

О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, мл. научн. сотр. НТУ «ХПИ»;

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ПАЯНЫХ КОРПУСОВ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

В данной работе представлены результаты исследования напряженно-деформированного состояния элементов конструкций, содержащие материалы с резко различающимися свойствами, таких как паяные корпуса силовых гидроцилиндров. Исследования проводились с помощью метода конечных элементов. По итогам проведенных исследований было показано, на сколько длина соединительного шва и использование различных материалов в качестве припоя влияет на напряженно-деформированное состояние всего корпуса гидроцилиндра. Также было проведено сравнение величин напряжений и перемещений исследуемых моделей паяных корпусов силовых гидроцилиндров в двухмерной и трехмерной постановках.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, паяный корпус силового гидроцилиндра, конечно-элементная модель, метод конечных элементов, футеровочный слой, соединительный шов, двухмерная и трехмерная модели.

Введение. Стремление разработчиков и производителей машиностроительной продукции повысить качество, увеличить коэффициент использования материала (КИМ), снизить стоимость обработки изделия и сохранить при этом его технические характеристики (ТХ) вынуждает прибегать к новым техническим решениям. В результате изменения этих решений получаемый объект состоит из нескольких областей, материалы которых имеют резко отличающиеся механические и физико-механические свойства. Так, например, в свое время в Харьковском НИИ технологии машиностроения было предложено вместо фрезерования силового гидроцилиндра (применяется как средство механизации технологической оснастки) изготавливать его из 2-х частей: трубной заготовки и крышки, соединяемых пайкой [1, 2].

Кроме того, для повышения антифрикционных свойств и уменьшения затрат на обработку внутренней поверхности цилиндра, контактирующей с поршнем, было предложено покрывать эту поверхность пластиком.

В результате тело гидроцилиндра состоит вместо одного материала (как в первоначальном случае сталь), из 3-х: сталь, медь (припой), пластик (футеровочный слой). А это требует проведения дополнительных исследований напряженно-деформированного состояния, поскольку сам объект существенно изменился.

При этом первоначальный цикл исследований с достаточной степенью точности можно провести с использованием осесимметричной модели.

В различных отраслях промышленности встречаются детали и элементы различных конструкций, исследование напряженно-деформированного состояния которых сводится к решению плоской или осесимметричной задачи

теории упругости. Одним из таких исследуемых объектов могут быть корпуса гидроцилиндра, которые нашли применение и является одним из важным компонент гидравлических приводов в машинах и механизмах.

Постановка задачи. Решение двумерной задачи теории упругости, а именно определение полей напряжений и деформаций, можно осуществить с помощью метода конечных элементов [3, 4]. В результате сведения исходной задачи к двумерной можно получить более качественную конечно-элементную сетку, а также существенно уменьшить время ее решения. Ранее решение данного класса задач имело ряд недостатков. Так, одним из трудоемких этапов было разбиение геометрии исследуемого объекта на конечные элементы для определения узловых значений искомой функции. А поскольку эта операция, в большинстве алгоритмов, осуществлялась не полностью в автоматизированном режиме, то неизбежно приводила к возрастанию объема работ по исследованию различных рассчитываемых вариантов конструкции, не говоря уже о том, что если исследуемая область имела сложную форму, то затруднялось варьирование конечно-элементной сетки. В связи с этим кругом проблем проводились исследования по созданию алгоритмов и программ, реализующих автоматизированное разбиение на конечные элементы исследуемых областей [5, 6, 7, 8].

Таким образом, для эффективного исследования напряженно-деформированного состояния различных элементов конструкций необходимо:

- разработать методику автоматизированного разбиения на конечные элементы исследуемых областей, причем с применением высокоточных конечных элементов;
- адаптировать разработанный алгоритм для исследования определенных исследуемых тел, в частности, силовых гидроцилиндров;
- реализовать алгоритм в виде программного кода.

С развитием программных комплексов появилась возможность автоматизировать процесс разбиения геометрии на конечные элементы. Одними из таких комплексами являются ANSYS и Workbench, позволяющие проводить автоматизировано разбиение областей исследуемых конструкций, управляя несколькими параметрами, такими как размер конечного элемента или количества их в данной области/подобласти, выбирать прямоугольный или треугольный элемент (кубический или тетра элемент для трехмерных задач). Также этот программный комплекс автоматически проводит градацию относительно количества узлов в элементе. Данный программный комплекс был использован для моделирования напряженно-деформированного состояния силовых гидроцилиндров.

