

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И РЕСУРС ГИДРОЦИЛИНДРОВ МАШИН

Анализ напряженно-деформированного состояния гидроцилиндра позволяет установить направления его модернизации с целью повышения несущей способности длинномерных элементов и увеличения межремонтного цикла.

Ключевые слова гидроцилиндр, надежность, прочность, ресурс.

Надежность гидроцилиндров в машиностроении по несущей (нагрузочной) способности в большинстве случаев ограничивается прочностью штока [1], вследствие чего условие его безотказного состояния в опасном сечении с координатой x целесообразно описывать методом неперевышения или «несущая способность — нагрузка» [2].

$$y_i(x) \leq [y]_i. \tag{1}$$

Роль нагрузки в неравенстве (1) выполняют текущие эксплуатационные напряжения $\sigma_i(x)$, а несущей способности допускаемые $[\sigma]_i$. Не секрет также, что разрушение (возникновение пластической деформации) штоков в большинстве случаев происходит по причине необратимого изменения микроструктуры их материала в результате циклического нагружения знакопеременной нагрузкой, то есть вследствие усталостного разрушения. При этом с достаточной степенью достоверности отрицательные напряжения σ_{\min} сжатия, возникающие в его опасном сечении, описываются выражением

$$y_{\min}(x) = \frac{P_i}{F(x)} + \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i y_T(x) + P_i e_i(x)}{W(x)}, \tag{2}$$

а положительные $\sigma_{\max}(x)$ растяжения — равенством

$$y_{\max}(x) = \frac{P_j}{F(x)} + \frac{M_Q(x) \pm M_{Rj}(x) + P_j e_j(x)}{W(x)}. \tag{3}$$

В обеих записях [1, 3]: $P_{i,j}$ — продольное толкающее (сжимающее), тянущее (растягивающее) усилие гидроцилиндра; $M_Q(x)$ — изгибающий момент от поперечной (вес гидроцилиндра) нагрузки; $M_{Ri,j}(x)$ — момент трения в опорных подшипниках гидроцилиндра, обусловленный кинематикой гидрофицированного привода машины и действием усилия $P_{i,j}$; $F(x)$ — площадь поперечного сечения штока; $W(x)$ — осевой момент сопротивления сечения штока; $y_T(x)$ — полный прогиб гидроцилиндра в результате его эксплуатационного продольно-поперечного нагружения; $e_{i,j}(x)$ — эксцентриситет приложения в опорах гидроцилиндра продольного сжимающего усилия $P_{i,j}$.

Так как в подавляющем большинстве случаев применения гидроцилиндров ДСМ $P_i \gg P_j$, то очевидно, что $|\sigma_{\min}(x)| > |\sigma_{\max}(x)|$, то есть цикл нагружения штоков является явно асимметричным с отрицательными средними напряжениями $\sigma_m(x)$, равными

$$y_m(x) = \frac{y_{\max}(x) + y_{\min}(x)}{2}. \tag{4}$$

Учитывая связь амплитудных напряжений $\sigma_a(x)$, характеризующихся зависимостью

$$y_a = \frac{|y_{\max}(x)| + |y_{\min}(x)|}{2} \tag{5}$$

с пределом σ_{-1} выносливости и напряжениями $\sigma_{\min}(x)$ и $\sigma_{\max}(x)$, окончательно условие (1) безотказного состояния штока с учетом (4) и (5) можно представить в виде:

$$y_i(x) = y_a(x) + \varphi_s y_m(x) \leq [y]_i = \frac{y_{-1}}{k_{si}}, \tag{6}$$

