

11. База данных патентного ведомства Германии [Электронный ресурс] URL: <http://depatisnet.dpma.de> (дата обращения: 10.03.2001).

12. База данных Европейского патентного ведомства [Электронный ресурс] URL: <http://ep.espacenet.com> (дата обращения: 12.03.2011).

13. База данных патентного ведомства Японии [Электронный ресурс] URL: http://www.ipdl.inpit.go.jp/homepg_e.ipdl (дата обращения: 06.03.2011).

14. База данных международных патентных заявок [Электронный ресурс] URL: <http://www.wipo.int> (дата обращения: 12.03.2011).

15. База данных патентного ведомства России «ФГУ ФИПС» [Электронный ресурс] URL: <http://www1.fips.ru> (01.03.2011).

16. Бетономешалка: а.с. 52637 СССР. № 186395; заявл. 08.02.36; опублик. 28.02.38.

17. Concrete mixer: Japan Patent Application 2007054959 JP. № 20050239325; Pr. d. 08.22.05; Pub. 08.03.07.

УДК 621.225.2.001.24

Д.Ю. Кобзов, В.В. Жмуров, И.О. Кобзова*

ВАРИАНТЫ РАСЧЕТА ПРОДОЛЬНОГО ПРОГИБА ГИДРОЦИЛИНДРА

С целью повышения достоверности оценки прогиба гидроцилиндра в результате его продольного нагружения рассматриваются различные варианты учета конструктивных особенностей гидроцилиндра при расчете основных характеристик прогиба.

Ключевые слова: гидроцилиндр, деформация, прогиб.

Известно [1, 2], что суммарный прогиб $y_T(x)$ гидроцилиндра в результате его продольно-поперечного нагружения (Рис. 1а) можно представить уравнением

$$EI y_T''(x) = -M_Q(x) - M_R(x) - P y_T(x) - P e(x) \quad (1)$$

С учетом выражения для определения полного прогиба гидроцилиндра [3]

$$\begin{aligned} y_T(x) &= y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + \\ &+ y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x) = \\ &= y_{T0}(x) + y_P(x), \end{aligned} \quad (2)$$

принимая во внимание, что $EI y_Q''(x) = -M_Q(x)$ и $EI y_R''(x) = -M_R(x)$, а $EI y_\alpha''(x) = 0$, $EI y_\beta''(x) = 0$, $EI y_\gamma''(x) = 0$ и $EI y_\delta''(x) = 0$, после введения коэффициента $k^2 = P(EI)^{-1}$, окончательно запишем дифференциальное уравнение (1) относительно прогиба $y_P(x)$ гидроцилиндра в результате его продольного нагружения в виде:

$$\begin{aligned} &y_P''(x) + k^2 y_P(x) = \\ &= -k^2 [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_Q(x) + y_R(x) + e(x)] \quad (3) \end{aligned}$$

Здесь $y_{T0}(x)$ – прогиб гидроцилиндра до приложения продольного сжимающего усилия (рис. 1б), а EI – жесткость конкретного его участка (рис. 1б).

Согласно рисунку 1б, гидроцилиндр в соответствии со значениями жесткости его частей, по аналогии с известными работами [4, 5], может быть разбит на три участка. Границы первого участка с жесткостью EJ_1 характеризуются абсцис-

сами 0 и $(l_0 + z)$. Граница последнего участка с жесткостью EJ_3 определяется как разность $\{[l_3 + (l_0 + z)] - (l_1 + l_2)\}$. Второй же участок с общей жесткостью EJ_2 из-за наличия зазоров в подвижных герметизируемых сопряжениях гидроцилиндра [4] имеет точку пересечения кривых изогнутых осей элементов гидроцилиндра (рис. 1б) и описывается различными уравнениями [5-10], в связи с чем он должен быть разбит на два участка: справа – второй, слева, соответственно, третий. При этом граница второго с третьим, согласно рис. 1б, должна определяться абсциссой $[(l_0 + z) + l_{T0}]$. Другими словами, исследование характеристик прогиба $y_P(x)$ должно предусматривать рассмотрение следующих участков гидроцилиндра:

– первый участок – $0 \leq x \leq (l_0 + z)$, жесткость EJ_1 ;

– второй участок – $(l_0 + z) \leq x \leq [(l_0 + z) + l_{T0}]$, жесткость EJ_2 ;

– третий участок – $[(l_0 + z) + l_{T0}] \leq x \leq (l_1 + l_2)$, жесткость EJ_2 ;

– четвертый участок – $(l_1 + l_2) \leq x \leq [(l_0 + z) + l_3]$, жесткость EJ_3 .

