

УДК 69.002.51.192:621.225.2

Учет искривления длинномерных элементов гидроцилиндра при оценке его полной деформации

Д.Ю. Кобзов¹, В.В. Жмуров¹, И.О. Кобзова¹, А.Ю. Кулаков¹

¹Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия. E-mail: interdep@brstu.ru
Статья поступила 16.12.2011, принята 7.05.2012

В статье представлена методика учета возможного начального и текущего эксплуатационного искривления длинномерных элементов (штока и корпуса) гидроцилиндра при определении его полного прогиба. Показано, что в результате искривления штока и корпуса гидроцилиндра в продольной вертикальной плоскости у него появляется дополнительный прогиб, оценка которого представляет определенный интерес с позиций определения деформации, приводящей к возникновению в штоке изгибных напряжений, вызывающих появление остаточной деформации, и снижающей несущую способность гидроцилиндра в целом. Приведенные варианты учета возможного начального и текущего эксплуатационного искривления длинномерных элементов для различных методов оценки продольного, а также полного прогиба гидроцилиндра представляют значительный интерес для определения несущей способности гидроцилиндров большого типоразмера. Предлагаемая методика позволяет, кроме всего перечисленного, рассчитывать параметры контакта элементов подвижных сопряжений «шток – направляющая втулка» и «поршень – гильза» гидроцилиндра, что повышает достоверность оценки его надежности.

Ключевые слова: гидроцилиндр, деформация, диагностирование.

The account of the curvature of lengthy elements the hydrocylinder at the estimation of its full deformation

D. Kobzov¹, V. Zhmurov¹, I. Kobzova¹, A. Kulakov¹

¹Bratsk State University, 40, Makarenko str., Bratsk, Russia. E-mail: interdep@brstu.ru
Received 16.12.2011; Accepted 7.05.2012

In paper the technique of the account of a possible initial and current operation bending of lengthy elements (a stock and the case) an actuator is presented at definition of its full bending flexure. It is displayed that as a result of a bending of a stock and the actuator case in the longitudinal vertical plane it has the additional bending flexure which estimation represents certain interest from positions of definition of the strain leading to origination in a stock of bending voltage, calling emersion of a residual deformation and reducing an actuator carrying capacity as a whole. Reduced alternatives of the account of a possible initial and current operation bending of lengthy elements for various methods of an estimation of the longitudinal, and also a full bending flexure of an actuator represent considerable interest for definition of a carrying capacity of actuators of the big standard size. The offered technique allows enumerated to count except all parametres of contact of elements of mobile matings «a stock - the guide bush» and «the piston - a barrel» an actuator that raises reliability of an estimation of its reliability.

Key words: hydrocylinder, deformation, diagnosing

В процессе эксплуатации гидроцилиндр возвратно-поступательного перемещения с односторонним штоком в результате продольно-поперечного нагружения деформируется в вертикальной продольной плоскости с появлением у него полного прогиба, аналитически описываемого уравнением [1 – 3]:

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_R(x) + y_Q(x) + y_P(x). \quad (1)$$

В нем: $y_\alpha(x)$ – прогиб гидроцилиндра вследствие наличия зазоров в уплотняемых сопряжениях; $y_\beta(x)$ – то же в результате возможного начального искривления его длинномерных элементов; $y_\gamma(x)$ – то же вследствие эксплуатационного искривления его штока;

$y_\delta(x)$ – то же в результате радиальной деформации под давлением его корпуса; $y_Q(x)$ – то же вследствие его поперечного нагружения, от действия веса гидроцилиндра; $y_R(x)$ – то же в результате наличия силового поворота в его опорных элементах; $y_P(x)$ – то же вследствие его продольного нагружения.

Известна [1 – 3] методика учета прогиба $y_\beta(x)$ гидроцилиндра из-за возможной непрямолинейности его длинномерных элементов, обусловленной технологическими допусками при изготовлении на отклонение от прямолинейности, регламентируемыми требованиями [4, 5], имеющая ряд преимуществ перед методикой [6]. Основу ее составляет расчетная схема (рис. 1.1), в которой участок гидроцилиндра, ограниченный точками 1 и 2 контакта его элементов, изображен одной прямой,

расположенной к осям штока и гильзы соответственно под малыми углами β_{k1} и β_{k2} :

$$\beta_{k1} = \delta_{k1} / l_{k1}; \quad (2)$$

$$\beta_{k2} = \delta_{k2} / l_{k2}, \quad (3)$$

где: δ_{k1} и δ_{k2} – соответственно предельные отклонения от прямолинейности для осей штока и гильзы [4]; l_{k1} и l_{k2} – базовые длины соответственно для штока и гильзы, на которые устанавливаются эти предельные отклонения [4].