где φ_s — коэффициент чувствительности материала штока к асимметрии; k_{si} — коэффициент запаса прочности. Для случая, когда напряжения $\sigma_a(x) < 0$, коэффициент φ_s следует полагать равным нулю, то есть выражение (6) с учетом формулы (5) запишется несколько проще:

$$\frac{|y_{\max}(x)| + |y_{\min}(x)|}{2} \leq \frac{y_{-1}}{k_{si}}. \tag{7}$$

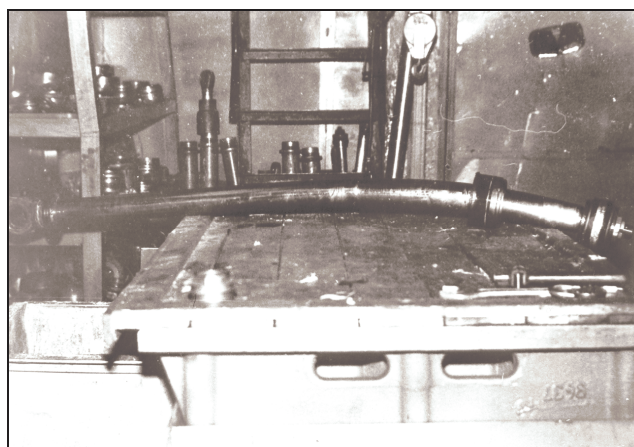


Рис. 1. Деформация штока гидроцилиндра рукояти экскаватора ЭО-4121А.

Анализ выражений (2) и (3) показывает, что единственной переменной входящей в них величиной является полный прогиб $y_T(x)$ гидроцилиндра, а это означает, что напряжения сжатия $\sigma_{\min}(x) = \text{var}$, а напряжения растяжения $\sigma_{\max}(x) = \text{const}$. То есть, окончательно условие (7) безотказного состояния гидроцилиндра может быть обозначено равенством (8)

$$y_i(x) = |y_{\min}(x)| \leq [y]_i = \frac{2y_{-1}}{k_{si}} - y_{\max}(x). \tag{8}$$

Другими словами, в результате внешнего воздействия на гидроцилиндр и внутреннего функционального взаимодействия его элементов текущие эксплуатационные напряжения $\sigma_i(x)$ непостоянны во времени, а непрерывно возрастают, достигая, по мере накопления повреждений, предельных

* — автор, с которым следует вести переписку.

значений. В этом случае эволюция гидроцилиндра по несущей способности может быть проиллюстрирована (рис. 2) функцией $\sigma_i(x)=f(t)$.

Эксплуатация гидроцилиндра начинается с напряжений $\sigma_1(x)$ и продолжается, как правило, до значения $[\sigma]_1$, за которым наступает параметрический, условный отказ [1]. Дальнейшее его применение сопряжено с риском возникновения полного, часто, явного отказа, возникающего за пределом прочности σ_{-1} , а посему допускаемый ресурс гидроцилиндра по напряжениям целесообразно ограничивать разностью $\{[\sigma]_1-\sigma_1(x)\}$. Отсюда, в том случае, когда известна некоторая усредненная скорость $d\sigma_i(x)/dt$ накопления напряжений $\sigma_i(x)$, несложно установить (9) как допускаемый

$$t_{1\ 2} = \frac{[y]_1 y_i(x)}{dy_i(x)/dt}, \quad (9)$$

так и предельный (10) срок службы гидроцилиндра

$$t_{1\ 3} = \frac{y_{-1} y_i(x)}{dy_i(x)/dt}. \quad (10)$$

Из всего вышесказанного следует, что модернизация гидроцилиндров в рассматриваемом направлении может иметь целью: либо уменьшение исходных напряжений $\sigma_i(x)$ (рис. 3а); либо увеличение допускаемых $[\sigma]_i$ (Рис. 3б); либо снижение скорости $d\sigma_i(x)/dt$ их накопления от значения $d\sigma_1(x)/dt$ до $-d\sigma_2(x)/dt$, при $d\sigma_1(x)/dt > d\sigma_2(x)/dt$.

В идеале же, целесообразно применение всех названных мероприятий в комплексе (рис. 3с).