Вид зависимостей для нахождения прогибов $y_\alpha(x)$, $y_\beta(x)$, $y_\gamma(x)$, $y_\delta(x)$, $y_Q(x)$, $y_R(x)$ и эксцентриситета $e(x)$ [6, 8] позволяет представить правую часть уравнения (3) полиномом четвертой степени:

$$y_P''(x) + k^2 y_P(x) = R_4 x^4 + S_3 x^3 + T_2 x^2 + U_1 x + V_0$$

* - автор, с которым следует вести переписку.

и получить неоднородное линейное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами, структура общего решения которого имеет вид:

$$y_p(x) = \bar{y}_p(x) + y_p^*(x), \quad (5)$$

где $\bar{y}_p(x)$ – общее решение однородного дифференциального уравнения второго порядка, например, для первого участка гидроцилиндра, то есть для его штока:

$$\bar{y}_{PI}(x) = C_1 \cos k_1 x + C_2 \sin k_1 x, \quad (6)$$

а $y_p^*(x)$ – частное решение неоднородного дифференциального уравнения, имеющее вид в соответствии с видом правой части выражения (4), например, для четвертого участка гидроцилиндра, то есть для его корпуса:

$$y_{PIV}^*(x) = A_4^{IV} x^4 + A_3^{IV} x^3 + A_2^{IV} x^2 + A_1^{IV} x + A_0^{IV}, \quad (7)$$

где A_0^{IV} , A_1^{IV} , A_2^{IV} , A_3^{IV} и A_4^{IV} – неизвестные, определяемые по методу неопределенных коэффициентов из равенства:

$$\begin{aligned} & (12A_4^{IV} x^2 + 6A_3^{IV} x^2 + 2A_2^{IV}) + \\ & + k_3^2 (A_4^{IV} x^4 + A_3^{IV} x^3 + A_2^{IV} x^2 + \\ & + A_1^{IV} x + A_0^{IV}) = R_4^{IV} x^4 + S_3^{IV} x^3 + \\ & + T_2^{IV} x^2 + U_1^{IV} x + U_0^{IV} \end{aligned} \quad (8)$$

после приравнивания коэффициентов при одинаковых степенях x .

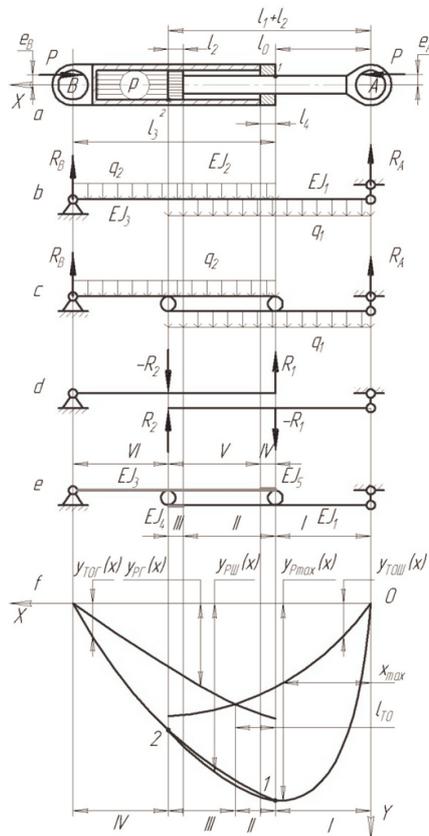


Рис. 1. Расчетная схема определения прогиба гидроцилиндра в результате его продольного нагружения.

