, 34. 1973. № 6. P. 237–244.
 19. Лаваришек В.Э., Акинфиев А.А., Елизарова В.Б. Продолжительность рабочего цикла гидравлических экскаваторов с обратной лопатой // Строительные и дорожные машины. 1991. № 2. С. 3–5.
 20. Григорьев С.М., Овандер В.Б. Повышение эксплуатационной надежности гидроцилиндров // Приводная техника. 1997. № 6. С. 18–19.
- Referens*
1. Korolyov A.V. Foreign hydraulic excavators with working equipment for cargo handling // Construction and Road Building Mashinery. 1993. № 6. P. 3–5.
 2. Korolyov A.V. Weimar Baumaschinen hydraulic single bucket excavators // Construction and Road Building Mashinery. 1995. № 10. P. 8–10.
 3. Korolyov A.V. Small-sized universal loader UNC-060 // Construction and Road Building Mashinery. 1990. № 10. P. 12–14.
 4. Korolyov A.V. Replacement working equipment for excavators and loaders manufactured by specialized foreign companies // Construction and Road Building Mashinery. 1991. № 12. P. 7–9.
 5. Li Tian Jue. Hydraulic engineering handbook. Beijing: Mechanics Industry Press, 1990. 2230 p. (na kit. yaz.).
 6. Yeaple Franklin D. Fluid power design handbook. 2nd ed., rev. and expanded / Marcel Dekker, Inc. New York and Basel, USA, 1990. P. 175–181, 615–649.
 7. Krikun V.YA., Krikun A.V. Calculation of drive parameters of hydraulic excavator working equipment as a single mechanical system // Construction and Road Building Mashinery. 1993. № 5. P. 27–29.
 8. Nikulin K.K., Ustimenko A.YU. Estimation of hydraulic cylinder deformations under dynamic loading. Tula, 1989. 7 p. Dep. v CNIIEStroj mash № 80-sd89.
 9. Schmausser Gerhard, Pittner Klaus J. Zur berechnung schlanrek arbeitszylinder // Ölhydraulik und Pneumatik, Deutschland, 35. 1991. № 10. P. 767–775.
 10. Volder M., Reynaerts D. Pneumatic and hydraulic microactuators: a review / J. Micromech. Microeng. 043001. 2010. № 20. 18 p.
 11. Love L., Lind R., Jansen J. Mesofluidic actuation for articulated finger and hand prosthetics / The 2009 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, October 11–15, St. Louis, USA, 2009. P. 2586–2591.
 12. Bhaveshkumar P. PATEL, Jagdish M. Prajapati. Evaluation of bucket capacity, digging force calculations and static force analysis of mini hydraulic backhoe excavator // Machine design. 2012. V. 4. № 1. P. 59–67.
 13. Yang C., Zhang J., Chen Y., Dong Y., Zhang Y. A review of exoskeleton-type systems and their key technologies / Proc. IMechE Vol. 222 Part C: J. Mechanical Engineering Science, 2008. P. 1599–1612.
 14. Kobzov D.YU., Hyutte V.I., Kobzov A.YU. Hydrosystem: patent №2100665 RF, MKI F15B11/00. № 94039481/06; заявл. 27.09.94; opubl. 27.12.97, Byul. № 36.
 15. Kobzov D.Yu., Usova S.V. Express diagnostics of the bearing capacity of hydraulic cylinders of cars // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2009. № 3 (23). P. 174–179.
 16. Kobzov D.YU., Tarasov V.A., Trofimov A.A. Hydraulic cylinders for road and construction vehicles. Operating conditions, working process, operating mode and loading parameters / Bratskij gos. tekhn. un-t. Bratsk, 1999. CH. 2. 108 p. Dep. v VINITI 01.12.1999, № 3552-V1999.
 17. Kobzov D.YU., Zhmurov V.V., Kobzova I.O., Gubanov V.G. Determination of parameters of the highest loading of hydraulic cylinders of a multi-link machine // Modern technologies. System analysis. Modeling. 2016. № 2 (50). P. 49–58.
 18. Pühl H.-G. Zur statischen berechnung und prüfung nachgiebiger grubenstempel // Glückauf-Forschungshefte, Deutschland, 34. 1973. № 6. P. 237–244.
 19. Lavarishek V.E., Akinfiev A.A., Elizarova V.B. The duration of the working cycle of the hydraulic excavators with backhoe // Construction and Road Building Mashinery. 1991. № 2. P. 3–5.
 20. Grigor'ev S.M., Ovander V.B. Improving the operational reliability of hydraulic cylinders // Privodnaya tekhnika. 1997. № 6. P. 18–19.