

О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, А. В. ТКАЧУК, А. В. МАРТЫНЕНКО, И. Я. ХРАМЦОВА, О. В. КОХАНОВСКАЯ, А. А. ЗАРУБИНА, А. М. ГОЛОВИН, А. С. ЛЯШЕНКО, К. А. МЕРЕЦКАЯ, И. А. СОПРУНОВ

АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНЫХ И ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ

В работе описан процесс обеспечения и повышения тактико-технических характеристик боевых машин путем применения комбинированных элементов и компонентов боевой техники и технологических систем (используемые для их изготовления), выполненных из материалов с резко различающимися физико-механическими свойствами, на основе комплексного многовариантного компьютерного исследования напряженно-деформированного состояния и динамических эффектов. Описана зависимость прочностных и жесткостных характеристик комбинированных элементов технологических систем, выполненных из материалов с резко различающимися физико-механическими свойствами, подвергающиеся действию комплекса нагрузок. Значение полученных результатов заключается в возможности их практического использования на предприятиях оборонно-промышленного комплекса, а также предприятиях гражданских отраслей, занимающихся проектированием, исследованием, технологической подготовкой и производством, а также технологической обработкой элементов техники и технологических систем военного и гражданского использования.

Ключевые слова: материалы с резко отличающимися свойствами, прочность, гидроцилиндр, напряженно-деформированное состояние, тактико-техническая характеристика, метод конечных элементов

О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, Г. В. ТКАЧУК, О. В. МАРТИНЕНКО, І. Я. ХРАМЦОВА, О. В. КОХАНОВСЬКА, А. О. ЗАРУБИНА, А. М. ГОЛОВІН, А. С. ЛЯШЕНКО, К. О. МЕРЕЦЬКА, І. А. СОПРУНОВ
АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ТА ЖОРСТКОСТІ СИЛОВИХ ГІДРОЦИЛІНДРІВ

У роботі описаний процес забезпечення і підвищення тактико-технічних характеристик бойових машин шляхом застосування комбінованих елементів і компонент бойової техніки і технологічних систем (використовувані для їх виготовлення), виконаних з матеріалів, що різко відрізняються фізико-механічними властивостями, на основі комплексного багатоваріантного комп'ютерного дослідження напружено-деформованого стану і динамічних ефектів. Описана залежність міцності та характеристик жорсткості комбінованих елементів технологічних систем, виконаних з матеріалів, що різко відрізняються фізико-механічними властивостями, які піддаються дії комплексу навантажень. Значення отриманих результатів полягає в можливості їх практичного використання на підприємствах оборонно-промислового комплексу, а також підприємствах цивільних галузей, що займаються проектуванням, дослідженням, технологічною підготовкою і виробництвом, а також технологічною обробкою елементів техніки і технологічних систем військового і цивільного використання.

Ключові слова: матеріали з властивостями що різко відрізняються, міцність, гідроциліндр, напружено-деформований стан, тактико-технічна характеристика, метод скінченних елементів

O. VERETELNYK, A. TKACHUK, O. MARTYNENKO, I. KHRAMTSOVA, O. KOKHANOVSKA, A. ZARUBINA, A. GOLOVIN, A. LYASHENKO, K. MERETSЬKA, I. SOPRUNOV
ANALYSIS OF STRENGTHENING AND HARDNESS CHARACTERISTICS OF POWER HYDROCYLINDERS

The paper describes the process of providing and improving of tactical and technical characteristics of combat vehicles by the use of combined elements and combat equipment components of technological systems. These combined elements and equipment are made of materials with sharply different physical and mechanical properties. The complex multivariate computer research of stress-strain state and dynamic effects is a basis of these researches. The dependence of the strength and rigidity characteristics of the combined elements of technological systems, executed from materials with sharply different physical and mechanical properties exposed to the complex of loads, is described. The significance of obtained results consist in possibility of their practical use at enterprises of the defense industrial complex, as well at enterprises of the civilian sectors engaged in design, research, technological preparation and production, as well as technological processing of elements of engineering and technological systems of military and civilian use.