С появлением паяного корпуса гидроцилиндров, изготовленных из двух частей – гильзы 1 и крышки 2 (рис. 1), удалось достичь существенной экономии материала при изготовлении (до 80%) по сравнению с ранее

применяемой технологией изготовления корпусов из цельной заготовки. В паяных корпусах при изготовлении гильз целесообразно использовать трубу с соответствующими внешними и внутренними диаметрами, а затем посредством высокотемпературной пайки при 1185°C соединять ее с крышкой (на рис.1 паяный шов 3) [9]. В качестве припоя используется, например, медная проволока марки ДКРТ 1,6 БТ М1р ГОСТ 16130-85, при этом толщина паяного шва не превышает 0,1 мм.

Предметом исследования является напряженно-деформированное состояние корпусов силовых гидроцилиндров в виде тел вращения.

Естественным образом при исследовании напряженно-деформированного состояния паяного корпуса гидроцилиндра возникает ряд задач.

Цель работы. Данная работа посвящена исследованию паяных корпусов гидроцилиндра в трех частях: в первой части рассмотрение влияния длины соединительного шва на напряженно-деформированное состояние всего корпуса, во второй – напряженно-деформированное состояние корпусов при использовании различных материалов в качестве припоя в соединительном шве, в третьей – результаты исследования напряженно-деформированного состояния паяных корпусов гидроцилиндра в трехмерной и двухмерной (осесимметричной) постановках.

Материал исследований. Влияние длины паяного шва на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра. Исследование напряженно-деформированного состояния гидроцилиндров привело к появлению новых конструктивных и технологических решений, таких как паяные корпуса силовых гидроцилиндров [1, 2].

Длина шва является технологическим параметром, влияющим на сам процесс пайки. В то же время она очевидным образом влияет на напряженно-деформированное состояние корпуса в целом и самого шва. В связи с этим необходимо исследовать влияние этого параметра на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра.

Влияние длины паяного шва соединения гильзы и крышки в корпусе гидроцилиндра на его напряженно-деформированное состояние рассматривалось при фиксированных параметрах, определяющих габаритные размеры корпуса. Схема поперечного сечения рассматриваемой модели приведена на рис. 1, значения параметров приведены в табл. 1.

Набор параметров d_i, z_i, h_i полностью определяет геометрию корпуса цилиндра. Здесь d_i – диаметры, z_i – высоты, h_i – толщины, футеровочного слоя и соединительного шва пайки.

При этом параметр z_4 , определяющий длину шва вдоль корпуса цилиндра, принимал следующие значения $z_4 = 14,5; 14,65; 20; 25; 40$ мм.

Внешнее нагружение было осуществлено путем прикладывания внутреннего давления, равного 10 МПа, и жесткого защемления нижней грани при $z = 0$. На рис. 2 представлено сечение корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками.

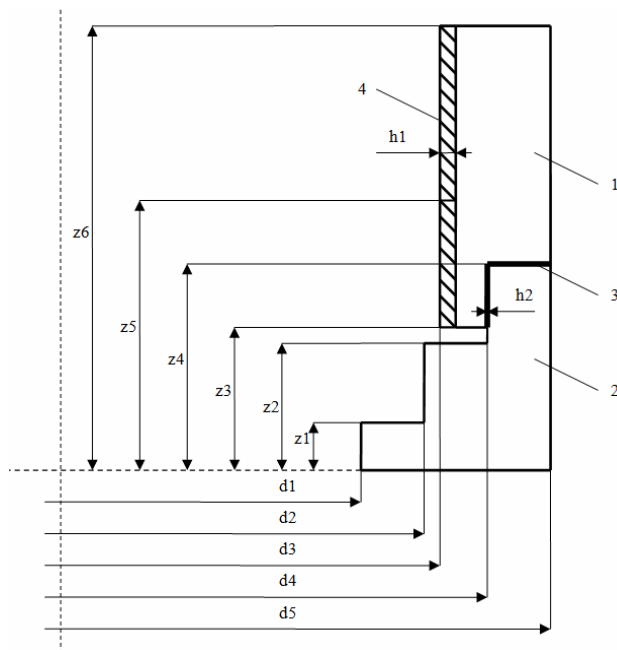


Рис. 1 – Схема поперечного сечения паяного корпуса гидроцилиндра
1 – трубная заготовка (гильза), 2 – донная заготовка (днище, крышка), 3 – соединительный шов (слой припоя), 4 – футеровочный слой.

Таблица 1 – Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра

i	d_i , мм	z_i , мм	h_i , мм
1	16	4	1,5
2	28	13	0,1
3	32	14,5	-
4	37	var	-
5	44	30	-
6	-	55	-

Характеристики материалов, используемых при расчетах напряженно-деформированного состояния элементов корпусов гидроцилиндров приведены в табл. 2.