Отсюда имеем выражения для нахождения значений прогиба $y_p(x)$ для каждого из рассматриваемых участков гидроцилиндра:

$$y_{PI}(x) = C_1 \cos k_1 x + C_2 \sin k_1 x + y_{PI}^*(x); \quad (9)$$

$$y_{PII}(x) = C_3 \cos k_2 x + C_4 \sin k_2 x + y_{PII}^*(x); \quad (10)$$

$$y_{PIII}(x) = C_5 \cos k_2 x + C_6 \sin k_2 x + y_{PIII}^*(x); \quad (11)$$

$$y_{PIV}(x) = C_7 \cos k_3 x + C_8 \sin k_3 x + y_{PIV}^*(x). \quad (12)$$

и угла $y'_p(x)$ поворота его сечений в результате приложения продольного сжимающего усилия P :

$$y'_{PI}(x) = -k_1 C_1 \cos k_1 x + k_2 C_2 \sin k_1 x + y'_{PI}(x); \quad (13)$$

$$y'_{PII}(x) = -k_2 C_3 \cos k_2 x + k_2 C_4 \sin k_2 x + y'_{PII}(x); \quad (14)$$

$$y'_{PIII}(x) = -k_2 C_5 \cos k_2 x + k_2 C_6 \sin k_2 x + y'_{PIII}(x); \quad (15)$$

$$y'_{PIV}(x) = -k_3 C_7 \cos k_3 x + k_3 C_8 \sin k_3 x + y'_{PIV}(x). \quad (16)$$

Постоянные C_1, C_2, \dots, C_8 интегрирования определяются из системы уравнений:

$$\begin{cases} y_{PI}(x) = 0, \text{ при } x = 0; \\ y_{PI}(x) = y_{PII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y'_{PI}(x) = y'_{PII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PII}(x) = y_{PIII}(x), \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_{T0}]; \\ y'_{PII}(x) = y'_{PIII}(x), \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_{T0}]; \\ y_{PIII}(x) = y_{PIV}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y'_{PIII}(x) = y'_{PIV}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIV}(x) = 0, \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_3], \end{cases} \quad (17)$$

составленной на основании отсутствия прогиба в точках крепления гидроцилиндра, а также равенства величин прогиба и значений углов поворота его сечений на границах соседних участков.

Однако такой подход к изучению параметров прогиба $y_p(x)$, аналогичный ранее описанному автором в работе [6], позволяя оценить несущую способность гидроцилиндра с точки зрения напряженного состояния его элементов, не дает возможности судить об их деформированном состоянии по раздельности, в частности, на втором и третьем участках гидроцилиндра. Так, на втором и третьем участках имеет место всего одна кривая, в то время как их должно быть две (рис. 1f): ось штока с поршнем и корпуса с крышкой.

Исключая этот недостаток при определении характеристик прогиба $y_p(x)$, длинномерные элементы гильзы гидроцилиндра необходимо рассматривать по отдельности (рис. 1c, 1d, 1e), в связи с чем гидроцилиндр по длине следует разбить на шесть участков, каждый из которых характери-

зается собственной жесткостью и действующими нагрузками. В этом случае на втором и третьем участке расположены дополнительно две кривые с параметрами:

изогнутая ось штока с поршнем

$$y_{PШ}(x) = C_9 \cdot \cos k_1 \cdot x + C_{10} \cdot \sin k_1 \cdot x + y_{PШ}^*(x); \quad (18)$$

$$y'_{PШ}(x) = -k_1 C_9 \cdot \cos k_1 \cdot x + k_1 C_{10} \cdot \sin k_1 \cdot x + y_{PШ}^{*'}(x) \quad (19)$$

изогнутая ось гильзы, крышки и направляющей втулки

$$y_{PГ}(x) = C_{11} \cdot \cos k_3 \cdot x + C_{12} \cdot \sin k_3 \cdot x + y_{PГ}^*(x); \quad (20)$$

$$y'_{PГ}(x) = -k_3 C_{11} \cdot \cos k_3 \cdot x + k_3 C_{12} \cdot \sin k_3 \cdot x + y_{PГ}^{*'}(x). \quad (21)$$

