

*А.В. ТКАЧУК*, канд. техн. наук, *Л.Н. БОНДАРЕНКО*,  
*А.А. ЗАРУБИНА*, канд. техн. наук,  
*Н.С. ЯРМАК*, канд. техн. наук, НТУ „ХПИ”,  
*М.М. ПЕКЛИЧ*, ОАО „Головной специализированный  
конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь

## **К ОБОСНОВАНИЮ ПОСТАНОВКИ ОПТИМИЗАЦИОННОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ**

На прикладі паяних гідроциліндрів з покриттям внутрішньої поверхні акриловими пластмасами розглянуто напружено-деформований стан. Виявлені основні закономірності розподілу напружень та переміщень. Обґрунтована можливість та доцільність постановки задачі оптимізації маси гідроциліндра.

The stressedly-deformed state are considered on the example of brazed hydraulic jacks with coverage of internal surface by acryl plastics. Basic laws of tensions and movings distribution are found. The possibility and expedience of optimization task setting of hydraulic jack mass is grounded.

**Введение.** Механизация и автоматизация переналаживаемой технологической оснастки сопровождается широким применением гидроцилиндров высокого давления как источника необходимого усилия зажима. В связи с этим элементы конструкций гидроцилиндров должны удовлетворять ряду требований, в том числе:

- обеспечивать высокий коэффициент использования металла (КИМ);
- обеспечивать надежную работу гидроцилиндров в течение всего срока эксплуатации;
- иметь минимальные габариты и вес изделия.

Первое из требований вынуждает при проектировании гидроцилиндров искать новые конструктивные и технологические решения, что привело в свое время к разработке в Харьковском научно-исследовательском институте технологии машиностроения (ХНИИТМ) конструкций паяных корпусов гидроцилиндров [1-3].

Второе и третье требование являются противоречивыми, и их удовлетворение возможно на основе решения некоторой оптимизационной задачи. В качестве оптимизируемого параметра выступает вес изделия (его величина минимизируется), а условия второго требования выступают в качестве ограничений.

Поскольку при решении задач оптимизации важнейшим этапом как раз является обоснование целесообразности их постановки, то представляется актуальной задачей исследование чувствительности гидроцилиндров предлагаемой конструкции к изменению варьируемых параметров.

Таким образом, возникает задача не подробного анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции, а анализа чувствительно-

сти прочностных и жесткостных характеристик к изменению конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров. При этом можно использовать расчетные модели с меньшими требованиями к их точности. Важны в этом случае как раз качественные особенности поведения решения при изменении тех или иных параметров.

**Описание конструкции.** По традиционной технологии корпус гидроцилиндра выполнялся из цельной заготовки. При этом около 80 % металла уходило в стружку при значительной трудоемкости изготовления. Предложено корпус собирать из двух частей – гильзы 1 и крышки 2 (рис.1), каждая из которых изготавливается отдельно, причем для их получения целесообразно использовать трубы соответствующих размеров, а затем произвести пайку в местах сопряжения (шов 3 паяного соединения на рис.1 заштрихован). Применяется высокотемпературная пайка при  $1135^{\circ}\text{C}$ , в качестве припоя используется медная проволока марки ДКРТ 1,6 БТ М1р ГОСТ 16130-85, сборочный зазор, определяющий толщину паяного шва 3, не превышает 0,1 мм. При этом КИМ возрастает по сравнению с цельными корпусами в 2,0-2,5 раза [1-3].

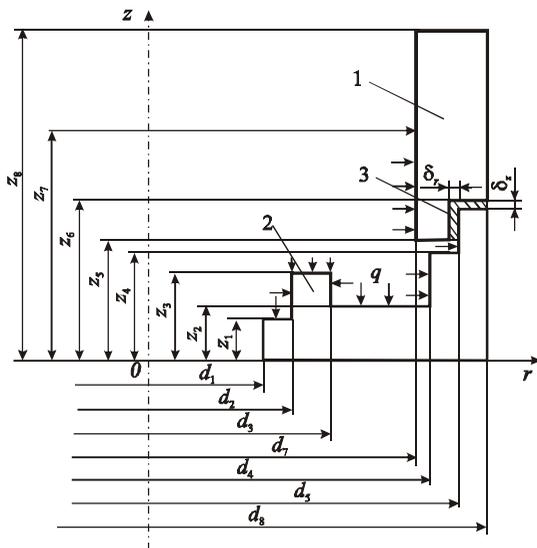


Рис.1. Схема поперечного сечения паяного корпуса гидроцилиндра

Преимущества такой технологии изготовления корпусов очевидны, однако при этом возникает естественный вопрос о соблюдении условий прочности и жесткости паяных гидроцилиндров, работающих при давлениях 10 МПа и выше.

**Постановка задачи.** Исследовались конструкции корпусов гидроцилиндров в виде тел вращения, поперечное сечение которых представлено на рис. 1. Как видно из рисунка, корпус гидроцилиндра полностью определяется

набором параметров  $\delta_r$ ,  $\delta_z$ ,  $z_i$ ,  $d_i$  ( $i=1,\dots,8$ ) (несущественный параметр  $d_6$  опущен).

**Множество варьируемых параметров.** Анализ конструкции корпуса гидроцилиндра позволяет выделить, следующие параметры, оказывающие доминирующее влияние на его вес и напряженно-деформированное состояние: длина шва паяного соединения  $l = z_6 - z_5$  и величина  $d_8$  – внешний диаметр корпуса

Наличие и длина шва может оказать определенное влияние на прочность и жесткость как всего корпуса, так и зоны шва паяного соединения. Определение этого влияния представляет собой первую половину задачи. Вторая половина задачи – определение влияния параметра  $d_8$  на прочность и жесткость корпусов гидроцилиндров.

