

Д.Ю. Кобзов, А.Ю. Кобзов, Д. Лханаг

РЕСУРС ГИДРОЦИЛИНДРОВ ПО НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

Надёжность 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]

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma]_i \quad (1)$$

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 (рис. 1) 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

$$\sigma_{\min}(x) = - \left[\frac{P_i}{F(x)} + \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i y_T(x) + P_i e_i(x)}{W(x)} \right] \quad (2)$$

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

$$\sigma_{\max}(x) = \frac{P_j}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Rj}(x) - P_j e_j(x)}{W(x)} \quad (3)$$

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 $P_{i,j}$.

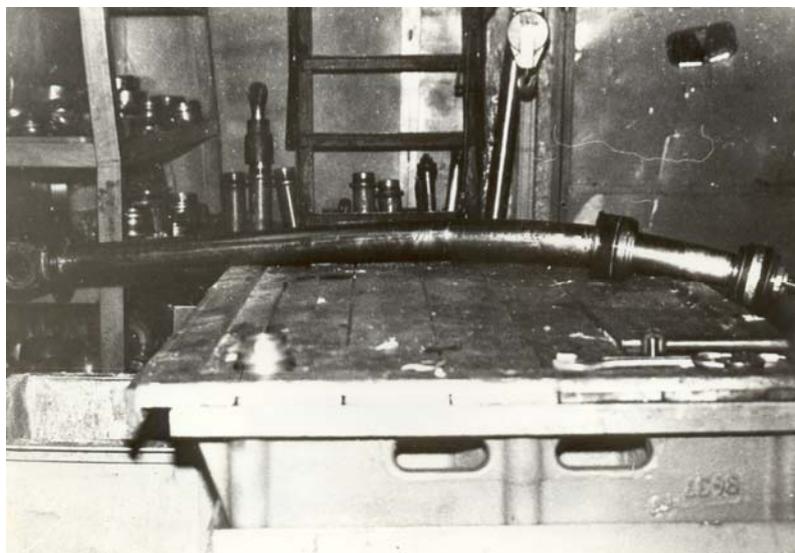


Рис. 1. Деформация штока гидроцилиндра рукояти экскаватора ЭО-4121А

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

$$\sigma_m(x) = \frac{\sigma_{\max}(x) + \sigma_{\min}(x)}{2} \quad (4)$$

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

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{\max}(x)| + |\sigma_{\min}(x)|}{2} \quad (5)$$

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

$$\sigma_i(x) = \sigma_a(x) + \varphi_s \sigma_m(x) \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{k_{si}} \quad (6)$$

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 учётом формулы (5) запишется несколько проще

$$\frac{|\sigma_{\max}(x)| + |\sigma_{\min}(x)|}{2} \leq \frac{\sigma_{-1}}{k_{si}} \quad (7)$$

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

$$\sigma_i(x) = |\sigma_{\min}(x)| \leq [\sigma]_i = \frac{2\sigma_{-1}}{k_{si}} - \sigma_{\max}(x) \quad (8)$$

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

Эксплуатация гидроцилиндра начинается с напряжений $\sigma_1(x)$ и продолжается, как правило, до значения $[\sigma]_i$, 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 $\{[\sigma]_i - \sigma_1(x)\}$. Отсюда, в том случае, когда известна некоторая усреднённая скорость $d\sigma_i(x)/dt$ накопления напряжений $\sigma_i(x)$, несложно установить как допускаемый

$$t_{1-2} = \frac{[\sigma]_i - \sigma_1(x)}{\frac{d\sigma_1(x)}{dt}} \quad (9)$$

так и предельный срок службы гидроцилиндра

$$t_{1-3} = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_1(x)}{\frac{d\sigma_1(x)}{dt}} \quad (10)$$

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 $d\sigma_j(x)/dt$ 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).