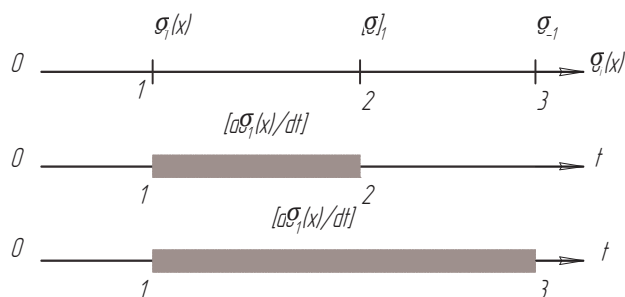


Рис. 2. Схема эволюции гидроцилиндра в процессе эксплуатации.

Причем, если первое и последнее предложения имеют свое конкретное инженерное приложение, то второе зачастую достигается повышением точности оценки коэффициента k_{si} запаса прочности штока гидроцилиндра при прочих известных условиях [5] для принятого уровня достоверности, например [2], по формуле

$$k_{si} = \frac{1}{1 - \omega_{r-1}^2 J^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{1 - \omega_{r-1}^2 J^2} \right) \left[\left(\frac{1}{1 - \omega_{r-1}^2 J^2} \right) - (1 - \omega_{\sigma}^2 J^2) \right]}, \quad (11)$$

при обязательном соблюдении условия

$$k_{si} > \frac{y_{-1}}{y_{-1} M_1 L}. \quad (12)$$

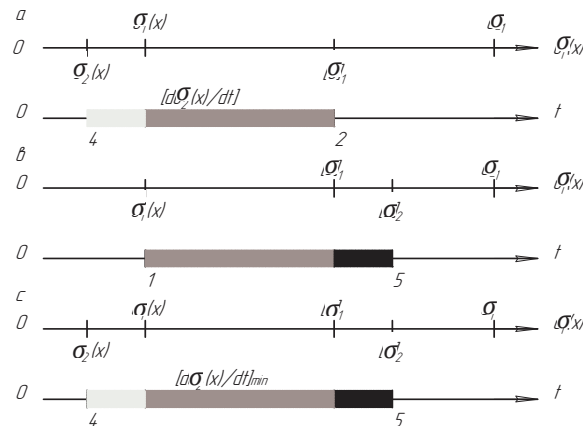


Рис. 3. Схемы эволюции модернизированного гидроцилиндра.

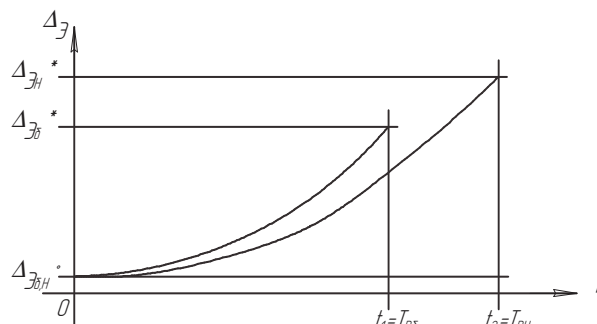


Рис. 4. Характер увеличения эквивалентных зазоров $\Delta_{ЭБ,и}$ в сопряжениях гидроцилиндра по мере его эксплуатации.

В выражениях (11) и (12) [2] ω_{-1} и ω_{σ} — соответственно коэффициенты вариации предела выносливости σ_{-1} и амплитудных напряжений $\sigma_{\sigma}(x)$; Λ — квантиль нормального распределения; μ_{-1} — среднее квадратическое отклонение предела выносливости σ_{-1} .

Рассмотрим, в качестве примера, наиболее интересный вариант комплексной модернизации гидроцилиндра (Рис. 3с), сравнивая его с исходным, базовым (Рис.2).

Диапазон работоспособности по напряжениям в этом случае составляет $\{[\sigma]_2-\sigma_2(x)\}$. С учетом выражения (2) напряжения $\sigma_i(x)$ связаны с деформацией гидроцилиндра формулой

$$y_T(x) = \frac{y_6(x) + y_{\sigma}(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_S(x) + e_i(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} = \frac{y_i(x)W(x)}{P_i} - \frac{W(x)}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i e_i(x)}{P_i}, \quad (13)$$