Влияние длины шва паяного соединения на напряженно-деформированное состояние исследовалось для паяного корпуса гидроцилиндра с параметрами, приведенными в табл. 1. При этом варьирование величины  $l$  производилось путем изменения параметра  $z_6$  в пределах от значения  $z_5$  до  $(z_5 + 17)$  мм. Отдельно проводился расчет цельного корпуса.

Таблица 1

Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра, мм

$i$	$d_i$ , мм	$z_i$ , мм	$i$	$d_i$ , мм	$z_i$ , мм	$i$	$d_i$ , мм	$z_i$ , мм
1	32	6	4	82	16	7	80	30
2	50	11	5	86	16,5	8	94	59
3	62	16	6	-	var			

### Напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра.

Расчет напряженно-деформированного состояния осуществлялся методом конечных элементов (МКЭ) для корпуса гидроцилиндра, жестко защемленного на нижней грани (при  $z = 0$ , см. рис. 1). Величина внутреннего давления  $q$  составляет 10 МПа.

Шов паяного соединения моделировался слоем меди толщиной  $\delta_r = \delta_z = 0,1$  мм (модуль упругости  $E = 1,1 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\nu = 0,32$ ). Характеристика паяемого материала:  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu = 0,28$ .

Результаты расчетов представлены на рис.2, 3. На рис.2 представлен график зависимости максимальной величины радиального перемещения  $u_{r_{\max}}$  точек корпуса гидроцилиндра от длины шва паяного соединения. Как видно, величина  $u_{r_{\max}}$  слабо зависит от значения  $l$ . Интервал изменения  $u_{r_{\max}}$  от 7,53 до 7,67 мкм при изменении  $l$  от 0 до 17 мм. Максимум функции  $u_{r_{\max}}(l)$

достигается при  $l \approx 11,5$  мм, минимум – при  $l = 0$ . Максимальное значение  $u_{r\max}$  ненамного превосходит аналогичную величину для гидроцилиндра с одинаковыми геометрическими размерами, но выполненного цельным из стали 40Х (уровень данной величины показан штриховой линией на рис. 2).

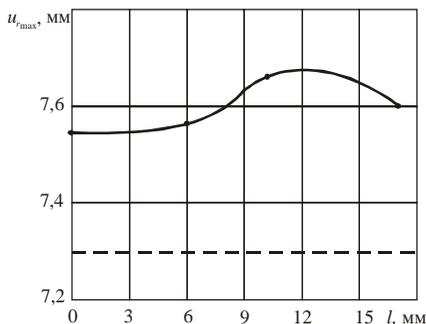


Рис.2. Зависимость радиальных перемещений от длины шва паяного соединения

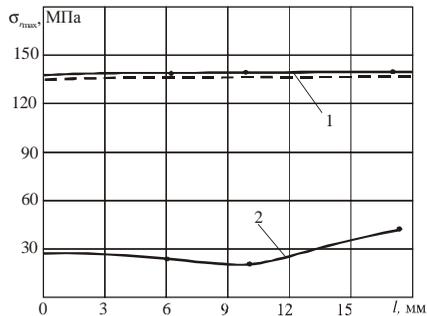


Рис.3. Зависимость напряжений от длины шва паяного соединения

Как показывает анализ распределений  $u_r$  в корпусах, выполненных пайкой встык, с пайкой различной длины и цельных, характер изменения  $u_r$  в исследуемой области совпадает для всех вариантов. Вдоль образующей корпуса гидроцилиндра величина радиальных перемещений изменяется от 0 при  $z = 0$  до максимального значения  $u_{r\max}$  в средней части корпуса, а затем убывает, принимая в некоторой окрестности  $z = z_8$  отрицательные значения.

Таким образом, наличие шва практически не меняет деформированное состояние корпуса.

Напряженное состояние корпуса гидроцилиндра зависит от величины  $l$ , как видно из рис. 3. На нем приведена зависимость максимальных значений интенсивности напряжений  $\sigma_i$  во всей конструкции (1-я кривая) и в шве паяного соединения (2-я кривая) от величины  $l$ . Пунктиром на рисунке показан уровень интенсивности напряжений в цельном корпусе гидроцилиндра. Величина  $\sigma_i$  определяется по формуле:

$$\sigma_i = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + 6\tau_{rz}^2}. \quad (1)$$

Величина  $\sigma_{i\max}$  в конструкции практически не зависит от наличия и длины шва паяного соединения и не превышает 140 МПа для всех рассчитываемых вариантов. Однако от величины  $l$  существенно зависит уровень напряженного состояния в самом соединительном шве. В исследуемом интервале

минимальное значение  $\sigma_{i_{\max}}$  наблюдается при  $l \approx 9$  мм (21 МПа), максимальное - при  $l = 17$  мм (39 МПа). Наиболее приемлемый интервал значений  $l$ , в котором значения  $\sigma_{i_{\max}}$  близко к минимальному – от 6 до 12 мм.

Таким образом, не влияя практически на максимальное значение интенсивности напряжений, длина шва существенно сказывается на уровне данной величины в пределах самого шва. Поскольку уровень напряжений в шве представляет значительный интерес, то с целью его минимизации следует выбирать величину  $l$  в интервале 6-12 мм. На следующем этапе решения задачи необходимо определить влияние внешнего диаметра  $d_8$  на напряженно-деформированное состояние паяных корпусов гидроцилиндров.