Следовательно, количество необходимых для определения характеристик прогиба $y_p(x)$ констант C_i увеличивается с восьми в системе (17) до 12 в связи с увеличением числа рассматриваемых участков гидроцилиндра (рис. 1е). Для их определения пригодны три системы из 12 уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{PI}(x) = 0, \text{ при } x = 0; \\ y_{PI}(x) = y_{PII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y'_{PI}(x) = y'_{PII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PII}(x) = y_{PIII}(x), \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_{T0}]; \\ y_{PIII}(x) = y_{PIV}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIV}(x) = 0, \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_3]; \\ y_{PIII}(x) = y_{PIV}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y'_{PI}(x) = y'_{PIII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PIV}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y'_{PIV}(x) = y'_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2). \end{array} \right. \quad (22)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{PI}(x) = 0, \text{ при } x = 0; \\ y_{PI}(x) = y_{PII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PII}(x) = y_{PIII}(x), \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_{T0}]; \\ y'_{PII}(x) = y'_{PIII}(x), \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_{T0}]; \\ y_{PIII}(x) = y_{PIV}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIV}(x) = 0, \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_3]; \\ y_{PI}(x) = y_{PIII}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y'_{PIV}(x) = y'_{PIII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PIV}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y'_{PIV}(x) = y'_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2). \end{array} \right. \quad (23)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{PI}(x) = 0, \text{ при } x = 0; \\ y_{PI}(x) = y_{PII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PII}(x) = y_{PIII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z + l_{z0}); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIV}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y'_{PIII}(x) = y'_{PIV}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIV}(x) = 0, \text{ при } x = (l_0 + z + l_{z0}); \\ y_{PI}(x) = y_{PIII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y'_{PI}(x) = y'_{PIII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PIV}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y'_{PIV}(x) = y'_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2). \end{array} \right. \quad (24)$$

составленные на основании совместного рассмотрения деформации гидроцилиндра и его отдельных элементов (рис. 1а, 1е), а также система из восьми уравнений, составленная на основании рассмотрения деформации только длинномерных элементов гидроцилиндра (рис. 1е):

$$\left\{ \begin{array}{l} y_{PI}(x) = 0, \text{ при } x = 0; \\ y_{PI}(x) = y_{PIII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y'_{PI}(x) = y'_{PIII}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PIV}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y'_{PIV}(x) = y'_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_0 + z); \\ y_{PIII}(x) = y_{PIГ}(x), \text{ при } x = (l_1 + l_2); \\ y_{PIV}(x) = 0, \text{ при } x = [(l_0 + z) + l_3]. \end{array} \right. \quad (25)$$

Целью сопоставления этих систем является выбор одной, наиболее полно и точно описывающей процесс деформации элементов гидроцилиндра, и установление возможности описания рассматриваемого процесса системой уравнений (25), не учитывающей непосредственно ни влияния длины гидроцилиндра, а следовательно, и его гибкости, ни характера контакта элементов друг с другом на изменение параметров прогиба $y_p(x)$.

Просматривая значения постоянных $C_1 \dots C_{12}$ (таблица 1) и сравнивая полученные характеристики прогиба $y_p(x)$ (таблица 2), следует отметить их хорошую сходимость в последних четырех случаях из пяти [6]. Наибольшее расхождение, которое в ряде случаев составляет до 20 %, имеется между параметрами, полученными при расчете постоянных по системе (17), с параметрами, определенными по системам (22)-(25). Это расхождение обусловлено, главным образом, той дополнительной жесткостью гидроцилиндра, которая введена третьим уравнением в системе (17), что подтверждается, кроме всего прочего, и меньшим, чем в остальных случаях, прогибом. Однако решение системы (17) без этого уравнения не представляется возможным.

Стопроцентная сходимость по значениям прогиба гидроцилиндра достигнута в последних четырех случаях, что еще раз подтверждает сильно приближенный характер системы (17). Аналогич-

ную сходимость следует отметить по значениям прогиба и величинам углов поворота сечений элементов гидроцилиндра.

Таблица 1

Константы, определяемые из систем (17) и (22) ... (25), применительно к гидроцилиндру рукояти рабочего оборудования экскаватора ЭО-4121А

Константа	Система (17)	Система (22)	Система (23)	Система (24)	Система (25)
C_1	0,0061610	0,0061610	0,0061610	0,0061610	0,0061610
C_2	0,0137609	0,0143551	0,0143551	0,0143551	0,0143551
C_3	0,6567669	0,6570722	0,6578054	0,6577959	-
C_4	-0,6318826	-0,6309639	-0,6329513	-0,6329256	-
C_5	0,0350176	0,0367659	0,0360560	0,0360645	-
C_6	0,0921774	0,0894192	0,0911092	0,0910889	-
C_7	0,0572619	0,0508034	0,0583034	0,0583034	0,0583034
C_8	0,0127111	0,0117020	0,0117020	0,0117020	0,0117020
C_9	-	0,0274341	0,0274341	0,0274341	0,0274341
C_{10}	-	0,0055824	0,0055824	0,0055824	0,0055824
C_{11}	-	0,0295204	0,0295204	0,0295204	0,0295204
C_{12}	-	0,0782823	0,0782823	0,0782823	0,0782823

– ячейки с равными константами.