Для проведения расчетов были построены конечно-элементные модели, которые насчитывали, в зависимости от длины шва, от 63 до 90 тыс. элементов (задача рассматривалась в осесимметричной постановке). На рисунке 3 представлены фрагменты конечно-элементных сеток для моделей с различными значениями z_4 (14,5 мм и 40 мм) вблизи соединительного шва.

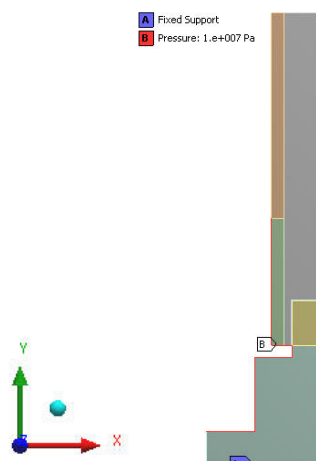


Рис. 2 – Сечение корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками

Таблица 2 – Характеристики материалов

№ исследования	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона ν
Сталь (область 1, 2, см. рис. 1)	$2,7 \cdot 10^5$	0.29
Медь (область 3, см. рис. 1)	$1,1 \cdot 10^5$	0.32
Акрил (область 4, см. рис. 1)	$3 \cdot 10^3$	0.39

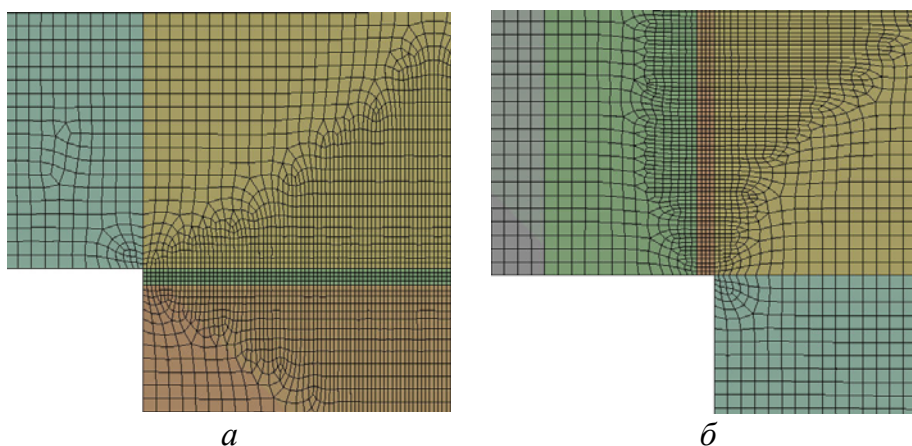


Рис. 3 – Конечно-элементная сетка вблизи шва:
 а – КЭ при $z_4 = 14,5$; б – КЭ при $z_4 = 40$.

Результаты исследований. В результате проведения ряда исследований по варьированию длины соединительного шва были получены максимальные эквивалентные напряжения по von Mises и перемещения в элементах корпуса гидроцилиндра. В табл. 3 приведены значения искомых величин. Характер изменения максимальных полных перемещений вдоль внешней кромки стенки корпуса гидроцилиндра представлены на рис. 4, в мкм.

Таблица 3 – Определенные расчетным путем значения эквивалентных напряжений и перемещений

№ Расчетной схемы	Значение параметра z_4 , мм	Макс. эквив. напр. по von Mises в соединит. шве, МПа	Макс. эквив. напр. по von Mises в футеровочном слое, МПа	Макс. эквив. напр. по von Mises в гильзе, МПа
1	14,5	28,6	4,779	45,64
2	14,65	17,1	4,780	45,69
3	20	22,8	4,783	46,09
4	25	23,1	4,784	46,31
5	40	23,2	4,782	46,31

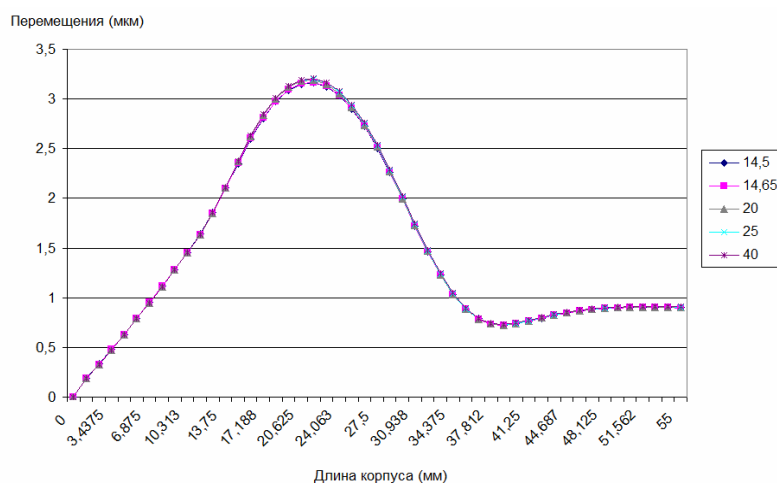


Рис. 4 – Максимальные полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса, в мкм