Величина внешнего диаметра  $d_8$  корпусов гидроцилиндров при прочих равных конструктивных параметрах определяет вес и уровень напряженно-деформированного состояния конструкция корпусов. Требование снижения веса приводит к необходимости уменьшения величины  $d_8$ , а требование уменьшения уровня напряжений – к увеличению  $d_8$ . Таким образом, встает необходимость определения приемлемого значения величины внешнего диаметра. Данная величина существенно связана с величиной внутреннего диаметра  $d_7$ , и поэтому задачу необходимо решать для пары величин ( $d_8$ ,  $d_7$ ).

Как было выяснено, наличие и длина шва паяного соединения слабо влияет на уровень и характер напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров. Поэтому при решении задачи о выборе величины  $d_8$

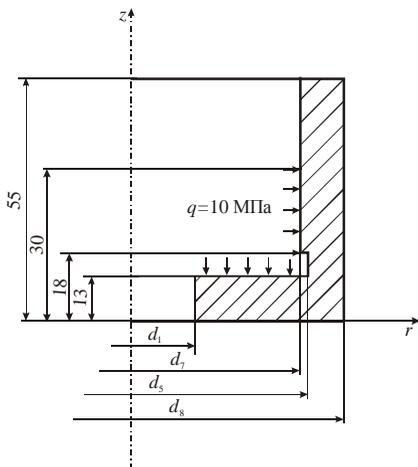


Рис.4. Схема корпуса гидроцилиндра

можно отвлечься от указанного фактора и рассматривать цельный корпус гидроцилиндра. Фиксируя остальные параметры конструкции корпуса, приходим к упрощенной расчетной схеме, представленной на рис. 4.

Определяющей величиной для данной схемы является  $d_7$ . Остальные параметры в мм выражаются следующим образом:

$$d_1 = 3/8 d_7, \quad (2)$$

$$d_5 = d_7 + 1. \quad (3)$$

Для определения зависимости  $\sigma_{i_{\max}}$  от величины  $d_8$  при различных значениях  $d_7$  был проведен расчет напряженно-деформированного

состояния корпусов гидроцилиндров при значениях  $d_7$ ,  $d_8$ , приведенных в табл. 2.

Таблица 2

Параметры исследуемых корпусов гидроцилиндров, мм

Варианты	$d_7$	$d_8$					
		22	24	26	28	30	40
1	20	22	24	26	28	30	40
2	32	34	35	38	41	44	50
3	40	42	46	50	54	60	70
4	50	52	57	62	67	70	80
5	63	65	70	76	82	85	90
6	80	82	88	96	100	110	120
7	100	102	105	110	120	130	150

Результаты расчетов данных вариантов приведены в табл. 3. Здесь  $u_{r_{\max}}$ ,  $\sigma_{i_{\max}}$  – максимальные значения радиальных перемещений и интенсивности напряжений в конструкциях.

Таблица 3

Характеристики напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров

$d_7$ , мм	$d_8$ , мм	$u_{r_{\max}}$ , мкм	$\sigma_{i_{\max}}$ , МПа	$d_7$ , мм	$d_8$ , мм	$u_{r_{\max}}$ , мкм	$\sigma_{i_{\max}}$ , МПа
20	22	6,70	150	50	67	2,60	54
20	24	3,00	65	50	70	2,10	51
20	26	2,10	46	50	80	1,40	43
20	28	1,60	37	63	65	47,00	450
20	30	1,30	31	63	70	10,30	100
20	40	0,76	27	63	76	4,60	75
32	34	14,00	213	63	82	2,80	61
32	35	9,30	128	63	85	2,40	56
32	38	4,40	66	63	90	1,90	51
32	41	2,90	48	80	82	68,00	580
32	44	2,20	45	80	88	12,00	120
32	50	1,45	38	80	96	4,50	80
40	42	22,00	270	80	100	3,40	70
40	46	6,50	78	80	110	2,10	55
40	50	3,60	57	80	120	1,60	49
40	54	2,40	50	100	102	94,00	720
40	60	1,70	43	100	105	29,00	210
40	70	1,20	38	100	110	11,0	126
50	52	32,00	350	100	120	4,10	80
50	57	7,50	83	100	130	2,50	63
50	62	3,80	64	100	150	1,50	50

Кроме данного набора вариантов, рассчитывались и другие конструкции, характеристики  $d_7$ ,  $d_8$  и параметры напряженно-деформированного состояния  $\sigma_{i_{\max}}$ ,  $u_{r_{\max}}$  которых сведены в табл. 4.

**Параметрический анализ результатов исследований.** Графическая интерпретация результатов расчетов приведена на рис.5-7. На рис. 5 представлены графики зависимостей относительного уровня интенсивности напряжений  $\sigma_{i_{\max}}/q$  в конструкциях от величины толщины стенки  $\delta$ :

$$\delta = (d_8 - d_7) / 2. \quad (4)$$

Номера графиков соответствуют номерам вариантов конструкций в табл.2.

Все зависимости носят одинаковый характер; резкое возрастание величины  $\sigma_{i_{\max}}/q$  при  $\delta \rightarrow 0$  и убывание при увеличении  $\delta$ , причем характер убывания напоминает поведение гиперболы. При дальнейшем увеличении  $\delta$  скорость убывания  $\sigma_{i_{\max}}/q$  уменьшается.