где $y_{\alpha}(x)$ — прогиб гидроцилиндра в результате угловой несоосности его основных элементов — штока и корпуса (гильзы) — обусловленной наличием зазоров в его подвижных герметизируемых сопряжениях [8]; $y_{\beta}(x)$ — прогиб гидроцилиндра из-за возможного наличия у его длинномерных элементов начального технологического искривления, регламентируемого допусками на непрямолинейность изготовления этих элементов [9, 10]; $y_Q(x)$ — прогиб гидроцилиндра вследствие поперечного нагружения силой тяжести его элементов [11]; $y_{Ri}(x)$ — прогиб гидроцилиндра в результате фрикционного взаимодействия элементов опорных

подшипников; $y_s(x)$ — динамический прогиб гидроцилиндра, обусловленный режимом торможения рабочего оборудования ДСМ; P_3 — сила Эйлера [17], равная (14) для нашего случая

$$P_3 = \frac{p^2 EI_{\min}}{(l_1 + l_2)^2}, \quad (14)$$

где E — модуль Юнга [17]; I_{\min} — момент инерции сечения штока, а $(l_1 + l_2)$ — длина штока с поршнем [1].

Несомненно, все характеристики уравнения (13) за исключением прогиба $u_\alpha(x)$, который увеличивается по мере изнашивания поршня и направляющей втулки, одинаковы при прочих равных условиях для обоих рассматриваемых вариантов и неизменны по мере эксплуатации гидроцилиндра.

Другими словами, вышеназванная переменная (15) составляет

$$y_6(x) = \left(1 - \frac{P_i}{P_3}\right) \left[\frac{y_i(x)W(x)}{P_i} - \frac{W(x)}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i e_i(x)}{P_i} \right] - [y_6(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_s(x) + e_i(x)]. \quad (15)$$

Отсюда, диапазон работоспособности гидроцилиндра можно, через прогиб $u_\alpha(x)$, представить разностью $[y_\alpha^*(x) - u_\alpha^\circ(x)]$ конечного $u_\alpha^*(x)$ и начального $u_\alpha^\circ(x)$ ее значений

$$y_6^\circ(x) = \left(1 - \frac{P_i}{P_3}\right) \left[\frac{y_i(x)W(x)}{P_i} - \frac{W(x)}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i e_i(x)}{P_i} \right] - [y_6^\circ(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_s(x) + e_i(x)]; \quad (16)$$

$$y_6^*(x) = \left(1 - \frac{P_i}{P_3}\right) \left[\frac{[y_i]_2 W(x)}{P_i} - \frac{W(x)}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i e_i(x)}{P_i} \right] - [y_6^*(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_s(x) + e_i(x)], \quad (17)$$

соответствующих напряжениям $\sigma_2(x)$ (16) и $[\sigma]_2$ (17).

Из источников [1, 8, 9] известна зависимость

$$y_6(x) = x \sin \beta_1 \approx x \beta_1, \quad (18)$$

которая в нашем примере принимает следующий вид:

$$y_6^\circ(x) = x t g \beta_1^\circ \approx x \beta_1^\circ; \quad (19)$$

$$y_6^*(x) = x t g \beta_1 \approx x \beta_1. \quad (20)$$

где x — абсцисса (18)—(20) опасного сечения его штока ($x = \text{idem}$ для сравниваемых случаев); α_1 — угол между осью штока и осью X , соединяющей центры опор крепления гидроцилиндра в системе координат XOY [1, 8-12, 16].

Установлено [12, 13], что угол α_1 связан с радиальными зазорами Δ_1 и Δ_2 соответственно в сопряжениях «поршень — гильза» и «шток — направляющая втулка» аппроксимирующей функцией

$$\beta_1 = k_\alpha m_1 \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n}. \quad (21)$$

где k_α и n — коэффициенты приближения [12];

m_1 — конструктивный параметр гидроцилиндра, характеризующий долю угла α_1 в полном угле α , равном $(\alpha_1 + \alpha_2)$; 1_0 — геометрическая характеристика гидроцилиндра [1]; z — величина текущего (промежуточного) выдвигания штока, гидроцилиндра.