Таблица 2

Характеристики прогиба $y_p(x)$ гидроцилиндра рукояти рабочего оборудования экскаватора ЭО-4121А

Параметр	Размерность	Координата	Система уравнений				
			(17)	(22)	(23)	(24)	(25)
1	2	3	4	5	6	7	8
прогиб $y_{рш}(x)$	10^{-3} м	$x=0$	0	0	0	0	0
угол $y'_{рш}(x)$	10^{-3} рад	$x=0$	+4,843	+5,310	+5,310	+5,310	+5,310
прогиб $y_{рш}(x)$	10^{-3} м	$x=0$	3,371	3,955	3,955	3,955	3,955
угол $y'_{рш}(x)$	10^{-3} рад	$x=0$	-1,461	-1,283	-1,283	-1,283	-1,283
прогиб $y_{рп}(x)$	10^{-3} м	$x=(l_0+z)$	3,371	3,955	3,955	3,955	3,955
угол $y'_{рп}(x)$	10^{-3} рад	$x=(l_0+z)$	-1,461	-1,284	-1,753	-1,743	-
прогиб $y_{рr}(x)$	10^{-3} м	$x=(l_0+z)$	3,371	3,955	3,955	3,955	3,955
угол $y'_{рr}(x)$	10^{-3} рад	$x=(l_0+z)$	-	-1,748	-1,748	-1,748	-1,748
прогиб $y_{рш}(x)$	10^{-3} м	$x=[(l_0+z)+l_{T0}]$	-	3,820	3,820	3,820	3,820
угол $y'_{рш}(x)$	10^{-3} рад	$x=[(l_0+z)+l_{T0}]$	-	-1,744	-1,744	-1,744	-1,744
прогиб $y_{рп}(x)$	10^{-3} м	$x=[(l_0+z)+l_{T0}]$	3,239	3,839	3,796	3,796	-
угол $y'_{рп}(x)$	10^{-3} рад	$x=[(l_0+z)+l_{T0}]$	-1,500	перелом	-1,795	перелом	-
прогиб $y_{рr}(x)$	10^{-3} м	$x=[(l_0+z)+l_{T0}]$	-	3,797	3,797	3,797	3,797
угол $y'_{рr}(x)$	10^{-3} рад	$x=[(l_0+z)+l_{T0}]$	-	-1,794	-1,794	-1,794	-1,794
прогиб $y_{рш}(x)$	10^{-3} м	$x=(l_1+l_2)$	-	3,595	3,595	3,595	3,595
угол $y'_{рш}(x)$	10^{-3} рад	$x=(l_1+l_2)$	-	-2,309	-2,309	-2,309	-2,309
прогиб $y_{рш}(x)$	10^{-3} м	$x=(l_1+l_2)$	3,070	3,595	3,595	3,595	3,595
угол $y'_{рш}(x)$	10^{-3} рад	$x=(l_1+l_2)$	-1,547	перелом	перелом	-1,849	-
прогиб $y_{рr}(x)$	10^{-3} м	$x=(l_1+l_2)$	3,070	3,595	3,595	3,595	3,595
угол $y'_{рr}(x)$	10^{-3} рад	$x=(l_1+l_2)$	-	-1,849	-1,849	-1,849	-1,849
прогиб $y_{рr}(x)$	10^{-3} м	$x=[(l_0+z)+l_3]$	0	0	0	0	0
угол $y'_{рr}(x)$	10^{-3} рад	$x=[(l_0+z)+l_3]$	-2,085	-2,410	-2,410	-2,410	-2,410
прогиб $y_{рmax}$	10^{-3} м	$0 < x < (l_0+z)$	3,588	4,113	4,113	4,113	4,113
абсцисса $x_{рmax}$	м	$0 < x < (l_0+z)$	1,250	1,300	1,300	1,300	1,300

Расхождение между последними четырьмя системами в основном состоит в параметрах про-

гиба $y_p(x)$ мнимой оси той части гидроцилиндра, где одновременно расположены все его элементы.