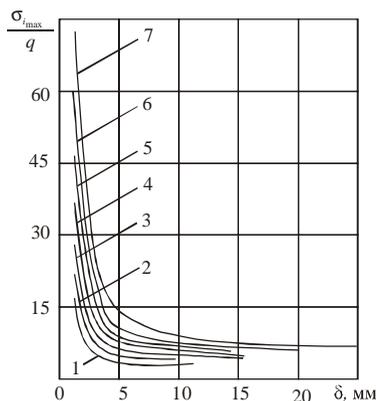


Рис.5. Зависимость относительных напряжений от толщины стенки корпуса гидроцилиндра

Таблица 4

Характеристики напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров

$d_7$ , мм	$d_8$ , мм	$u_{r_{\max}}$ , мкм	$S_{i_{\max}}$ , МПа
20	60	0,53	25
32	100	0,61	29
40	120	0,66	31
50	150	0,70	33
63	190	0,72	35
80	240	0,73	36
100	300	0,73	38
100	200	0,98	42
20	200	0,30	22
32	320	0,33	25
40	400	0,33	27
50	500	0,33	28
63	630	0,32	29
80	800	0,31	31

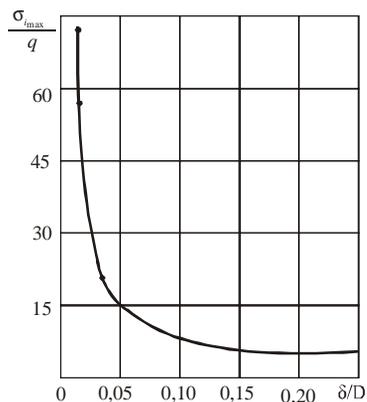


Рис.6. Зависимость относительных напряжений от относительной толщины стенки корпуса гидроцилиндра

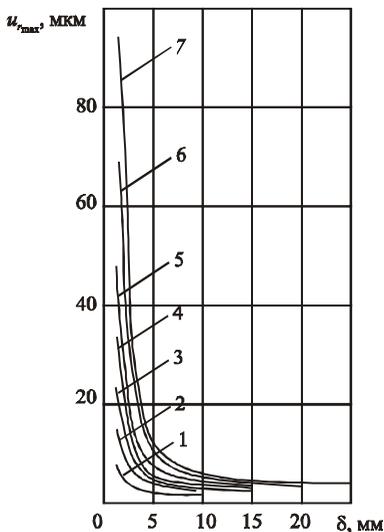


Рис. 7. Зависимость радиальных перемещений точек корпуса гидроцилиндра от толщины стенки

стояния корпусов гидроцилиндров при заданной величине толщины стенки (абсолютной или относительной) в пределах изменения внутренних диаметров корпусов от 20 до 100 мм, а также по заданному уровню допустимых напряжений для определенной величины внутреннего диаметра корпуса определить толщину его стенки.

В некоторых случаях при решении практических задач, связанных с выбором параметров корпусов гидроцилиндров, целесообразно иметь аналитическую зависимость между величинами  $\sigma_{i_{max}} / q$  и  $\delta / D$  (в дальнейшем вводятся обозначения:

$$\alpha = \delta / D, \tag{5}$$

$$\beta = \sigma_{i_{max}} / q. \tag{6}$$

Для построения таких зависимостей были использованы их числовые значения, собранные в табл. 5 и соответствующие графику на рис. 6.

Таблица 5

$\alpha$	0,01	0,0125	0,02	0,03	0,05	0,1	0,15	0,20	0,25
$\beta$	72	58	35	21	15	8	6,3	5,5	5,2

Одинаковый характер поведения исследуемого параметра дает возможность привести все исследуемые зависимости к одной аппроксимирующей функции. С этой целью была построена зависимость величины  $\sigma_{i_{max}} / q$  от безразмерного параметра  $\delta / D$  (здесь  $D = d_7$ ), представленная на рис.6. Здесь величина  $\sigma_{i_{max}} / q$  при некотором значении  $\delta / D$  выбирается по всем вариантам конструкций. Имеется некоторый незначительный разброс исследуемого параметра. На графике представлены максимальные величины из имеющегося разброса, так что допускающаяся погрешность приводит к ошибке в сторону увеличения запаса прочности.

Приведенные на рис. 5, 6 зависимости позволяют оперативно провести анализ напряженного состояния

Зависимость  $\beta = \beta(\alpha)$  ищется в виде:

$$\beta - a = b/\alpha + c/\alpha^2. \quad (7)$$

Выбор параметров (путем подбора) сделан следующий:  $a = 2,7$ ;  $b = 0,57$ ;  $c = 12,3 \cdot 10^{-4}$ . Таким образом приходим к формуле:

$$\beta = 2,7 + 0,57/\alpha + 12,3 \cdot 10^{-4} / \alpha^2. \quad (8)$$

Сопоставление величин  $\beta$ , полученных по приведенной зависимости, с табличными показывает, что погрешность не превышает 6,25 %, причем допускаемая при этом ошибка приводит к увеличению запаса прочности.