Тогда, с учетом выше представленных рассуждений (21) сначала запишем диапазон его работоспособности:

по деформациям

$$\begin{aligned} [y_6^*(x) - y_6^\circ(x)] &= x(\beta_1^* - \beta_1^\circ) = \\ &= x k_\alpha m_1 \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)^* - (\Delta_1 + \Delta_2)^\circ}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n} = \\ &= x k_\alpha m_1 \frac{(\Delta_3^* - \Delta_3^\circ)}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n}; \end{aligned} \quad (22)$$

а затем окончательно — по зазорам

$$(\Delta_3^* - \Delta_3^\circ) = [y_6^*(x) - y_6^\circ(x)] \frac{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n}{x k_\alpha m_1}, \quad (23)$$

где (22), (23) Δ_3^* и Δ_3° — эквивалентные зазоры, приведенные к наименее износостойкому сопряжению гидроцилиндра.

Использование последней записи при известной интенсивности изнашивания элементов сопряжений, в данном случае — интегральной линейной $I_{6,n}$ [7], для конкретных условий эксплуатации гидроцилиндра [14, 15] позволит аналитически представить ресурс $T_{p6,n}$ гидроцилиндра как традиционного (индекс „б”), так и перспективного (индекс „н”) исполнений следующим образом:

$$T_{p6,n} = \frac{(\Delta_3^* - \Delta_3^\circ)_{6,n}}{I_{6,n} \left(\frac{z_W}{t_W} \right)}, \quad (24)$$

где z_W — рабочее перемещение штока гидроцилиндра в течение периода t_W его эксплуатации. Примечательно, что для сравниваемых объектов должно соблюдаться условие $(z_W/t_W) = \text{idem}$. Тогда, как это видно из равенства (24), между известным базовым ресурсом T_{p6} реального гидроцилиндра и искомым T_{pn} перспективного существует соотношение с известным коэффициентом пропорциональности k_{p1}

$$\frac{T_{pn}}{T_{p6}} = \frac{(\Delta_3^* - \Delta_3^\circ)_n}{(\Delta_3^* - \Delta_3^\circ)_6} \cdot \frac{I_6}{I_n} = k_{p1} \frac{I_6}{I_n}. \quad (25)$$

Здесь несложно видеть, что коэффициент $k_{p1} > 1$.

Из работ [6, 7] известна следующая нелинейная взаимосвязь интенсивности изнашивания I и действующей в сопряжении нагрузки p_a с показателем степени $\alpha = l + \beta t = \text{idem}$ и коэффициентом пропорциональности $A = \text{idem}$ для обоих рассматриваемых случаев

$$I = A p_a^\alpha = A p_a^{1+\beta t}. \quad (26)$$

Учитывая зависимость (26), после несложных преобразований запишем формулу (25) несколько иначе:

$$\frac{T_{pн}}{T_{pб}} = k_{p1} \frac{p_{аб}^б}{p_{ан}^б}. \quad (27)$$

Понятно, что нагрузка p_a , характеризующая контактное давление элементов сопряжения, может быть представлена для сравниваемых вариантов в виде:

$$p_{ан,б} = \frac{R_{н,б}}{F},$$

где $R_{н,б}$ — реакции в наименее износостойком сопряжении гидроцилиндра; F — площадь пятна контакта элементов этого сопряжения [18]; $F = idem$ для обоих случаев при прочих равных условиях. Таким образом, далее имеем:

$$\frac{T_{pн}}{T_{pб}} = k_{p1} \frac{R_{б}^б}{R_{н}^б}. \quad (29)$$

В свою очередь, реакции $R_{б,н}$ описываются равенством [1]

$$R_{н,б} = P_i \frac{y_{тб,н}(x) + e_i(x)}{(l_1 + l_2) - (l_0 + z)}, \quad (30)$$

в котором абсцисса x (30) является координатой рассматриваемого сопряжения гидроцилиндра.