Тогда величина прогиба $y_{\beta}(x)$ для конкретного участка гидроцилиндра определяется из равенств (рис. 1):

– для выдвинутой части штока при $0 \leq x \leq (l_0 + z)$

$$y_{\beta\text{Ш}}(x) = x\beta'_{k1}; \quad (4)$$

– для штока, гильзы, поршня и втулки при $(l_0 + z) \leq x \leq (l_1 + l_2)$

$$y_{\beta\text{ГШ}}(x) = (l_0 + z)\beta_{k1} + x\Delta\beta_k; \quad (5)$$

– для гильзы при $(l_1 + l_2) \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$

$$y_{\beta\text{Г}}(x) = [l_3 + (l_0 + z) - l_6 - x]\beta'_{k2}. \quad (6)$$

Входящие в них углы β'_{k1} , β'_{k2} и $\Delta\beta_k$ соответственно составляют:

$$\beta'_{k1} = \beta_{k1} + \Delta\beta_k; \quad (7)$$

$$\beta'_{k2} = \beta_{k2} - \Delta\beta_k; \quad (8)$$

$$\Delta\beta_k = \{ [l_3 + (l_0 + z) - l_6 - x] - (l_1 + l_2) \} \beta_{k2} - (l_0 + z)\beta_{k1} \div [l_3 + (l_0 + z) - l_6] \quad (9)$$

При часто имеющих место [16] равенствах $\delta_{k1} = \delta_{k2} = \delta_k$ и $l_{k1} = l_{k2} = l_k$, то есть $\beta_{k1} = \beta_{k2} = \beta_k$, выражения (5), (8) – (10) соответственно принимают вид:

$$y_{\beta\text{ГШ}}(x) = (l_0 + z)\beta_k + x\Delta\beta_k; \quad (10)$$

$$\beta'_{k1} = \beta_k + \Delta\beta_k; \quad (11)$$

$$\beta'_{k2} = \beta_k - \Delta\beta_k; \quad (12)$$

$$\Delta\beta_k = [l_3 - (l_1 + l_2) - l_6] \beta_k / [l_3 + (l_0 + z) - l_6] \quad (13)$$

При всей простоте определения прогиба $y_{\beta}(x)$ этот метод, к сожалению, обладает рядом недостатков, среди которых необходимо выделить следующие [7].

Это, во-первых, относительно невысокая достоверность оценки прогиба $y_{\beta}(x)$ на участке $(l_0 + z) \leq x \leq (l_1 + l_2)$, где одновременно расположены шток, гильза, поршень и направляющая втулка гидроцилиндра, вследствие замены четырех осей одной, что ведет в дальнейшем к искажению действительной картины собственной деформации этих элементов при функциональном продольно-поперечном нагружении гидроцилиндра [2, 8, 9].

Во-вторых, прямые $(l_0 + z)$ и $[l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2) - l_6]$, здесь полагаемые осями

соответствующих частей штока и гильзы, таковыми не являются, а лишь соединяют крайние точки этих участков, определяя направления искривления, что также ведет к изменению реальной схемы их деформации.

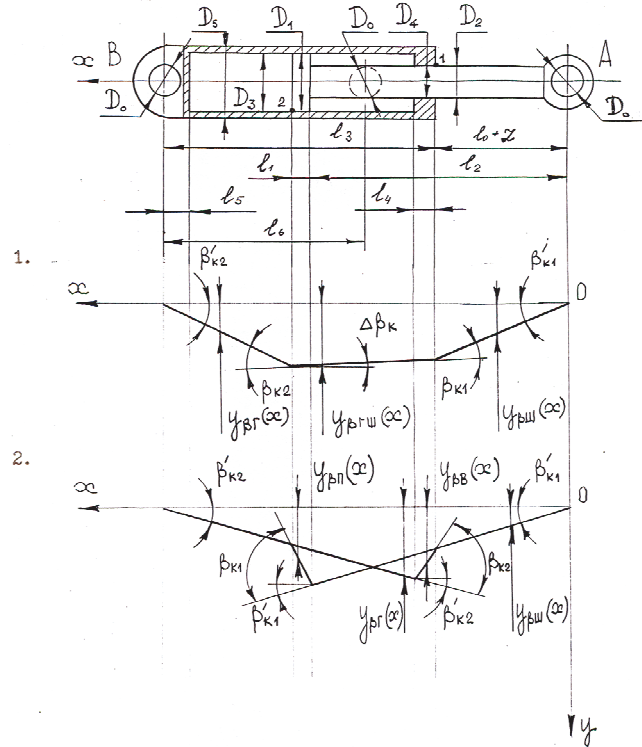


Рис. 1. Расчетные схемы для определения прогиба гидроцилиндра в результате возможного начального искривления его длиномерных элементов.

И, наконец, по мере продвижения штока в корпус гидроцилиндра средний участок $[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]$ увеличивается почти до полной его длины $[l_3 + (l_0 + z) - l_6]$, в результате чего прогиб $y_{\beta}(x)$ становится равным нулю, что, опять-таки, не отвечает физике деформации.