Полученные показатели напряжений были взяты из основной части материала элементов корпусов гидроцилиндра, так как в силу геометрической формы корпуса в результате приложения нагрузки возникают концентраторы напряжений, значения в которых превышают в разы, а то и на порядки номинальных. Концентраторы напряжений для некоторых расчетных схем представлены на рис. 5. Рассмотрение напряжений в местах концентрации требует проведения дополнительных исследований; так, варьирование размером конечного элемента может привести к существенным изменениям уровня напряжений.

Из рассмотрения полученных напряжений видно, что напряжения в элементах корпуса гильзе и футеровочном слое практически одинаковы для всех расчетных моделей. Однако, из анализа полученных напряжений, возникающих в соединительном шве, видно, что для первой расчетной схемы (при $z_4 = 14,5$) напряжения наибольшие, а для второй (при $z_4 = 14,65$) – наименьшие, для остальных же моделей напряжения показали минимальный разброс между собой.

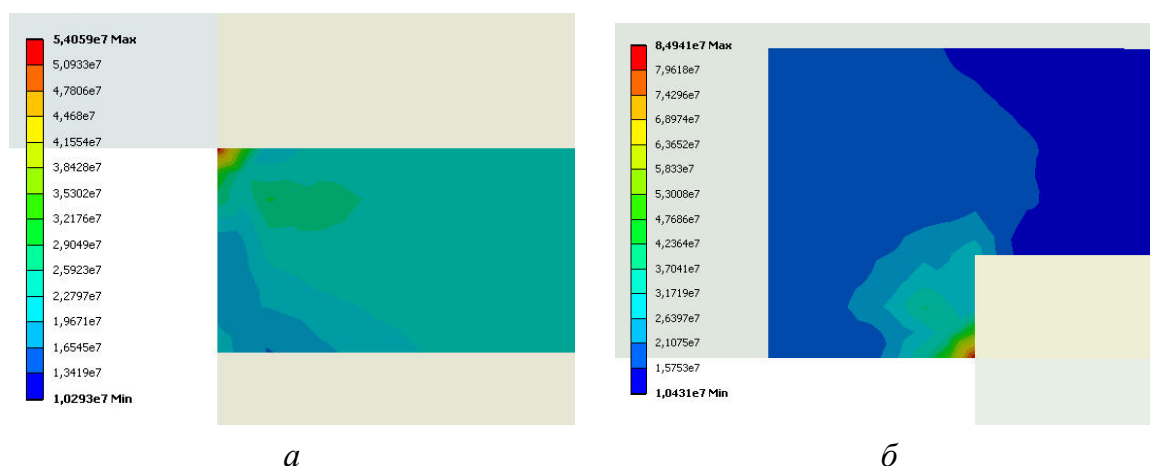


Рис. 5 – Распределение эквивалентных напряжений в районе концентратора:
а – расчетная модель 1; *б* – расчетная модель 2.

Из анализа полученных перемещений можно сделать вывод, а том что перемещения вдоль внешней кромки корпуса практически равны для всех расчетных схем.

Анализ полученных результатов исследования паяных корпусов гидроцилиндров при различных длинах паяного соединительного шва крышки и гильзы позволяет заключить следующее: длина шва практически не влияет на характер перемещений, возникающих во всем корпусе гидроцилиндра, а также на напряженное состояние корпуса в целом. Аналогичные выводы относительно напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндра были получены другими авторами [10].

Напряженно-деформированное состояние корпусов гидроцилиндров при использовании различных материалов в соединительном шве. Одним из направлений исследований паяных корпусов гидроцилиндров было изучение влияния на напряженно-деформированное состояния изменение состава материала, используемого в соединительном шве гильзы и крышки. Для данного исследования были использованы три различных материала, а именно соответствующие по своим физико-механическим характеристикам меди, алюминию и свинцу. Физико-механические характеристики материалов приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Физико-механические характеристики материалов

Материал	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона ν
“Алюминий”	$7.05 \cdot 10^4$	0,34
Медь	$1.1 \cdot 10^5$	0,32
“Свинец”	$2 \cdot 10^4$	0,42

Габаритные размеры для геометрии корпуса гидроцилиндра определялись фиксированными параметрами, которые представлены в табл. 5. Геометрия и конечно-элементная модель представлены на рис. 6.