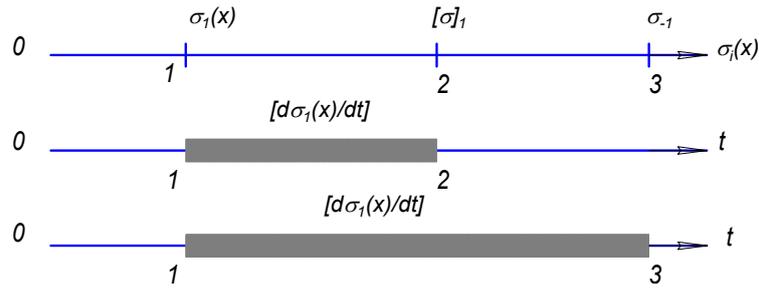


Рис. 2. Схема эволюции гидроцилиндра в процессе эксплуатации

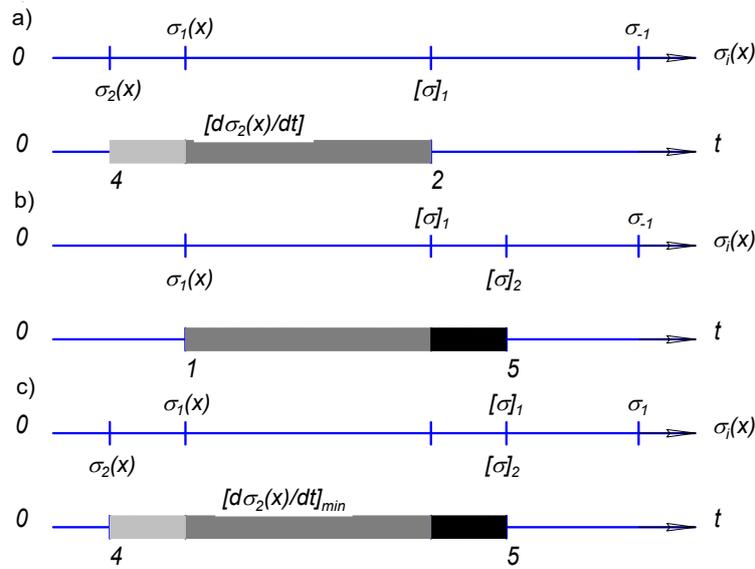


Рис. 3. Схемы эволюции модернизированного гидроцилиндра

Причём, если первое и последнее предложения имеют своё 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

$$k_{si} = \frac{1}{1 - \omega_{-1}^2 \Lambda^2} + \sqrt{\left(\frac{1}{1 - \omega_{-1}^2 \Lambda^2} \right) \left[\left(\frac{1}{1 - \omega_{-1}^2 \Lambda^2} \right) - (1 - \omega_a^2 \Lambda^2) \right]} \quad (11)$$

при обязательном соблюдении условия

$$k_{si} > \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1} - \mu_{-1} \Lambda} \quad (12)$$

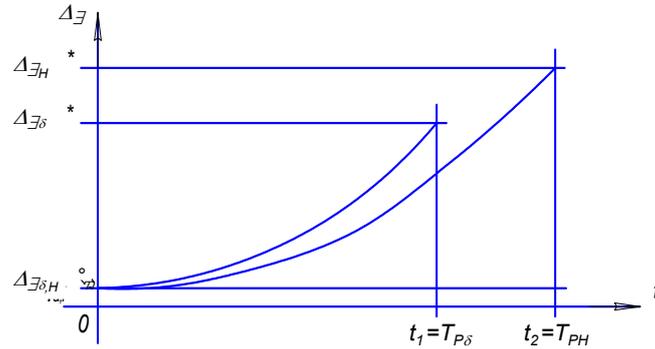


Рис. 4. Характер увеличения эквивалентных зазоров $\Delta_{\Xi_{\delta,Н}}$ в сопряжениях гидроцилиндра по мере его эксплуатации

В выражениях (11) и (12) [2]: ω_{-1} , ω_a - соответственно коэффициенты вариации предела выносливости σ_{-1} и амплитудных напряжений $\sigma_a(x)$; 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 $\{\sigma_1 - \sigma_2(x)\}$. С учетом выражения (2) напряжения $\sigma_i(x)$ связаны с деформацией гидроцилиндра формулой

$$y_T(x) = \frac{y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_S(x) + e_i(x)}{1 - \frac{P_1}{P_\Xi}} = \frac{\sigma_i(x)W(x)}{P_1} - \frac{W(x)}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_1 e_i(x)}{P_1} \quad (13)$$

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_Ξ - сила Эйлера [17], равная для нашего случая

$$P_{\Theta} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(l_1 + l_2)^2} \quad (14)$$

Здесь: 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 $y_a(x)$, 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 составляет

$$y_a(x) = \left(1 - \frac{P_i}{P_{\Theta}}\right) \left[\frac{\sigma_1(x)W(x)}{P_i} - \frac{W(x)}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i e_i(x)}{P_i} \right] - [y_{\beta}(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_S(x) + e_i(x)] \quad (15)$$