Первый из названных недостатков может быть исключен путем представления средней части гидроцилиндра двумя ломаными осями (рис. 1): штока с поршнем и гильзы с направляющей втулкой соответственно.

С учетом этого углы β'_{k1} и β'_{k2} имеют вид:

$$\beta'_{k1} = \{ l_1(l_3 - l_6)\beta_{k1} + l_4[l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2) - l_6]\beta_{k2} \} \div [l_3 + (l_0 + z) - l_6][(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]; \quad (14)$$

$$\beta'_{k2} = \{ l_1(l_0 + z)\beta_{k1} + l_4(l_1 + l_2)\beta_{k2} \} \div [l_3 + (l_0 + z) - l_6][(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]; \quad (15)$$

а прогиб $y_{\beta}(x)$ гидроцилиндра по участкам составляет:

– для штока при $0 \leq x \leq l_2$

$$y_{\beta\text{Ш}}(x) = x\beta'_{k1}; \quad (16)$$

– для поршня при $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$

$$y_{\beta\text{П}}(x) = l_2\beta'_{k1} - (x - l_2)(\beta_{k1} - \beta'_{k1}); \quad (17)$$

– для направляющей втулки при

$$y_{\beta B}(x) = [l_3 + (l_0 + z) - l_6] \beta'_{k2} - [(l_0 + z) + l_4] \beta_{k2} + x(\beta_{k2} - \beta'_{k2}); \quad (18)$$

– для гильзы при $[(l_0 + z) + l_4] \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$

$$y_{\beta \Gamma}(x) = \{[l_3 + (l_0 + z) - l_6] - x\} \beta'_{k2}. \quad (19)$$

Однако, как и в первом случае, данная методика обладает недостаточной достоверностью [7], что объясняется некорректным представлением осей штока и гильзы соответственно прямыми $(l_0 + z)$ и $(l_3 - l_4)$.

Во избежание всех вышеперечисленных недостатков искривленные оси длинномерных элементов гидроцилиндра, по аналогии с приемом, известным из теории прочностных расчетов стержней при продольно-поперечном нагружении [10], рекомендуется [7] представлять в виде синусоиды (рис. 2). В этом случае собственные прогибы штока $y_{\beta \Pi}(x)$ и гильзы $y_{\beta \Gamma}(x)$ могут быть описаны в системах координат $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$ соответственно функциями:

$$y_{\beta}(x_1) = a_{\beta} \sin(\pi x_1 / l_2); \quad (20)$$

$$y_{\beta}(x_2) = b_{\beta} \sin[\pi x_2 / (l_3 - l_4)], \quad (21)$$

где: a_{β} и b_{β} – амплитуды синусоид, известные из работы [7]:

$$a_{\beta} = \beta_{k1} l_2 / \pi; \quad (22)$$

$$b_{\beta} = \beta_{k2} (l_3 - l_4) / \pi, \quad (23)$$

получены аналитически на основании обязательного соблюдения условий, что малые углы наклона касательных к синусоидам в точке $x_1 = l_2$ для штока и в точке $x_2 = 0$ для гильзы равны соответственно углам β_{k1} и β_{k2} .

В силу сказанного прогиб $y_{\beta}(x)$ гидроцилиндра по участкам теперь в системе координат XOY (Рис. 2.1) равен:

– для штока при $0 \leq x \leq l_2$

$$y_{\beta \Pi}(x) = x \beta'_{k1} + a_{\beta} \sin(\pi x / l_2); \quad (24)$$

– для поршня при $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$

$$y_{\beta \Pi}(x) = l_2 \beta'_{k1} - (x - l_2) (\beta_{k1} - \beta'_{k1}); \quad (25)$$

– для направляющей втулки при $(l_0 + z) \leq x \leq [(l_0 + z) + l_4]$

$$y_{\beta B}(x) = c_{\beta} \beta_{k2} - [(l_0 + z) + l_4] \beta_{k2} + x(\beta_{k2} - \beta'_{k2}); \quad (26)$$

– для гильзы при $[(l_0 + z) + l_4] \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$

$$y_{\beta \Gamma}(x) = (c_{\beta} - x) \beta'_{k2} + b_{\beta} \sin\{\pi [l_3 + (l_0 + z)] - x\} / (l_3 - l_4). \quad (27)$$

Входящие в зависимости (24) – (27) углы β'_{k1} и β_{k2} , а также характеристика c_{β} (рис. 2), описываются формулами:

$$\beta'_{k1} = \{[l_3 - l_6] \beta'_{k2} - a_{\beta} \sin[\pi(l_0 + z) / l_2] - b_{\beta} \sin[\pi l_6 / (l_3 - l_4)] - l_4 \beta_{k2}\} / (l_0 + z); \quad (28)$$

$$\beta_{k2} = \{l_1(l_0 + z) \beta_{k1} + l_4(l_1 + l_2) \beta_{k2} + a_{\beta}(l_1 + l_2) \sin[\pi(l_0 + z) / l_2] + b_{\beta}[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)] \sin[\pi l_6 / (l_3 - l_4)] + b_{\beta}(l_0 + z) \sin\{\pi [l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2)] / (l_3 - l_4)\} \} \div \{[l_3 + (l_0 + z) - l_6][(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]\}; \quad (29)$$

$$c_{\beta} = [l_3 + (l_0 + z) - l_6] - b_{\beta} \beta_{k2} \sin[\pi l_6 / (l_3 - l_4)]; \quad (30)$$