Таблица 5 – Конструктивные параметры корпуса гидроцилиндра

i	d_i , мм	z_i , мм	h_i , мм
1	16	4	1,5
2	28	13	0,1
3	32	14,5	-
4	37	25	-
5	44	30	-
6	-	55	-

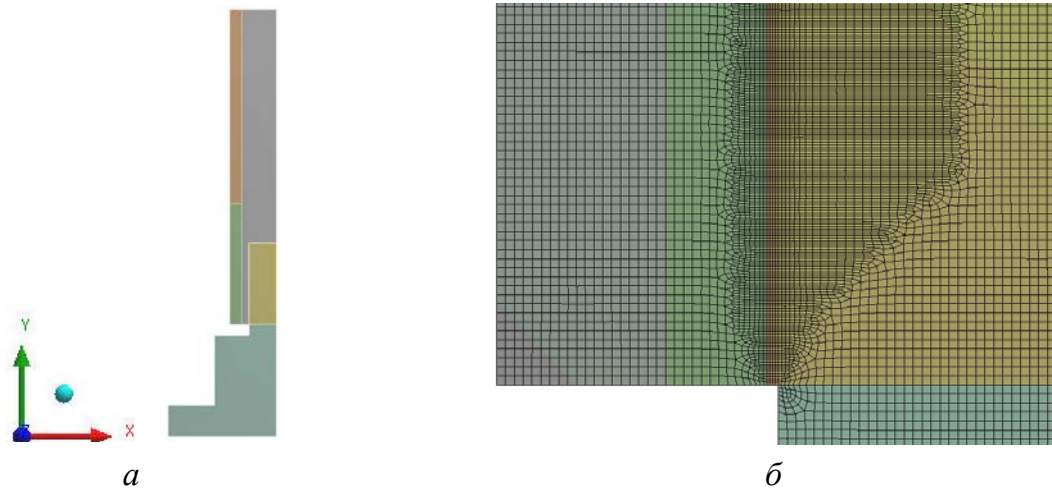


Рис. 6 – Геометрия и КЭ модель корпуса гидроцилиндра: a – геометрия; b – КЭ модель.

Максимальные напряжения в корпусе гидроцилиндра, возникающие в результате воздействия внутреннего давления 10 МПа и закрепления по нижней кромке гидроцилиндра, представлены в табл. 6. На рис. 7 представлены максимальные суммарные перемещения вдоль корпуса с внешней стороны, в мкм.

Таблица 6 – Эквивалентные напряжения и перемещения частей корпуса гидроцилиндра при различных материалах шва

Материал использ. в шве	Значение параметра z_4 , мм	Макс. эквив. напр. по von Mises в соединит. шве, МПа	Макс. эквив. напр. по von Mises в футеровочном слое, МПа	Макс. эквив. напр. по von Mises в гильзе, МПа
Алюминий	25	15,4	4,79	46,5
Свинец		5,14	4,79	46,9
Медь		23,15	46,31	46,31

Из анализа полученных результатов вид, что выбор материала практически не влияет на перемещения вдоль внешней кромки корпуса

гидроцилиндра, но полученные эквивалентные напряжения в соединительном шве существенно различны: вдвое напряжения в шве из меди превышают напряжения в шве из свинца, но при этом максимальные полные перемещения в корпусе со свинцовой пайкой выше, чем в корпусах с медной и алюминиевой пайкой.