Важна с точки зрения требований практики конструирования и зависимость  $\alpha = \alpha(\beta)$  в аналитическом виде. Обращение формулы  $\beta = \beta(\alpha)$  для этих целей нецелесообразно в силу громоздкости преобразований. Поэтому был предложен следующий вариант зависимости:

$$\alpha = d/(\beta - c) + e/(\beta - c)^2. \quad (9)$$

Простой подбор дает следующие значения параметров  $c, d, e$ :  $c = 2,7$ ;  $d = 0,69$ ;  $e = -0,36$ . Приходим к формуле:

$$\alpha = 0,69/(\beta - 2,7) - 0,36/(\beta - 2,7)^2. \quad (10)$$

Сравнение вычисленных по формуле и табличных значений  $\alpha$  говорит о незначительной (до 12%) погрешности в сторону увеличения толщины стенки (за исключением случая большой толщины).

Формулы (8), (10), графики 5, 6, табл. 3-5 представляют в аналитической, графической и табличной формах данные для решения поставленной задачи и могут использоваться в повседневной работе конструкторов.

В некоторых случаях на первый план выдвигается критерий жесткости (например, требование неперевышения радиальных перемещений  $u_r$  некоторой предельной величины). В связи с этим необходимо иметь зависимости  $u_{r_{\max}}$  от толщины стенки корпуса  $\delta$ . На рис.7 представлены эти зависимости (номера графиков соответствуют номерам вариантов конструкций в табл. 2). Характер зависимостей  $u_{r_{\max}} = u_{r_{\max}}(\delta)$  совпадает с характером зависимостей  $\sigma_{i_{\max}}/q = \sigma_{i_{\max}}(\delta)/q$ . Для учета и требований жесткости, и требований прочности приводится следующая схема решения задачи выбора толщины корпуса  $\delta$ : определяются толщины  $\delta_1$  (исходя из требований жесткости),  $\delta_2$  (из требований прочности), а затем выбирается  $\delta = \max(\delta_1, \delta_2)$ .

**Рекомендации по выбору проектных параметров.** Результаты исследования зависимости характеристик напряженно-деформированного состоя-

ния корпусов гидроцилиндров от их конструктивных параметров позволяют выработать определенные рекомендации по выбору последних.

1. При проектировании паяных корпусов гидроцилиндров рассмотренных размеров (при помощи медных припоев) длину шва  $l = z_6 - z_5$  (см. рис. 1) необходимо выбирать в интервале 6-12 мм.

Такой выбор обеспечивает близкий к минимальному уровень интенсивности напряжений в соединительном шве.

2. Удлинение шва паяного соединения приводит к тому, что часть материала шва попадает в зону высоких градиентов перемещений, а, значит, и к возрастанию максимального значения интенсивности напряжений в соединительном шве.

3. При выборе величины толщины стенки корпуса гидроцилиндра (а, значит, и внешнего диаметра) необходимо по приведенным графикам, формулам, таблицам выбрать такое  $\delta$ , которое обеспечивало бы допустимый уровень напряжений.

4. При учете фактора жесткости корпуса гидроцилиндра необходимо выбрать толщину стенки  $\delta_1$  из требований прочности,  $\delta_2$  жесткости, а затем  $\delta = \max(\delta_1, \delta_2)$ .

#### **Напряженно-деформированное состояние корпусов гидроцилиндров.**

Для проверки разработанных рекомендаций и оценки характеристик напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров был проведен расчет пяти вариантов паяных корпусов (рис. 1) при значениях конструктивных параметров, задаваемых в табл. 6, 7.

Таблица 6  
Параметры  $d_i$ , мм

$i$	Варианты				
	1	2	3	4	5
1	16	20	20	20	32
2	28	32	32	32	50
3	32	32	32	40	62
4	35	45	55	63	82
5	37	45	55	68	86
7	32	40	50	63	80
8	44	53	62	75	94

Таблица 7  
Параметры  $z_i$ , мм

$i$	Варианты				
	1	2	3	4	5
1	4	4	4	4	6
2	13	13	13	8	11
3	13	13	13	14	16
4	13	13	13	14	16
5	14	14	14	14	16
6	25	25	25	25	28
7	30	30	30	31	33
8	55	55	55	55	59

Расчеты, как и ранее, проводились при следующих характеристиках материалов: сталь –  $E_{ст} = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu_{ст} = 0,28$ ; медь –  $E_m = 1,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu_m = 0,32$ . Внутреннее давление  $q = 10$  МПа действует на участке  $0 \leq z \leq z_7$ . Толщина медного шва  $\delta_r = \delta_z = 0,05$  мм. Нижняя грань корпуса ( $z = 0$ ) за-

щемлена, верхняя ( $z = z_8$ ) свободна.

По результатам исследования напряженно-деформированного состояния были построены распределения компонент тензора напряжений и вектора перемещений точек корпусов гидроцилиндров вдоль оси  $z$  при  $r = r_1 = d_7/2$  (внутренняя поверхность корпусов),  $r = r_2 = (d_7 + d_8)/4$ ,  $r = r_3 = d_8/2$  (внешняя образующая). Они оказались подобными по характеру, но отличающимися численными характеристиками. На рис. 8-11 приведены графики распределения напряжений  $\sigma_z, \sigma_r, \sigma_\theta, \tau_{rz}$  вдоль оси  $z$  при  $r = r_i$  ( $i$  соответствует номерам графиков на рисунках) для корпуса гидроцилиндра пятого варианта (см. табл.3, 4).

Напряжения  $\sigma_z$  возрастают от некоторого небольшого отрицательного значения при  $z = 0$  до максимального (в сечении  $r = r_3$  – минимального) при  $z = 12$  мм, а затем меняют знак, достигают локального минимума в средней части и опять меняют знак на противоположный в верхней части корпуса.