выведенными из системы уравнений [7], составленной с учетом равенства прогибов $y_{\beta}(x)$ в местах контакта штока со втулкой при $x = (l_0 + z)$ и поршня с гильзой гидроцилиндра в точке $x = (l_1 + l_2)$, а также отсутствия такового в месте крепления последней при $x = [l_3 + (l_0 + z) - l_6]$

Надо отметить, что параметр c_{β} , характеризующий точку пересечения осей X и X_2 (рис. 2), всегда равен $[l_3 + (l_0 + z)]$ для гидроцилиндров исполнением 1 (а) [11] и, как правило, меньше $[l_3 + (l_0 + z) - l_6]$ для таковых исполнением 2 (б).

Количественный анализ [7] трех приведенных вариантов расчета прогиба $y_{\beta}(x)$, выполненный для различных положений z штока гидроцилиндра, подтверждает справедливость ранее сделанных предположений о наличии и характере недостатков предыдущих двух вариантов, а также правильность путей их устранения в последнем. Однако, если последний вариант более пригоден для оценки прогиба $y_{\beta}(x)$, в отличие от других, то наличие в описывающих его выражениях тригонометрической функции \sin , приводящей уравнение для определения в дальнейшем прогиба $y_p(x)$ [1 – 3, 8, 12] к трансцендентному виду и в связи с этим делающей его неразрешимым обычными аналитическими методами [1, 2, 10], не позволяет использовать его для описания деформированного состояния гидроцилиндра в целом.

Отсюда, рекомендуется [7] выражения (20), (21) корректно видоизменить, приведя их к алгебраическому виду. При этом для штока и гильзы гидроцилиндра, рассматриваемых в системах координат $X_1O_1Y_1$ и $X_2O_2Y_2$ (рис. 2), необходимо соблюсти следующий комплекс условий:

– при $x_1 = 0$ прогиб $y_{\beta 1}(x_1) = 0$;

– при $x_1 = l_2$ прогиб $y_{\beta 1}(x_1) = 0$;

– при $x_1 = l_2 / 2$ прогиб $y_{\beta 1}(x_1) = a_{\beta}$;

- прогиб $y_{\beta 1}(x_1) > 0$;
- при $x_2=0$ прогиб $y_{\beta 2}(x_2) = 0$;
- при $x_2 = (l_3 - l_4)$ прогиб $y_{\beta 2}(x_2) = 0$;
- при $x_2 = (l_3 - l_4)/2$ прогиб $y_{\beta 2}(x_2) = b_{\beta}$;
- прогиб $y_{\beta 2}(x_2) > 0$.

Названным выше условиям вполне удовлетворяют функции вида [13]:

$$y_{\beta 1}(x_1) = 4a_{\beta} x_1 (l_2 - x_1) / l_2^2; \quad (31)$$

$$y_{\beta 2}(x_2) = 4b_{\beta} x_2 [(l_3 - l_4) - x_2] / (l_3 - l_4)^2. \quad (32)$$

Здесь амплитуды a_{β} и b_{β} также получены аналитически при соблюдении условий, аналогичных тем, которые использовались при выводе выражений (22) и (23) [7]:

$$a_{\beta} = \beta_{k1} l_2 / 4; \quad (33)$$

$$b_{\beta} = \beta_{k2} (l_3 - l_4) / 4. \quad (34)$$

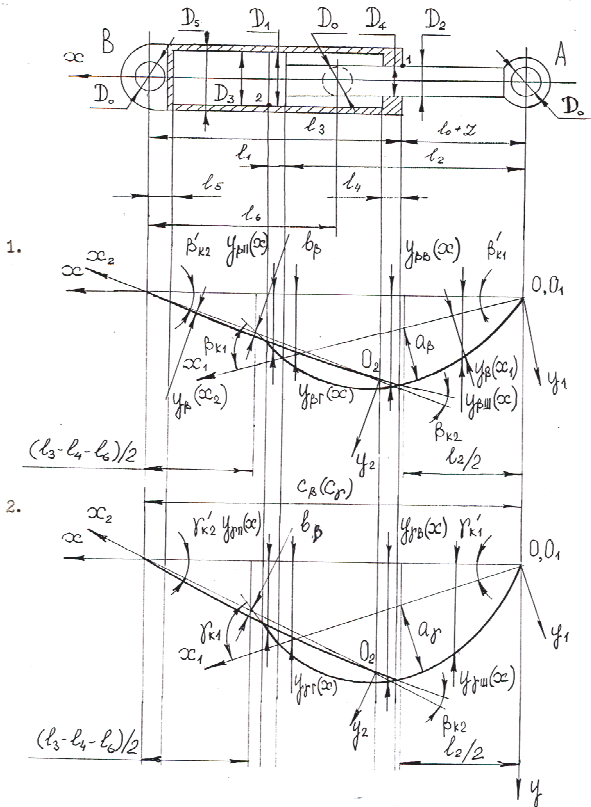


Рис. 2. Расчетные схемы для определения прогибов гидроцилиндра в результате возможного начального и эксплуатационного искривления его длинномерных элементов.
- для направляющей втулки при