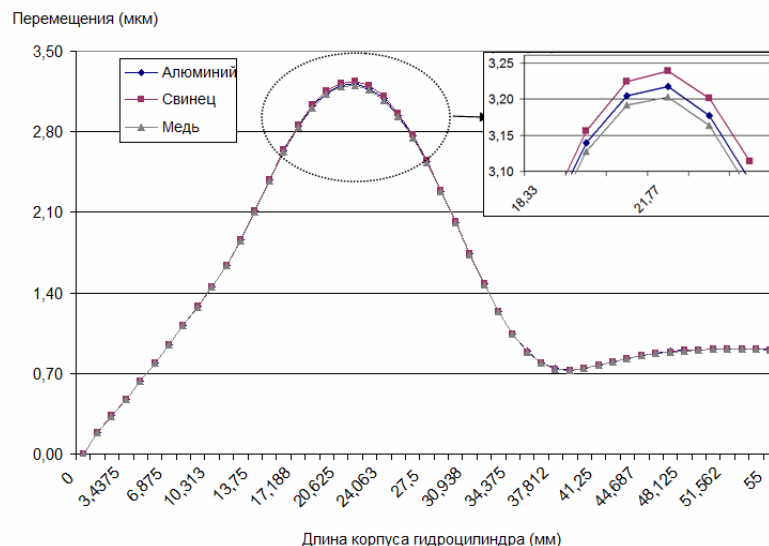


Рис. 7 – Распределение абсолютных перемещений вдоль образующей корпуса, мкм

Решение задачи по определению напряженно-деформированного состояния корпуса гидроцилиндра в трехмерной постановке. Наряду с исследованием двумерных моделей, описывающих механическое поведение силовых корпусов гидроцилиндров, была рассмотрена трехмерная модель корпуса, а точнее 1/4 часть корпуса гидроцилиндра. На рисунке 8 представлена геометрическая и конечно-элементная модели. Построенная КЭ модель насчитывает 1,6 млн. элементов и 5,2 млн. узлов. Далее на рисунке 9 представлена модель с приложенными внешними нагрузками (внутренним давлением 10 МПа и фиксированной нижней части корпуса), а также наложенной симметрией в плоскостях $x0y$ и $y0z$.

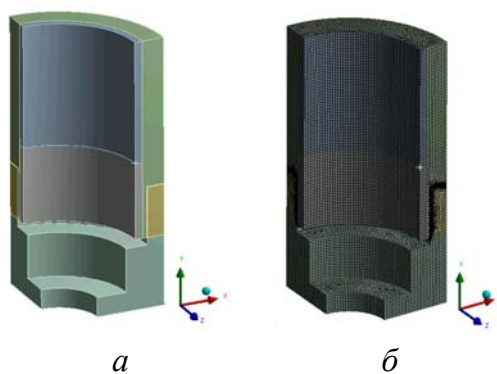


Рис. 8 – Геометрическая и конечно-элементная модели исследуемого корпуса:
а – геометрическая модель; *б* – конечно-элементная модель.

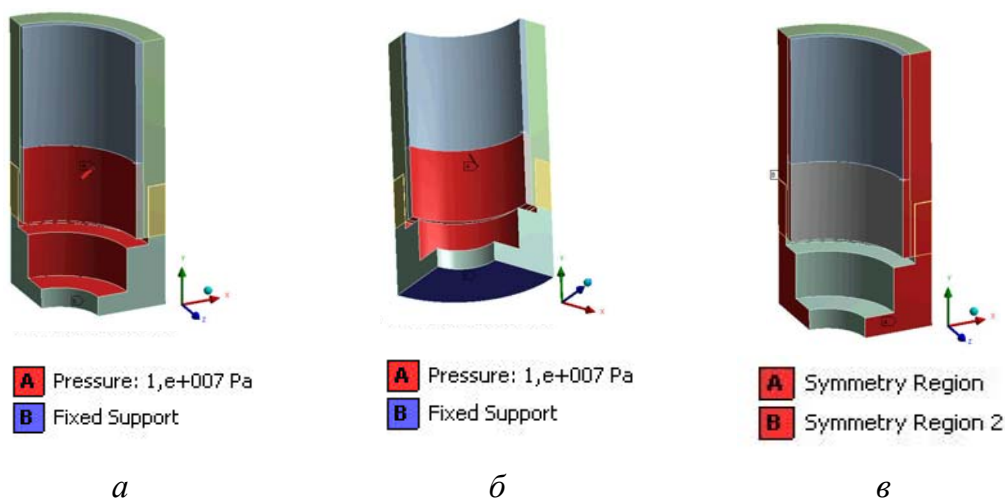


Рис. 9 –Трехмерная модель 1/4 части корпуса с приложенными внешними нагрузками и симметрией: *a* – нагрузки, проекция 1; *б* – нагрузки, проекция 2; *в* – симметрия.

Для построенной трехмерной модели были использованы геометрические параметры, представленные в табл. 1 (при фиксированном значении параметра $z_4 = 25$), и характеристики материалов, участвовавшие в расчетах из табл. 2. Полученные результаты для трехмерной модели были сравнены с результатами для двухмерной модели, описывающей корпус гидроцилиндра в осесимметричной постановке. В табл. 7 представлены сводные результаты вычисленных значений максимальных эквивалентных напряжений для различных частей корпуса для двух- и трехмерных постановок задачи, а также на рисунке 10 изображены максимальные полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса в мкм.