Отсюда, диапазон работоспособности гидроцилиндра можно, через прогиб $y_a(x)$, представить разностью $[y_a^*(x) - y_a^{\circ}(x)]$ конечного $y_a^*(x)$ и начального $y_a^{\circ}(x)$ её значений

$$y_a^{\circ}(x) = \left(1 - \frac{P_i}{P_{\Theta}}\right) \left[\frac{\sigma_2(x)W(x)}{P_i} - \frac{W(x)}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i e_i(x)}{P_i} \right] - [y_{\beta}(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_S(x) + e_i(x)] \quad (16)$$

$$y_a^*(x) = \left(1 - \frac{P_i}{P_{\Theta}}\right) \left[\frac{[\sigma]_2 W(x)}{P_i} - \frac{W(x)}{F(x)} - \frac{M_Q(x) \pm M_{Ri}(x) + P_i e_i(x)}{P_i} \right] - [y_{\beta}(x) + y_Q(x) \pm y_{Ri}(x) + y_S(x) + e_i(x)] \quad (17)$$

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

Из источников [1, 8, 9] известна зависимость

$$y_a(x) = x \sin \alpha_1 \approx x \alpha_1 \quad (18)$$

принимая следующий вид для нашего примера:

$$y_a^{\circ}(x) = x \operatorname{tg} \alpha_1^{\circ} \approx x \alpha_1^{\circ} \quad (19)$$

$$y_a^*(x) = x \operatorname{tg} \alpha_1^* \approx x \alpha_1^* \quad (20)$$

Здесь: x - абсцисса 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

$$\alpha_1 = k_\alpha m_1 \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n} \quad (21)$$

Выше: k_α и n - коэффициенты приближения [12]; m_1 - конструктивный параметр гидроцилиндра, характеризующий долю угла α_1 в полном угле α , равном $(\alpha_1 + \alpha_2)$; l_0 - геометрическая характеристика гидроцилиндра [1]; z - величина текущего (промежуточного) выдвигания штока, гидроцилиндра.

Тогда, с учётом выше предложенных рассуждений сначала запишем диапазон его работоспособности по деформациям

$$\begin{aligned} [y_\alpha^*(x) - y_\alpha^o(x)] &= x(\alpha_1^* - \alpha_1^o) = x k_\alpha m_1 \frac{(\Delta_1 + \Delta_2)^* - (\Delta_1 + \Delta_2)^o}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n} = \\ &= x k_\alpha m_1 \frac{(\Delta_\alpha^* - \Delta_\alpha^o)}{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n} \end{aligned} \quad (22)$$

а затем окончательно - по зазорам

$$(\Delta_\alpha^* - \Delta_\alpha^o) = [y_\alpha^*(x) - y_\alpha^o(x)] \frac{[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]^n}{x k_\alpha m_1} \quad (23)$$

Выше: Δ_α^* и Δ_α^o - эквивалентные зазоры, приведённые к наименее износоустойчивому сопряжению гидроцилиндра.

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

$$T_{рб,н} = \frac{(\Delta_\alpha^* - \Delta_\alpha^o)_{б,н}}{I_{б,н} \left(\frac{z_w}{t_w} \right)} \quad (24)$$

В этой записи z_w - рабочее перемещение штока гидроцилиндра в течение периода t_w его эксплуатации. Примечательно, что для сравниваемых объектов должно соблюдаться условие $(z_w/t_w) = idem$. Тогда, как это видно из равенства (24), между известным базовым ресурсом $T_{рб}$ реального гидроцилиндра и искомым $T_{рн}$ перспективного существует соотношение с известным коэффициентом пропорциональности $k_{р1}$

$$\frac{T_{рн}}{T_{рб}} = \frac{(\Delta_{\text{э}}^* - \Delta_{\text{э}}^{\circ})_{н}}{(\Delta_{\text{э}}^* - \Delta_{\text{э}}^{\circ})_{б}} \cdot \frac{I_{б}}{I_{н}} = k_{p1} \frac{I_{б}}{I_{н}} \quad (25)$$

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 $\alpha = 1 + \beta t = \text{idem}$ и коэффициентом пропорциональности $A = \text{idem}$ для обоих рассматриваемых случаев