Под мнимой осью, согласно рисунку 1f, подразумевается ломаная, состоящая из оси штока на участке $(l_0 + z) \leq x \leq [(l_0 + z) + l_{T0}]$ и из оси корпуса на участке $[(l_0 + z) + l_{T0}] \leq x \leq (l_1 + l_2)$. Анализируя это расхождение, следует отметить, что оно заключается в наличии ее переломов. Согласно рисунку 1f, начальный перелом имеется лишь в точке $x = [(l_0 + z) + l_{T0}]$. Учитывается он лишь второй и четвертой системами. Третья система указывает на наличие перелома в точке $x = (l_1 + l_2)$, что не соответствует действительности, так как нарушает условие цельности корпуса. Этот недостаток имеется и у второй системы. Кроме этого, вторая система дает больший прогиб этого участка в точке $x = [(l_0 + z) + l_{T0}]$, нежели у штока, что нереально, так как жесткость гидроцилиндра выше жесткости штока.

Таким образом, для оценки характеристик прогиба $y_p(x)$ наиболее пригодна лишь четвертая система (25), с которой по параметрам деформации элементов гидроцилиндра, представляющим наибольший интерес при рассмотрении его нагрузочной способности, полностью сходится система (24).

Вышеизложенное позволяет сделать вывод о пригодности для исследования напряженно-деформированного состояния гидроцилиндра и его элементов более простой системы (25), непосредственно не учитывающей длины гидроцилиндра, а следовательно и его гибкости, но имеющей стопроцентную сходимость по значениям постоянных $C_1, C_2, C_7, C_8, C_9 \dots C_{12}$ (таблица 1), определяющих характеристики прогиба $y_p(x)$ элементов гидроцилиндра, с системами (22) – (24), принимающими во внимание его гибкость и тем самым отражающими классический подход к исследованию деформации продольно-поперечно нагруженного стержня.

Исследование на экстремум функции $y_p(x)$, проведенное при помощи ЭВМ в связи с неразрешимостью обычным аналитическим путем трансцендентного уравнения (9), показывает, что абсцисса $x_{p\max}$ ординаты $y_{p\max}$ также приходится на шток гидроцилиндров (I участок) и, например, для гидроцилиндра рукояти экскаватора ЭО-4121А составляет 1,300 м при прогибе $4,113 \cdot 10^{-3}$ м.

Из работы [6] следует, что приведенный метод описания напряженно-деформированного состояния гидроцилиндра, в отличие от предшествующих известных исследований, позволяет оценить параметры деформации штока с поршнем внутри гильзы цилиндра. В частности, изменение взаимного углового расположения этих элементов в местах их контакта. Так, угол в точке контакта поршня с гильзой составляет $4,6 \cdot 10^{-4}$ радиан, а в

точке контакта штока с направляющей втулкой – $4,65 \cdot 10^{-4}$ радиан. Причем, в первом случае изменение происходит в сторону уменьшения угловой несоосности, а во втором – в сторону ее увеличения, что и имеет место на практике.

Кроме того, о характере этой деформации можно судить по расположению двух кривых на втором и третьем участках гидроцилиндра – осей штока с поршнем и гильзы с крышкой и направляющей втулкой, описываемых соответственно уравнениями (18), (19) и (20), (21).

Достаточным подтверждением достоверности проведенного теоретического исследования служит факт изменения абсциссы точки пересечения осей штока и гильзы в результате приложения продольного сжимающего усилия, определенной ранее координатой $x = [(l_0 + z) + l_{T0}]$, что и имеет место в действительности [6].

Литература

1. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1988. 736 с.
2. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1976. 688 с.
3. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. №3 (23). С. 174-179.
4. Марутов В.А., Павловский С.А. Гидроцилиндры. М.: Машиностроение, 1966. 171 с.
5. 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.
6. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1987. 345 с.
7. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Кобзова И.О. Прогиб гидроцилиндра в результате радиальной деформации под давлением его корпуса // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 4 (8). С. 22-28.
8. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Лханаг Дорлигсүрэнгийн. Несущая способность и ресурс гидроцилиндров машин // Там же. 2009. № 2. С. 24-28.
9. Кобзов Д.Ю., Усова С.В., Фурзанов С.Ю. О диагностическом параметре несущей способности гидроцилиндров машин // Там же. С. 29-32.
10. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П. Методика определения эксцентриситета в опорах крепления гидроцилиндра // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 3. С. 38-43.