Таблица 7 – Эквивалентные напряжения для 2D и 3D моделей

Часть корпуса	Модель	Эквивалентные напряжения по von Mises, МПа
В футеровочном слое	2D	4,784
	3D	4,780
В соединительном шве	2D	23,1
	3D	23,13
В гильзе	2D	46,31
	3D	46,32

Помимо сравнения полученных результатов были рассмотрены результаты от различных конечно-элементные модели. Из анализа конечно-элементных моделей можно сделать следующие выводы: для двухмерной модели потребовалось около 73 тыс. элементов, объединяющих 220 тыс. узлов, для трехмерной модели – 1,6 млн. элементов и 5,2 млн. узлов. При этом количество элементов в поперечном сечении корпуса в двухмерной постановке превышало более чем в 10 раз количества элементов для трехмерной

постановки. Таким образом, если привести количество элементов трехмерной постановки к двумерной по сечению, итоговое количество конечных элементов для трехмерной модели насчитывало бы более 6 млн.

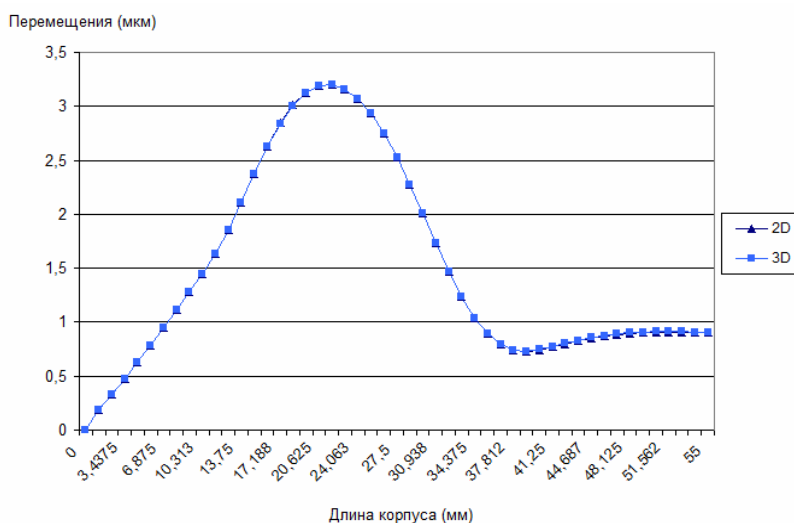


Рис. 10 – Максимальные полные перемещения для 2D и 3D постановок задачи, в мкм

Анализ результатов показал, что максимальные напряжения в различных частях корпуса практически совпадают, разница составляет менее 0,01%. Максимальные полные перемещения вдоль внешней образующей корпуса для обеих постановок близки по значениям, однако, значения полученных перемещений для трехмерной модели выше на 1,5% значений для двумерной модели.

Таким образом, можно заключить, что нецелесообразно использовать модели в трехмерной постановке, если есть возможность исследуемый объект исследовать в осесимметричной постановке, так как при использовании двумерных постановок существенно снижается общая размерность конечно-элементной модели, а также снижается время проведения самих расчетов [11, 12].

Выводы. 1. При исследовании паяных корпусов гидроцилиндров был выявлен характер напряженно-деформированного состояния корпусов под воздействием внешних нагрузок, а также влияние на него длины соединительного шва и материалов, используемых в качестве припоя.

2. Сравнение полученных результатов для двумерной и трехмерной постановок задачи показало нецелесообразность использования трехмерной постановки в аналогичных задачах из-за увеличения размерности конечно-элементной модели и времени проводимых расчетов, а также времени обработки результатов.

В дальнейшем планируется провести в полной трехмерной постановке расчет несимметричной конструкции гидроцилиндра.