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

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

$$\frac{T_{рн}}{T_{рб}} = k_{p1} \frac{p_{аб}^{\alpha}}{p_{ан}^{\alpha}} \quad (27)$$

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

$$p_{ан,б} = \frac{R_{н,б}}{F} \quad (28)$$

где: $R_{н,б}$ - реакции в наименее износостойком сопряжении гидроцилиндра; F - площадь пятна контакта элементов этого сопряжения [18, 19]; $F = \text{idem}$ для обоих случаев при прочих равных условиях. Стало быть, далее имеем

$$\frac{T_{рн}}{T_{рб}} = k_{p1} \frac{R_{б}^{\alpha}}{R_{н}^{\alpha}} \quad (29)$$

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 является координатой рассматриваемого сопряжения гидроцилиндра.

Отсюда запишем формулу (29) так

$$\frac{T_{рн}}{T_{рб}} = k_{p1} \frac{[y_{Тб}(x) + e_i(x)]^{\alpha}}{[y_{Тн}(x) + e_i(x)]^{\alpha}} \quad (31)$$

Расписав прогиб $y_T(x)$ в соответствии с выражением (13) и выделив в нём переменную $y_\alpha(x)$, перепишем последнее уравнение иначе

$$\frac{T_{рн}}{T_{рб}} = k_{p1} \frac{\left[\frac{y_{\alphaб}(x) + Y_T(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} + e_i(x) \right]^\alpha}{\left[\frac{y_{\alphaн}(x) + Y_T(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} + e_i(x) \right]^\alpha} \quad (32)$$

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

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

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

$$\frac{T_{рн}}{T_{рб}} = k_{p1} \frac{\left[\frac{x k_\alpha m_1 \frac{\Delta_{\text{Эб}}(t)}{[(1_1 + 1_2) - (1_0 + z)]^n} + Y_T(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} + e_i(x) \right]^\alpha}{\left[\frac{x k_\alpha m_1 \frac{\Delta_{\text{Эн}}(t)}{[(1_1 + 1_2) - (1_0 + z)]^n} + Y_T(x)}{1 - \frac{P_i}{P_3}} + e_i(x) \right]^\alpha} = k_{p1} k_{p2} \quad (34)$$

Функция $\Delta_{\text{Э}}(t)$ в нём отражает характер увеличения эквивалентных зазоров $\Delta_{\text{Эб,н}}$ по мере эксплуатации гидроцилиндра (рис. 4)

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

Ясно, что коэффициенты $a_{\text{б,н}}$ и $b_{\text{б,н}}$ определяются из условий:

при $t = 0$, $\Delta_{\text{Эб,н}}(t) = \Delta_{\text{Эб,н}}^0$, $b_{\text{б,н}} = \Delta_{\text{Эб,н}}^0$;

при $t = T_{\text{рб,н}}$, $\Delta_{\text{Эб,н}}(t) = \Delta_{\text{Эб,н}}^*$, $a_{\text{б,н}} = \frac{(\Delta_{\text{Эб,н}}^* - \Delta_{\text{Эб,н}}^0)}{T_{\text{рб,н}}^2}$

Коэффициент k_{p2} , определяемый из условия $T_{рн} = T_{рб}$ при $t = t_1$, после ряда преобразований описывается следующей функцией

$$k_{p1} = \frac{\left[x k_{\alpha} m_1 \frac{\Delta_{\text{Эб}}^*}{[(1+l_1+l_2)-(1_0+z)]^n} + Y_T(x) + e_i(x) \left(1 - \frac{P_i}{P_{\text{Э}}}\right) \right]^{\alpha}}{\left[x k_{\alpha} m_1 \frac{\Delta_{\text{Эн}}^*}{[(1+l_1+l_2)-(1_0+z)]^n} + Y_T(x) + e_i(x) \left(1 - \frac{P_i}{P_{\text{Э}}}\right) \right]^{\alpha}} \quad (36)$$

Естественно предположить, что ресурс $T_{\text{рн}}$ работоспособности перспективного гидроцилиндра больше известного ресурса $T_{\text{рб}}$ базового и составляет

$$T_{\text{рн}} = T_{\text{рб}} k_{p1} k_{p2}^{\alpha} \quad (37)$$

В заключение, развывая это положение, надо отметить, что экономия Э_p достигается в нашем случае за счёт снижения количества $n_{\text{б,н}}$ необходимых ТО и Р в конкретный расчётный период $T_{\text{Э}}$ эксплуатации гидроцилиндра

$$\text{Э}_p = (n_{\text{б}} - n_{\text{н}}) C_p = \left(\frac{T_{\text{Э}}}{T_{\text{рб}}} - \frac{T_{\text{Э}}}{T_{\text{рн}}} \right) C_p \quad (38)$$

где: C_p - стоимость одного ТО и Р гидроцилиндра.