С учетом последнего прогиб $y_{\beta}(x)$ гидроцилиндра по участкам в системе координат XOY (рис. 2) составляет:

- для штока при $0 \leq x \leq l_2$

$$y_{\beta \text{Ш}}(x) = x \beta_{k1}' + 4a_{\beta} x (l_2 - x) / l_2^2; \quad (35)$$

- для поршня при $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$

$$y_{\beta \text{П}}(x) = l_2 \beta_{k1}' - (x - l_2) (\beta_{k1} - \beta_{k1}'); \quad (36)$$

$$(l_0 + z) \leq x \leq [(l_0 + z) + l_4]$$

$$y_{\beta \text{В}}(x) = c_{\beta} \beta_{k2}' - [(l_0 + z) + l_4] \beta_{k2} + x (\beta_{k2} - \beta_{k2}'); \quad (37)$$

- для гильзы при $[(l_0 + z) + l_4] \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$

$$y_{\beta \text{Г}}(x) = (c_{\beta} - x) \beta_{k2}' + 4b_{\beta} \{x - [(l_0 + z) + l_4]\} \{l_3 + (l_0 + z) - x\} \div (l_3 - l_4)^2. \quad (38)$$

Входящие в выражения (35) – (38) углы β_{k1}' и β_{k2}' и абсцисса c_{β} определяются из зависимостей:

$$\beta_{k1}' = \{ (l_3 - l_6) \beta_{k2}' - 4a_{\beta} (l_0 + z) [l_2 - (l_0 + z)] / l_2^2 - 4b_{\beta} (l_3 - l_4 - l_6) l_6 / (l_3 - l_4)^2 - l_4 \beta_{k2} \} / (l_0 + z); \quad (39)$$

$$\beta_{k2}' = \{ l_1 (l_0 + z) \beta_{k1} + l_4 (l_1 + l_2) \beta_{k2} + 4a_{\beta} (l_1 + l_2) (l_0 + z) [l_2 - (l_0 + z)] / l_2^2 + 4b_{\beta} [(l_1 + l_2) - (l_0 + z)] (l_3 - l_4 - l_6) l_6 / (l_3 - l_4)^2 + 4b_{\beta} (l_0 + z) \{ (l_1 + l_2) - [(l_0 + z) + l_4] \} \times [l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2)] / (l_3 - l_4)^2 \} \div \{ [l_3 + (l_0 + z) - l_6] \{ (l_1 + l_2) - (l_0 + z) \} \}; \quad (40)$$

$$c_{\beta} = [l_3 + (l_0 + z) - l_6] - 4b_{\beta} (l_3 - l_4 - l_6) l_6 \div (l_3 - l_4)^2 \beta_{k2}', \quad (41)$$

полученных из системы уравнений [7], составленной с учетом равенства прогибов $y_{\beta}(x)$ в местах контакта штока со втулкой при $x = (l_0 + z)$ и поршня с гильзой гидроцилиндра в точке $x = (l_1 + l_2)$, а также отсутствия такового в месте крепления последней при $x = [l_3 + (l_0 + z) - l_6]$

Здесь также надо помнить, что параметр c_{β} , как было отмечено выше, всегда равен $[l_3 + (l_0 + z)]$ для гидроцилиндров исполнением 1 (а) [11] и, как правило, меньше $[l_3 + (l_0 + z) - l_6]$ для таковых исполнением 2 (б).

Сравнительный количественный анализ [7] последних двух вариантов показывает незначительное (4...6 %) их расхождение, тогда как для первого и третьего вариантов оно составило до 50 % при различных положениях z штока относительно корпуса гидроцилиндра, что, несомненно, говорит в пользу последнего из рассмотренных вариантов. Разумеется, это не предполагает отказ от первых двух вариантов, аналитически более простых и поэтому наиболее пригодных для расчета прогиба $y_{\beta}(x)$ применительно к гидроцилиндрам с малым перемещением z штока.