Список литературы. 1. Световой О. И. Переналаживаемая оснастка для гибких производственных систем / О. И. Световой, А. С. Кобзев. – В сб.: Прогрессивная технология, переналаживаемая оснастка и инструмент. Материалы отраслевого научно-технического семинара. – Харьков, 1985. – С. 21-25. 2. Заярненко Е. И. Расчет паяных корпусов в гидроцилиндрах / Е. И. Заярненко, А. И. Боровик, Н. А. Ткачук. // Вестник машиностроения. – 1987. – № 7. – С. 37-39 3. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с. 4. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. – М.: Мир, 1984. – 431 с. 5. Кравченко А. А. Автоматизированная система подготовки информации для конечно-элементных программ / А. А. Кравченко, В. Ю. Пантелеев // Вестник машиностроения, 1987, № 7, с.39-41. 6. Сакало В. И. Универсальная программа триангуляции двумерной области произвольной формы со сгущениями сетки / В. И. Сакало, А. А. Шкурин // Проблемы прочности, 1985, № 1, с.106-108. 7. Уманский С. Э. Алгоритм и программа триангуляции двумерной области произвольной формы / С. Э. Уманский // Проблемы прочности, 1978, № 6, с.83-87. 8. Уманский С. Э. Автоматическое подразделение произвольной области на конечные элементы / С. Э. Уманский, И. А. Дувидзон // Проблемы прочности, 1977, № 6, с.89-92. 9. Косенко В. В. Прогрессивная технология изготовления составных корпусов гидроцилиндров высокого давления / В. В. Косенко, А. С. Кобзев // Збірник наукових праць Харківського університету Повітряних Сил, 2012, випуск 2(31), с. 114-118. 10. Косенко В. В. Исследование влияния конструктивных параметров паяных соединений на напряженное состояние корпусов гидроцилиндров методом тензометрирования / В. В. Косенко, А. С. Кобзев, А. В. Ряховский // Системи обробки інформації. – 2012. – Вип. 3(101), том 2. – С. 51-53. 11. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Глуценко Э. В., Ткачук А. В. Решения задач расчетно-экспериментального исследования элементов сложных механических систем // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. – №2. – С. 85-96. 12. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Чепурной А. Д., Орлов Е. А., Ткачук Н. Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып.: Механика и машиностроение. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – №1. – С. 57-79.

Bibliography (transliterated): 1. Svetovoj O. I. Perenalazhivaemaja osnastka dlja gibkih proizvodstvennyh sistem / O. I. Svetovoj, A. S. Kobzev. – V sb.: Progressivnaja tehnologija, perenalazhivaemaja osnastka i instrument. Materialy otraslevogo nauchno-tehnicheskogo seminaru. – Harkov, 1985. – S. 21-25. 2. Zajarnenko E. I. Raschet pajanyh korpusov gidrocilindrov / E. I. Zajarnenko, A. I. Borovik, N. A. Tkachuk. // Vesnik mashinostroenija. – 1987. – № 7. – S. 37-39 3. Zenkevich O. K. Metod konechnyh jelementov v tehnikе / O. K. Zenkevich. – M.: Mir, 1975. – 541 s. 4. Gallager R. Metod konechnyh jelementov. Osnovy. – M.: Mir, 1984. – 431 s. 5. Kravchenko A. A. Avtomatizirovannaja sistema podgotovki informacii dlja konechno-jelementnyh programm / A. A. Kravchenko, V. Ju. Panteleev // Vestnik mashinostroenija, 1987, № 7, s.39-41. 6. Sakalo V. I. Universalnaja programma trianguljacii dvumernoj oblasti proizvolnoj formy so sgushhenijami setki / V. I. Sakalo, A. A. Shkurin // Problemy prochnosti, 1985, № 1, s.106-108. 7. Umanskij S. Je. Algoritm i programma trianguljacii dvumernoj oblasti proizvolnoj formy / S. Je. Umanskij // Problemy prochnosti, 1978, № 6, s.83-87. 8. Umanskij S. Je. Avtomaticheskoe podrazdelenie proizvolnoj oblasti na konechnye jelementy / S. Je. Umanskij, I. A. Duvidzon // Problemy prochnosti, 1977, № 6, s.89-92. 9. Kosenko V. V. Progressivnaja tehnologija izgotovlenija sostavnyh korpusov gidrocilindrov vysokogo davlenija / V. V. Kosenko, A. S. Kobzev // Zbirnik naukovih prac Harkivskogo universitetu Povitranjih Sil, 2012, vipusk 2(31), s. 114-118. 10. Kosenko V. V. Issledovanie vlijanija konstruktivnyh parametrov pajanyh soedinenij na naprjazhennoe sostojanie korpusov gidrocilindrov metodom tenzometrirovanija / V. V. Kosenko, A. S. Kobzev, A. V. Rjahovskij // Sistemi obrobki informacii. – 2012. – Vip. 3(101), tom 2. – S. 51-53. 11. Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Glushhenko Je. V., Tkachuk A. V. Reshenija zadach raschetno-jeksperimentalnogo issledovanija jelementov slozhnyh mehanicheskijh sistem // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mehanika i mashinomtroenie. – Harkov: NTU «HPI», 2004. – №2. – S. 85-96. 12. Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Chepurnoj A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskijh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija // Vestnik NTU «HPI». Tem. vyp.: Mehanika i mashinomtroenie. – Harkov: NTU «HPI», 2006. – №1. – S. 57-79.

Надійшла (received) 01.04.2014