Литература

- [1] Кобзов Д.Ю., Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: Дисс. ... к.т.н., ЛИСИ, Л.: 1987, 346 с.
- [2] Сырицын Т.А., Надёжность гидро- и пневмопривода, Машиностроение, М.: 1981, 216 с.
- [3] Мамаев Л.А., Кобзов Д.Ю., Калашников Л.А. и др., Оказание технической помощи по совершенствованию гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: Отчёт о НИР; ГР 01900052221, ИН 02900039190, Братск. индустр. ин-т, Братск 1990, 82 с.
- [4] Любошиц М.И., Ицкович Г.М., Справочник по сопротивлению материалов, 2-е изд. испр. и доп., Высшая школа, Минск 1969, 464 с.
- [5] Кобзов Д.Ю., Создание методики исследования нагрузочного режима гидроцилиндров СДМ//Повышение надёжности гидропривода СДМ: Отчёт о НИР; ГР 01910054187, ИН 02920009233, Братск. индустр. ин-т, Братск 1991, с. 15-20.
- [6] Зорин В.А., Основы долговечности строительных и дорожных машин., Машиностроение, М.: 1986, 248 с.
- [7] Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С., Основы расчётов на трение и износ, Машиностроение, М.: 1977, 526 с.
- [8] Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л., Влияние зазоров в сопряжениях гидроцилиндра на величину его полного прогиба, Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №49-сд87, Л.: 1987, 10 с.
- [9] Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л., Учёт возможного начального искривления гидроцилиндра при исследовании его напряжённо-деформированного состояния, Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №29-сд87, Л.: 1987, 8 с.
- [10] Кобзов Д. Ю., Войтов В.Г., Анализ вариантов, учёта возможного начального искривления длинномерных элементов гидроцилиндров, Деп. в МАШМИР, №47-сд92, 1992, 18 с.

- [11] Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л., Влияние несоосности элементов гидроцилиндра на его нагрузочную способность, Деп. в ЦНИИТЭстроймаш, №21-сд87, 1987, 26 с.
- [12] Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г., Калинка В.Р., О локализации повреждений направляющих гидроцилиндра, Деп. в МАШМИР №51-сд92, 1992, 6 с.
- [13] Алексеенко П.Д., Кобзов Д.Ю., Губанов В. Г. и др., Способ измерения зазоров, А.с. СССР №1467374.
- [14] Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П., О характеристиках пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов, Повышение эффективности машин и вибрационные процессы в строительстве: Сб. тр., Ярослав, политех. ин-т, Ярославль 1989, с. 95-100.
- [15] Кобзов Д.Ю., Головатюк В.В., Показатели режима работы гидроцилиндров строительных машин, Деп. в МАШМИР №2-сд94, 1994, 8 с.
- [16] Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л., Методика поиска предельных значений диагностических параметров нагрузочной способности гидроцилиндров, Повышение эффективности использования машин в строительстве: Сб. тр., ЛИСИ, Л.: 1987, с. 118-120.
- [17] Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В., Справочник по сопротивлению материалов, Отв. ред. Г.С Писаренко, 2-е изд., перераб. и доп., „Наукова думка”, Киев 1988, 736 с.
- [18] Schusztz M., Rohrich M., Theoretische untersuchungen zur schadensfrunerkenung on hydraulischen arbeitszylinder, Hebiznege und Fordermittel, Berlin 1984, November, Nr 24, pp. 332-334.
- [19] Bolotnyj A.V., Rajczyk J., Iznosostojkost' rabocich organov masin dlja obrabotki poverchnosti betona, [w:] Zwiększenie efektywności procesów przemysłowych i budowlanych, pod red. M. Rajczyk, J. Rajczyka, S. Jevtiukova, Częstochowa 2004.

Резюме

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

Resources of hydrocylinders on bearing capacity

Abstract

The analysis of the intense-deformed condition of the hydrocylinder allows to establish directions of its modernization with objective of increase of bearing capacity of lengthy elements and increases of a between-repairs cycle.