Как известно [1, 2, 6, 8, 9, 14 – 16], причиной возникновения названного прогиба $y_{\gamma}(x)$ у гидроцилиндров является возможное появление и последующее необратимое накопление штоком остаточной деформации [2]. Негативные последствия последнего ясны и крайне нежелательны [2, 8]. Отсюда, диагностирование в процессе эксплуатации изменения прогиба $y_{\gamma}(x)$, в данном случае дополнительного диагностического параметра

несущей способности гидроцилиндра, позволяет с заданной степенью достоверности спрогнозировать момент возникновения отказа и заранее предотвратить его, точно назначив в рамках проведения технического обслуживания и ремонта требуемый объем предстоящих ремонтных воздействий.

Нетрудно видеть, что для нахождения прогиба $y_{\gamma}(x)$ вполне пригодна вышеизложенная методика, а именно последний ее вариант, с той лишь разницей, что эксплуатационному искривлению подвержен только шток гидроцилиндра [2, 8].

С учетом этого факта уравнения для расчета прогиба $y_{\gamma}(x)$ гидроцилиндра по участкам имеют вид (рис. 2):

– для штока при $0 \leq x \leq l_2$

$$y_{\gamma\text{Ш}}(x) = x\gamma_{k1}' + 4a_{\gamma}x(l_2 - x)/l_2^2; \quad (42)$$

– для поршня при $l_2 \leq x \leq (l_1 + l_2)$

$$y_{\gamma\text{П}}(x) = l_2\gamma_{k1}' - (x - l_2)(\gamma_{k1} - \gamma_{k1}'); \quad (43)$$

– для направляющей втулки при $(l_0 + z) \leq x \leq [(l_0 + z) + l_4]$

$$y_{\gamma\text{В}}(x) = c_{\gamma}\gamma_{k2}' - [(l_0 + z) + l_4]\gamma_{k2} + x(\beta_{k2} - \gamma_{k2}'); \quad (44)$$

– для гильзы при $[(l_0 + z) + l_4] \leq x \leq [l_3 + (l_0 + z)]$

$$y_{\gamma\text{Г}}(x) = (c_{\gamma} - x)\gamma_{k2}' + 4b_{\beta}\{x - [(l_0 + z) + l_4]\}[(l_3 + (l_0 + z)) - x]/(l_3 - l_4)^2. \quad (45)$$

Входящие в них доселе неизвестные $a_{\gamma}, c_{\gamma}, \gamma_{k1}, \gamma_{k1}'$ и γ_{k2}' могут быть найдены из выражений:

$$\gamma_{k1} = \delta_{k\gamma} / l_{k\gamma}; \quad (46)$$

$$a_{\gamma} = \gamma_{k1}l_2 / 4; \quad (47)$$

$$\gamma_{k1}' = \{[(l_3 - l_6)\gamma_{k2}' - 4a_{\gamma}(l_0 + z)[l_2 - (l_0 + z)]/l_2^2 - 4b_{\beta}(l_3 - l_4 - l_6)\gamma_6 / (l_3 - l_4)^2 - l_4\beta_{k2}\} / (l_0 + z); \quad (48)$$

$$\gamma_{k2}' = (l_1(l_0 + z)\gamma_{k1} + l_4(l_1 + l_2)\beta_{k2} + 4a_{\gamma}(l_1 + l_2)(l_0 + z)[l_2 - (l_0 + z)]/l_2^2) +$$

$$+ 4b_{\beta}[(l_1 + l_2) - (l_0 + z)][(l_3 - l_4 - l_6)\gamma_6 / (l_3 - l_4)^2 + 4b_{\beta}(l_0 + z)\{(l_1 + l_2) - [(l_0 + z) + l_4]\} \times$$

$$\times [l_3 + (l_0 + z) - (l_1 + l_2)] / (l_3 - l_4)^2) \div$$

$$\div \{[l_3 + (l_0 + z) - l_6][(l_1 + l_2) - (l_0 + z)]\}; \quad (49)$$

$$c_{\gamma} = [l_3 + (l_0 + z) - l_6] - 4b_{\beta}(l_3 - l_4 - l_6)\gamma_6 \div (l_3 - l_4)^2 \gamma_{k2}', \quad (50)$$

где: $\delta_{k\gamma}$ – накопленное эксплуатационное отклонение оси штока от прямолинейности; $l_{k\gamma}$ – базовая длина для определения отклонение $\delta_{k\gamma}$.

На практике для их определения непосредственно в условиях эксплуатации дорожно-строительных машин может использоваться устройство [2, 17, 18] в соответствии с методикой [19]. В этом случае отклонение $\delta_{k\gamma}$ определяются по показаниям измерительных средств

устройства, а длина $l_{k\gamma}$ является его параметром.