Отсюда запишем формулу (29) следующим образом:

$$\frac{T_{pн}}{T_{pб}} = k_{p1} \frac{[y_{тб}(x) + e_i(x)]^б}{[y_{тн}(x) + e_i(x)]^б}. \quad (31)$$

Расписав прогиб $y_T(x)$ в соответствии с выражением (13) и выделив в нем переменную $y_a(x)$, запишем последнее уравнение иначе:

$$\frac{T_{pн}}{T_{pб}} = k_{p1} \frac{\left[\frac{y_{бб}(x) + Y_T(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} + e_i(x) \right]^б}{\left[\frac{y_{бн}(x) + Y_T(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} + e_i(x) \right]^б}. \quad (32)$$

Здесь, как показано выше, промежуточная константа $Y_T(x)$ составляет

$$Y_T(x) = y_s(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_S(x) + e_i(x). \quad (33)$$

Принимая далее во внимание выражения (21), (22), (27) и (31)—(34) трансформируем равенство (32) следующим образом

$$\frac{T_{pн}}{T_{pб}} = k_{p1} \frac{\left[\frac{xk_б m_1 \frac{\Delta_{эб}(t)}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n} + Y_T(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} + e_i(x) \right]^б}{\left[\frac{xk_б m_1 \frac{\Delta_{эн}(t)}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n} + Y_T(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} + e_i(x) \right]^б} = k_{p1} k_{p2}. \quad (34)$$

Функция $\Delta_э(t)$ в этом выражении отражает характер увеличения эквивалентных зазоров $\Delta_{эб,н}$ по мере эксплуатации гидроцилиндра (рис. 4)

$$\Delta_{эб,н}(t) = a_{б,н} t^2 + b_{б,н}. \quad (35)$$

Очевидно, что коэффициенты $a_{б,н}$ и $b_{б,н}$ записи (35) определяются из условий:

при $t=0$, $\Delta_{эб,н}(t) = \Delta^°_{эб,н}$, $b_{б,н} = \Delta^°_{эб,н}$;

при $t=T_{pб,н}$, $\Delta_{эб,н}(t) = \Delta^*_{эб,н}$, $a_{б,н} = \frac{(\Delta^*_{эб,н} - \Delta^°_{эб,н})}{T_{pб,н}^2}$.

Коэффициент k_{p2} , определяемый из условия $T_{pн} = T_{pб}$ при $t=t_1$, после ряда преобразований описывается следующей функцией (36)

$$k_{p2} = \frac{\left[\frac{xk_б m_1 \frac{\Delta^*_{эб}}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n} + Y_T(x) + e_i(x) \left(1 - \frac{P_i}{P_3}\right)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} \right]^б}{\left[\frac{xk_б m_1 \frac{\Delta^*_{эн}}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n} + Y_T(x) + e_i(x) \left(1 - \frac{P_i}{P_3}\right)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} \right]^б}. \quad (36)$$

Естественно предположить, что ресурс $T_{pн}$ работоспособности перспективного гидроцилиндра больше известного ресурса $T_{pб}$ базового и составляет (37)

$$T_{pн} = T_{pб} k_{p1} k_{p2}^б. \quad (37)$$

В заключение, развивая это положение, следует отметить, что экономия \mathcal{E}_p достигается в нашем случае за счет снижения количества $n_{б,н}$ необходимых ТО и Р в конкретный расчетный период $T_э$ эксплуатации гидроцилиндра.

$$\mathcal{E}_p = (n_б - n_н) C_p = \left(\frac{T_э}{T_{pб}} - \frac{T_э}{T_{pн}} \right) C_p,$$

где: C_p — стоимость одного ТО и Р гидроцилиндра.

Литература

1. Кобзов, Д. Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов : дисс. ... канд. техн. наук / Д. Ю. Кобзов. — Л., 1987. — 345 с.
2. Сырицын, Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода / Т. А. Сырицын. — М. : Машиностроение, 1981. — 216 с.
3. Оказание технической помощи по совершенствованию гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов : отчет о НИР (заключ.) / БРИИ ; рук. Л. А. Мамаев ; исполн. : Д. Ю. Кобзов [и др.]. — Братск, 1990. — 81 с. — № ГР 01900052221. — Инв. № 02900039190.
4. 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.