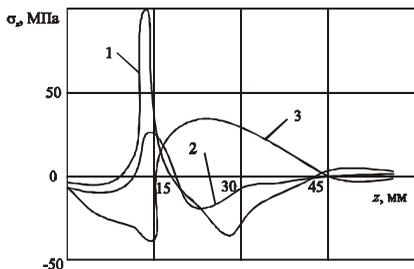


Рис.8. Распределение напряжений  $\sigma_z$  в паяном корпусе гидроцилиндра

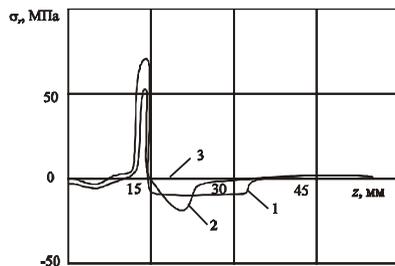


Рис.9. Распределение напряжений  $\sigma_r$  в паяном корпусе гидроцилиндра

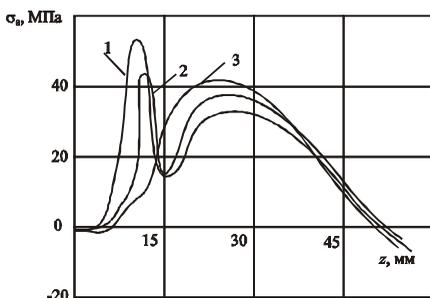


Рис.10. Распределение напряжений  $\sigma_\theta$  в паяном корпусе гидроцилиндра

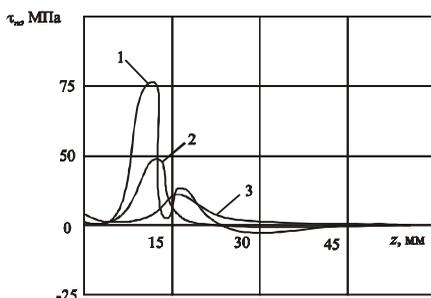


Рис.11. Распределение напряжений  $\tau_{rz}$  в паяном корпусе гидроцилиндра

Максимальное значение  $\sigma_z$  не превышает 98 МПа. Резкие всплески напряжений характерны и для распределений остальных компонент тензора напряже-

ний. При этом достигаются максимальные значения:  $\sigma_r = 71$  МПа,  $\sigma_\theta = 53$  МПа,  $\tau_{rz} = 77$  МПа. Величины напряжений в локальных максимумах в средней части корпуса меньше соответствующих максимальных значений, для  $\sigma_\theta$  незначительно ( $\sigma_\theta = 43$  МПа при  $z = 25$  мм), а для  $\sigma_r$  и  $\tau_{rz}$  значительно.

Уровень напряженного состояния характеризуется максимальными величинами интенсивностей напряжений. Максимальные значения  $\sigma_i$  во всей конструкции и паяном соединении для всех пяти вариантов корпусов представлены в табл.8. Здесь же приведены значения  $u_{r_{\max}}$ . Как видно из приведенных данных,  $\sigma_{i_{\max}}$  не превышает 138 МПа в конструкции в целом и 25 МПа для шва паяного соединения. Распределение величины  $\sigma_i$  в корпусе гидроцилиндра (вариант № 5) вдоль оси  $z$  при  $r = r_i$  ( $i$  соответствует номерам графиков на рисунке) приведено на рис. 12. Как видно, характер функции  $\sigma_i(z)$  в основном совпадает с характером распределения компонент тензора напряжений. Максимальное значение  $\sigma_i$  достигается в районе концентратора.

Таблица 8

Варианты	$u_r$ , мкм	$\sigma_i$ , МПа	$\sigma_i$ в паяном шве, МПа
1	2,2	39	14
2	2,5	86	25
3	3,8	99	22
4	5,4	96	19
5	7,6	138	23

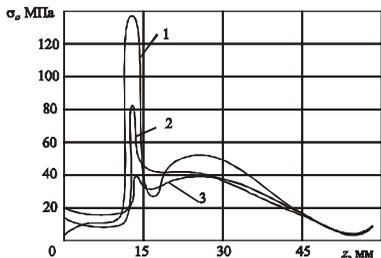


Рис. 12. Распределение интенсивности напряжений  $\sigma_i$  в паяном корпусе гидроцилиндра

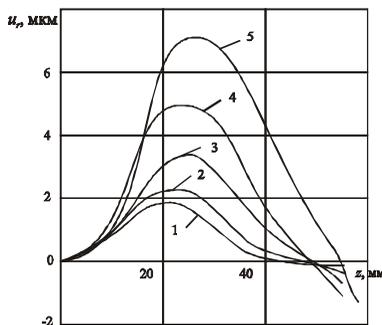


Рис. 13. Распределение перемещений точек паяных корпусов гидроцилиндров

Максимальные значения  $u_r$  с увеличением диаметра корпуса монотонно растут, достигая в пятом варианте величины 7,6 мкм. Характер распределения  $u_r$  вдоль оси  $z$  при  $r = r_3 = d_8/2$  представлен на рис. 13. Номера кривых на рисунке соответствуют номерам вариантов корпусов гидроцилиндров. Как видно из приведенных распределений, функция  $u_r$  изменяется от 0 при  $z = 0$

до некоторого максимального значения при  $z = 20 - 25$  мм, а затем уменьшается, принимая в верхней части корпуса отрицательные значения.