Литература

1. Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л. Влияние несоосности элементов гидроцилиндра на его нагрузочную способность. Л., 1987. 25 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №21-сд87.
2. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1987. 345 с.
3. Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л. Учёт возможного начального искривления гидроцилиндра при исследовании его напряжённо-деформированного состояния. Л., 1987. 8 с. Деп. в ЦНИИТЭстроймаш №29-сд87.
4. Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Г. Элементы гидропривода: справочник. Изд. 2-е, перераб. и доп. Киев: Техніка, 1977. 320 с.
5. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3т. Изд. 5-е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1980. Т. 1. 728 с.
6. Фролов И.О. Влияние эксплуатационных повреждений на работоспособность гидроцилиндров и способы повышения их надёжности, применительно к одноковшовым строительным экскаваторам: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1984. 221 с.
7. Кобзов Д.Ю., Войтов В.Г. Анализ вариантов учёта возможного начального искривления длинномерных элементов гидроцилиндра. Братск, 1992. 17 с. Деп. в МАШ-МИР №47-сд92.
8. Кобзов Д.Ю., Решетников Л.Л. Методика поиска предельных значений диагностических параметров нагрузочной способности гидроцилиндров // Повышение эффективности использования машин в строительстве: сб.тр. Л., 1987. С. 118-120.
9. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин: моногр. Ч. 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Братск, 1999. 108 с. Деп. в ВИНТИ № 3552-1399.
10. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.
11. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. М.: Машиностроение, 1983. 301 с.
12. Кобзов Д.Ю., Хютте В.И. Оценка деформации штока и корпуса гидроцилиндра. Братск, 1992. 11 с. Деп. в МАШМИР №52-сд92.
13. Рыбасенко В.Д., Рыбасенко И.Д. Элементарные функции: Формулы, таблицы, графики. М.: Наука, 1987. 416 с.
14. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Ч. 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Братск, 1988. 59 с. Деп. в МАШМИР №2-сд98.
15. Пунцаг Д. О., Лханаг Д., Кобзов Д.Ю., Тигунцев А.М. Диагностировании гидроцилиндров строительных машин // Учёные записки / ГК НТВО МНР. Улаан-Баатар, 1988. № 2. С. 41-45 (на рус. яз.).
16. Кобзов Д.Ю., Мамаев Л.А., Калашников Л.А. Оказание технической помощи по совершенствованию гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: отчёт о НИР; ГР 01900052221, ИН 02900039190 / Брат. индустр. ин-т. Братск, 1990. 81 с.
17. Алексеев П.Д., Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г. Устройство для контроля кривизны штоков гидроцилиндров: информ. листок №1058-86 / ЛЦНТИ. Л., 1986. 1с.
18. Войткевич В.Б., Кобзов Д.Ю. Диагностическое приспособление для контроля нагрузочной способности гидроцилиндров строительных машин: информ. листок №980-88 / ЛЦНТИ. Л., 1988. 1 с.
19. Кобзов Д.Ю., Мамаев Л.А. Методика диагностирования гидроцилиндров строительных и дорожных машин: информ. листок №89-44 / Иркут. межотраслевой территориальный ЦНТИ. Иркутск, 1989. 2 с.

References

1. Kobzov D.Yu. Hydraulic actuator elements misalignment effect on its output capability. / Kobzov D.Yu., Reshetnikov L.L. – Dep. v TsNIITEstroy mash №21-sd87, L., 1987. 25 p.
2. Kobzov D.Yu. Diagnosing of working equipment of single-bucket excavator hydrocylinders: diss. ... kand. tekhn. nauk. L., 1987. 345 p.
3. Kobzov D.Yu. Feedback of probable initial deformation of a hydraulic actuator under investigating its deflected mode. / Kobzov D.Yu., Reshetnikov L.L. Dep. v TsNIITEstroy mash №29-sd87, L., 1987. 8 p.