5. Создание методики исследования нагруженного режима гидроцилиндров СДМ / Д. Ю. Кобзов // Повышение надежности гидропривода СДМ : отчет о НИР (промежуточ.) / БРИИ ; рук. Л. А. Калашников ; исполн. Д. Ю. Кобзов. — Братск, 1991. — С. 15 — 20. — № ГР 01910054187. — Инв. № 02920009233991. — С. 15-20.
6. Зорин, В. А. Основы долговечности строительных и дорожных машин : моногр. / В. А. Зорин. — М. : Машиностроение, 1986. — 248 с.
7. Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. — М. : Машиностроение, 1977. — 526 с.
8. Кобзов, Д. Ю. Влияние зазоров в сопряжениях гидроцилиндра на величину его полного прогиба. / Кобзов Д. Ю., Решетников Л. Л. ; Брат. индустр. ин-т. — Братск, 1987. — 10 с. — Деп. в ЦНИИТЭстроймаш 13.04.1987, № 49-сд 87.
9. Кобзов, Д. Ю. Учет возможного начального искривления гидроцилиндра при исследовании его напряженно-деформированного состояния. / Кобзов Д. Ю., Решетников Л. Л. ; Брат. индустр. ин-т. — Братск, 1987. — 8 с. — Деп. в ЦНИИТЭстроймаш 11.02.1987, № 29-сд 87.
10. Кобзов, Д. Ю. Анализ вариантов, учета возможного начального искривления длинномерных элементов гидроцилиндров / Кобзов Д. Ю., Войтов В. Г. ; Брат. индустр. ин-т. — Братск, 1992. — 17 с. — Деп. в МАШМИР 10.11.1992, № 47-сд 92.
11. Кобзов, Д. Ю. Влияние несоосности элементов гидроцилиндра на его нагрузочную способность / Кобзов Д. Ю., Решетников Л. Л. ; Брат. индустр. ин-т. — Братск, 1987. — 25 с. — Деп. в ЦНИИТЭстроймаш 22.01.1987, № 21-сд 87.
12. Кобзов, Д. Ю. О локализации повреждений направляющих гидроцилиндра / Кобзов Д. Ю., Губанов В. Г., Калинка В. Г. ; Брат. индустр. ин-т. — Братск, 1992. — 6 с. — Деп. в МАШМИР 10.12. 1992, № 51-сд 92.
13. А. с. СССР № 1467374 Способ измерения зазоров / Алексеенко П. Д., Кобзов Д. Ю., Губанов В. Г. [и др.] ; ЛИ-СИ (СССР) ; опубл. 23.03.1989, Бюл. № 11
14. Кобзов, Д. Ю. О характеристиках пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов / Д. Ю. Кобзов, А. П. Сергеев // Повышение эффективности машин и вибрационные процессы в строительстве : сб. науч. тр. / Ярослав. политехн. ин-т. — Ярославль, 1989. — С. 95 — 100.
15. Кобзов, Д. Ю. Показатели режима работы гидроцилиндров строительных машин / Кобзов Д. Ю., Головатюк В. В.; Брат. идустр. ин-т. — Братск, 1994. — 7 с. — Деп. в МАШМИР 1994, № 2-сд 94.
16. Кобзов, Д. Ю. Методика поиска предельных значений диагностических параметров нагрузочной способности гидроцилиндров / Д. Ю. Кобзов, Л. Л. Решетникова // Повышение эффективности использования машин в строительстве : сб. науч. тр. / ЛИСИ. — Л., 1987. — С. 118 — 120.
17. Писаренко, Г. С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев ; ред. Г. С. Писаренко. — 2-е изд., перераб. и доп. — Киев : Наукова думка, 1988.-736 с.
18. Schusztes, M. Theoretische untersuchungen zur schadensfrunerkennung on hydraulischen arbeitszylinder / M. Schusztes, M. Rohrich // Hebiznege und Fordermittel. — 1984. — November, N 24. — P. 332 — 334.