Максимальная величина перемещений  $u_r$  для всех вариантов корпусов такова, что образуемый в результате деформации корпуса гидроцилиндра зазор между ним и поршнем полностью компенсируется применяемым в конструкции S-образным уплотнением.

Сравнение результатов, полученных для реальных конструкций паяных корпусов гидроцилиндров с результатами, полученными для модельных схем (применяемых при оптимизации конструкции корпуса), показывает хорошее совпадение жесткостных характеристик (величин максимальных перемещений) и меньшее совпадение прочностных характеристик (максимальных значений интенсивности напряжений). Это связано с некоторыми различиями реальной конструкции и ее схемы. Это влияние можно учесть путем введения поправочных коэффициентов для паяных корпусов.

Анализ результатов исследования напряженно-деформированного состояния паяных корпусов гидроцилиндров, характеризующихся набором параметров, представленных в табл. 6, 7, позволяет сделать следующие выводы.

1. Конструкции с предложенными наборами параметров обеспечивают работу материала в упругой области, так как максимальная величина интенсивности напряжении не превышает 138 МПа.

2. Максимальные значений радиальных перемещений в корпусах гидроцилиндров возрастают с увеличением диаметров корпусов и в пятом варианте рассмотренных конструкций достигают величины 7,6 мкм. Образуемый в результате этого зазор между корпусом и поршнем полностью компенсируется применяемыми в конструкции S-образными уплотнениями.

3. Максимальные напряжения в материале шва паяного соединения не превышают 25 МПа, что обеспечивает его работу в упругой области.

4. Распределение напряжений и перемещений в паяных корпусах по характеру подобны для всех вариантов конструкции, но численно отличаются.

5. Уровень напряженно-деформированного состояния рассматриваемых конструкций обеспечивает их работоспособность в диапазоне эксплуатационных нагрузок.

**Влияние футеровочного слоя на прочностные и жесткостные параметры корпусов гидроцилиндров.** Кроме применения такого технологического процесса, как пайка корпуса, снижающего КИМ и трудоемкость изготовления последнего, положительный эффект достигается также при покрытии его внутренней поверхности акриловыми пластмассами. Это улучшает технологические и эксплуатационные свойства изделия. Применение таких покрытий позволяет уменьшить трудоемкость изготовления корпусов (отсутствуют трудоемкие финишные операции обработки внутренней поверхности), увеличить (в 8-10 раз) ресурс S-образных уплотнений. Однако при проектировании корпусов необходимо произвести проверочный расчет футеровочного слоя для определения условий работы материала пластмассы.

В расчетах все параметры корпусов гидроцилиндров принимались такими же, как и в табл. 6, 7. Внутренняя поверхность на глубину 1,5 мм (толщина футеровочного слоя) заполнена слоем пластмассы КП-1 со следующими характеристиками: модуль упругости 570 МПа, коэффициент Пуассона 0,35. Условия нагружения и граничные условия те же, что и для корпусов гидроцилиндров без покрытия внутренней поверхности акриловыми пластмассами.

Конечно-элементные модели паяных корпусов гидроцилиндров с покрытием внутренней поверхности акриловыми пластмассами создаются с применением автоматической разбивки исследуемой области на конечные элементы с последующим использованием специальной подпрограммы корректировки полученных моделей. Подпрограмма корректировки позволяет учитывать неоднородность материала корпуса гидроцилиндра (наличие слоя пластмассы) и соответственно изменять характеристики элементов.

Характер напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров с покрытием внутренней поверхности акриловыми пластмассами определяется тем, что рассматриваемая конструкция представляет собой составное тело, причем модули упругости составляющих материалов отличаются на три порядка ( $E_{ст} = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $E_{пл} = 5,7 \cdot 10^2$  МПа).

В табл. 9 представлены результаты расчетов пяти вариантов конструкций корпусов гидроцилиндров (параметры приведены в табл. 6, 7).

Таблица 9

Характеристики напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров с покрытием внутренней поверхности пластмассой

Варианты	$\sigma_{i_{\max}}$ в корпусе, МПа	$\sigma_{i_{\max}}$ в слое пластмассы, МПа	$u_{r_{\max}}$ на внутренней поверхности, мкм	$u_{r_{\max}}$ на внешней поверхности, мкм
1	58	5,3	29	3,4
2	115	5,6	32	4,1
3	123	5,5	32	6,1
4	126	5,4	34	8,0
5	160	5,4	38	8,3

Как видно из таблицы, слой пластмассы заметно ослабляет корпус гидроцилиндра. При этом НДС футеровочного слоя определяется тем, что он является просто передатчиком нагрузки внутреннего давления на остальную часть корпуса. Слой пластмассы испытывает сжатие в радиальном направлении вследствие давления масла, что увеличивает зазор между поршнем и корпусом гидроцилиндра. Величина интенсивности напряжений в пластмассе на участке, находящемся под действием внутреннего давления, достигает уровня 5,3-5,6 МПа. При этом напряженное состояние близко к картине всестороннего сжатия, что является благоприятным фактором для работы пластмассы.

Напряженно-деформированное состояние стальной части конструкции корпуса практически совпадает с напряженно-деформированным состоянием цельного корпуса аналогичных размеров, то есть введение футеровочного слоя эквивалентно утонению стенки корпуса на толщину этого слоя.

При этом характер распределения  $\sigma_z$ ,  $\sigma_i$ ,  $u_r$ ,  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ ,  $\tau_{rz}$  такой же, как и у распределений, представленных на рис.8-13, однако максимальные значения указанных компонент тензора напряжений, интенсивности напряжений и радиальных перемещений больше, чем для корпусов без футеровки.