4. Abramov E.I. Hydraulic drive component parts. / E.I. Abramov, K.A. Kolesnichenko, B.T. Maslov: Spravochnik. Izd. 2-e, pererab i dop. Kiev: «Tekhnika», 1977. 320 p.
5. Anur'yev V.I. Reference-book for a mechanical engineer. Anur'yev V.I. V 3-kh t. T. 1. Izd. 5-e, pererab. i dop. M.: Mashinostroeniye, 1980. 728 p.
6. Frolov I.O. Operational damages impact on the hydraulic actuators working capacity and the ways of their reliability improvement in respect to single-bucket excavators: diss. ... kand. tekhn. nauk. L., 1984. 221 s.
7. Kobzov D.Yu. Analysis of feedback alternatives for probable initial deformation of hydraulic actuator long-length component parts./ Kobzov D.Yu., Voytov V.G. Dep. v MASH-MIR №47-сд92. Bratsk, 1992. 17 p.
8. Kobzov D.Yu. The search technique of diagnostic variables limiting values of hydraulic actuators load-carrying ability. Kobzov D.Yu., Reshetnikov L.L. Povysheniye effektivnosti ispol'zovaniya mashin v stroitel'stve: Sb. tr. LISI, L., 1987. P. 118-120.
9. Kobzov D. Yu., Tarasov V.A., Trofimov A.A. Hydrocylinders for road-making and building machines. P. 2. Application environment, operation, operating mode and loading parameters. Bratsk, 1999. 108 s. Dep. v VINITI № 3552-1399. 108 p.
10. Pisarenko G.S. Reference-book on strength of materials. G.S. Pisarenko, A.P. Yakovlev, V.V. Matveev. Kiev: «Naukova dumka», 1988. 736 p.
11. Vasil'chenko V. A. Hydraulic equipment of mobile machines. M.: Mashinostroeniye, 1983. 301 p.
12. Kobzov D. Yu. Deformation assessment of a hydraulic actuator rod and body. Kobzov D. Yu., Khyutte V.I. Dep. v MASH-MIR № 52-сд92. Bratsk, 1992. 11 p.
13. Rybasenko V.D. Elementary functions: formulas, tables, diagrams. Rybasenko V.D., Rybasenko I.D. M.: Nauka, 1987. 416 p.
14. Kobzov D.Yu. Hydrocylinders for road-making and building machines. P. 1. Design. Reliability. Development prospects. Ch. 1. Bratsk, 1998. 59 p. Dep. v MASHMIR № 2-sd 98.
15. Puntsag D.O. On the diagnostics of road-building machines. / Puntsag D., Lkhanag D., Kobzov D.Yu., Tiguntsev A.M. Uchenye zapiski/ GK NTVO MNR. Ulaan-Baatar, 1988, № 2. P. 41-45.
16. Kobzov D.Yu. Technical aiding in hydraulic actuators improvement of single-bucket excavators operational equipment. Mamaev L.A., Kobzov D.Yu., Kalashnikov L.A. i dr. Otchet o NIR; GR 01900052221, IN 02900039190. Bratsk. industr. in-t, Bratsk, 1990. 81 p.
17. Alekseenko P.D. [Device for monitoring hydraulic actuators rod curvature. / Alekseenko P.D., Kobzov D.Yu., Gubanov V.G. Inform. listok №1058-86/LTsNTI, L., 1986.
18. Voytkevich V.B. Diagnostic device to control load-carrying ability of building machines hydraulic actuators. / Voytkevich V.B., Kobzov D.Yu. Inform. listok №980-88/ LTsNTI, L., 1988.
19. Kobzov D.Yu. Diagnostic technique for hydraulic actuators of road-building machines. Kobzov D.Yu., Mamaev L.A. Inform. listok №89-44/ Irkutsky mezhtrassovoy territorial'ny TsNTI. Irkutsk, 1989.

УДК 630

Исследование прочности сцепления композиционных покрытий, полученных методом ЭКН

В.В. Балихин¹, В.А. Марков¹, А.А. Мальцев¹

¹Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им. С.М. Кирова, Институтский 5, Санкт-Петербург, Россия. E-mail: mactor85@mail.ru

Статья поступила 13.01.2012, принята 25.05.2012

В данной статье произведено исследование влияния факторов технологического процесса электроконтактного припека на прочность сцепления композиционного металлопокрытия с основой. В ходе исследований выявлены факторы, оказывающие наибольшее влияние на процесс нанесения композиционных покрытий электроконтактным методом. В работе представлены методика проведения исследования, необходимое оборудование и лабораторные образцы. Для повышения точности проведения исследований и накопления статистических данных эксперимент в каждом режиме включал в себя не менее двух опытов. Для определения τ (прочности сцепления) используется ПЭФ типа 2³ второго порядка. Результатом данного исследования является уравнение регрессии, позволяющее оценить влияние каждого из факторов на один из важнейших показателей долговечности – прочность сцепления основного материала с основой. В завершающей части статьи произведена оптимизация полученной зависимости методом Монте-Карло. Суть данного метода заключается в многократном подставлении в уравнение регрессии различных значений факторов в установленных пределах с целью получения оптимального (максимального или минимального) значения функции. В результате оптимизации получены следующие значения параметров технологического процесса: $I = 14$ кА, $U = 4В$ и $Rz = 90$ мкм при $\tau = 525$ МПа. Исходя из требований, предъявляемых к высоконагруженным деталям (согласно классификации проф. М.А. Масино), прочность сцепления покрытия с основным материалом должна превышать 500 МПа. В нашем случае данное условие выполняется, что свидетельствует о высокой прочности сцепления покрытия с основным материалом и соответствии материала ПК40Х2 условиям эксплуатации высоконагруженных соединений лесозаготовительной техники.

Ключевые слова: прочность сцепления, адгезия, образцы для исследования, пресс, оптимизация.

Research of composition coatings adhesion strength by electrical contact bake-on method

V.V. Balikhin¹, V.A. Markov¹, A.A. Mal'tsev¹

¹St. Petersburg State Forestry Engineering University, 5 Institutsky lane, St. Petersburg, Russia. E-mail: mactor85@mail.ru
The article received 13.01.2012, accepted 25.05.2012

The given article presents the study of the factors influencing the technological process of electrical contact bake-on on adhesion strength between metal coating and the base. In the course of the research, the factors having the greatest impact on the process of