Максимальное значение интенсивности напряжений для рассмотренных вариантов конструкций не превышает 160 МПа, что хотя и выше, чем для корпусов без футеровки, однако обеспечивает работу материала (сталь 40Х) в упругой области. Максимальное значение интенсивности напряжений в футеровочном слое не превышает 5,6 МПа. Материал КП-1 выдерживает, как показал эксперимент, напряжение отрыва порядка 27-35 МПа. Таким образом, условие прочности материала пластмассы соблюдается, причем он работает в благоприятных условиях всестороннего сжатия.

Значительное (до 38 мкм) повышение  $u_{r_{\max}}$  приводит к соответствующему росту зазора между поршнем и корпусом гидроцилиндра. Поэтому применяемое уплотнение должно обеспечивать компенсацию образуемого зазора.

Анализ напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров с покрытием внутренней поверхности акриловыми пластмассами показал, что наряду с улучшением ряда технологических и эксплуатационных характеристик данные конструкции корпусов обеспечивают также работоспособность гидроцилиндров в диапазоне рабочих нагрузок. При этом:

1. Интенсивность напряжений в корпусах гидроцилиндров не превышает 160 МПа.

2. Материал футеровочного слоя работает в условиях, близких к условиям всестороннего сжатия; уровень интенсивности напряжений в слое пластмассы не превышает 5,6 МПа.

3. Максимальное значение радиальных перемещений (38 мкм) значительно превышает аналогичный показатель для корпусов без футеровки, однако образуемый в результате этого зазор между поршнем и корпусом гидроцилиндра полностью компенсируется применяемым уплотнением.

**Заключение.** Комплексное исследование влияния различных факторов на прочностные и жесткостные характеристики паяных корпусов гидроцилиндров с покрытием внутренней поверхности акриловыми пластмассами и без него позволило:

1. Выработать рекомендации по выбору конструктивных параметров корпусов гидроцилиндров, которые в силу наглядности могут применяться в повседневной работе конструкторов.

2. Оценить уровень напряженно-деформированного состояния предложенных вариантов конструкций.

3. Определить качественную картину поведения корпусов гидроцилин-

дров под действием внутреннего давления в целом, а также в материалах паяного соединения и футеровочного слоя.

4. Сделать вывод о том, что конструкции корпусов с предложенными наборами конструктивных параметров обеспечивают работоспособность гидроцилиндров в диапазоне рабочих нагрузок.

Решение конкретных задач исследования прочностных и жесткостных характеристик корпусов гидроцилиндров показало работоспособность и эффективность предложенных алгоритмов многовариантных исследований. Полученные результаты позволяют сделать следующие выводы.

1. Разработаны рекомендации по рациональному выбору толщины стенок, длины и места расположения шва паяного соединения в корпусах гидроцилиндров для механизации технологической оснастки.

2. Определены прочностные, жесткостные характеристики корпусов гидроцилиндров и характер распределения перемещений и напряжений в исследуемой конструкции.

3. Определено влияние футеровочного слоя на характер напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндров. Полученные результаты были использованы при разработке конструкторской и технологической документации на исследуемые элементы технологической оснастки [1-3].

В результате обоснована целесообразность постановки оптимизационных задач для аналогичных конструкций элементов технологической оснастки. Полученные в первом приближении результаты уже представляют практический интерес и послужили в свое время основой для проектных решений при конструировании гаммы силовых гидроцилиндров [1-3].

В дальнейшем предлагается предложенную технологию исследований распространить на другие элементы технологической оснастки с привлечением более качественных конечно-элементных моделей и средств автоматизации исследований [4, 5].

**Список литературы:** 1. *Заярненко Е.И., Ткачук Н.А., Боровик А.И.* Расчет паяных корпусов гидроцилиндров. – М.: Вестник машиностроения, 1987. – № 7. – С.37-39. 2. *Капустин Н.М., Заярненко Е.И., Световой О.И., Ткачук Н.А.* Определение оптимальных конструктивных параметров гидроцилиндров. – Деп. рук. Св. № 71 Мш-86ДЕП – Всесоюз. НИИ информации и технико-экономических исследований по машиностроению и робототехнике (ВНИИТЭМР). – 12 с. 3. *Световой О.И., Ряховский А.В., Котляр А.Н.* Перспективы развития новых видов средств механизации и автоматизации технологической оснастки для механообрабатывающего производства. – В сб.: „Прогрессивные виды универсально-сборной переналаживаемой оснастки”. – М., ЦНИИинформации, 1987. – С.15-17. 4. *Гриценко Г.Д., Малакей А.Н., Миргородский Ю.Я., Ткачук А.В., Ткачук Н.А.* Интегрированные методы исследования прочностных, жесткостных и динамических характеристик элементов сложных механических систем // *Механика та машинобудування*. – 2002. – № 1. – С.6-13. 5. *Ткачук Н.А., Пономарев Е.П., Миргородский Ю.Я., Веретельник Ю.В., Гриценко Г.Д.* Специализированные системы для автоматизированного проектирования, исследования и изготовления транспортных средств специального назначения и элементов технологических систем // *Вісник НТУ “ХПІ”*. Тематичний випуск: “Колесні та гусеничні машини спеціального призначення”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2003. – № 12, т.1.– С.166-171.

*Поступила в редколлегию 08.10.2006*