Keywords: materials with sharply different properties, strength, hydraulic cylinder, stress-strain state, tactical and technical characteristic, finite element method

Введение. Мировые и отечественный военно-промышленные комплексы (ВПК) испытывают разнообразные тенденции в развитии проектных решений по повышению тактико-технических характеристик (ТТХ) выпускаемой продукции, в частности, бронетанковой техники. Повышение последних достигается различными способами и методами, однако с развитием новых материалов и внедрением прогрессивных технологий производства, а также с использованием новых образцов вооружения, традиционные подходы к проектированию и технологиям изготовления элементов бронетанковой техники и технологической оснастки на определенном этапе исчерпывают свой ресурс развития. С целью повышения тактико-технических характеристик бронетанковой техники возникает необходимость прибегать либо к новым конструктивным решениям, либо к более совершенным технологиям, используемым в производстве. Это, в свою очередь, со-

пряжено с исследованиями более сложных физико-механических процессов при производстве и эксплуатации. Вследствие этого возникает необходимость в совершенствовании и создании новых расчетных моделей и подходов к математическому и численному исследованию элементов бронетанковой техники и технологических систем для их производства.

Одним из методов повышения тактико-технических характеристик является применение компонентов и элементов бронетанковой техники, состоящих из комбинированных материалов с резко различающимися физико-механическими свойствами. Одновременно с этим, использование технологий, задействуемых при повышении ТТХ, необходимо и для техно-

© О. В. Веретельник, А. В. Ткачук, А. В. Мартыненко, И. Я. Храмцова, О. В. Кохановская, А. А. Зарубина, А. М. Головин, А. С. Ляшенко, К. А. Мерещкая, И. А. Сопрунов, 2018

логических систем (ТС), используемых для производства этих компонент и элементов бронетанковой техники. Также наряду с использованием комбинированных компонент и элементов бронетанковой техники, добиться повышения тактико-технических характеристик можно за счет более качественной окончательной обработки поверхностей в различных узлах и элементах бронетанковой техники и технологических системах для их производства. Благодаря использованию различных методик повышения ТТХ повышаются и эксплуатационные требования, что в свою очередь приводит к существенным временным и экономическим затратам, сопровождающим весь жизненный цикл компонент и элементов бронетанковой техники, и, следовательно, бронетанковой техники в целом.

В частности, одним из прогрессивных приемов является механизация и автоматизация технологической оснастки для оснащения технологических систем на предприятиях бронетанкостроения Украины. При этом решающим фактором выступает применение гидропривода, что влечет за собой использование силовых гидроцилиндров, например, для закрепления обрабатываемых деталей на металлорежущих станках. При их серийном изготовлении встает вопрос повышения коэффициента использования материала (КИМ). Как одно из решений – составной цилиндр с пайкой трубной и донной частей, а также с покрытием (футеровкой) внутренней поверхности низкомодульными материалами. В свою очередь, это приводит к необходимости анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) корпусных элементов гидроцилиндров, которые состоят из материалов с резко отличающимися физико-механическими свойствами.

Данная проблематика определила направление исследований, представленных в работе.

Целью работы является исследование напряженно-деформированного состояния элементов технологических систем, выполненных из материалов с резко отличающимися физико-механическими свойствами.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Анализ существующих методик исследования прочности и жесткости и синтеза конструктивных, технологических и эксплуатационных параметров на примере элементов, выполненных из материалов с резко отличающимися физико-механическими свойствами, а также обоснование на этой основе направлений исследований.

2. Разработка и тестирование нового подхода и усовершенствованных математических и численных моделей для параметрического моделирования и выделения значимых факторов, определяющих работоспособность и технические характеристики технологических систем, выполненных из материалов с резко отличающимися физико-механическими свойствами, а также компьютерная реализация разработок для проведения многовариантных расчетов и обоснования их параметров по критериям прочности, жесткости, работоспособности.

3. Проведение комплексных многовариантных исследований силового нагружения и напряженно-

деформированного состояния элементов технологических систем, выполненных из материалов с резко различающимися физико-механическими свойствами. Формирование зависимостей, определяющих влияние проектно-технологических параметров исследуемых объектов на их служебные характеристики, а также разработка рекомендаций по обеспечению технических характеристик элементов технологической оснастки.

Анализ конструкций элементов технологических систем и методов расчета их напряженно-деформированных состояний.

Помимо различных методов технологических обработок сопрягающихся поверхностей, в настоящее время используются элементы и компоненты технологических систем, которые представляют собой комбинированные тела, содержащие резко различающиеся физико-механическими свойствами материалы. При этом, применение таких тел позволяет снизить затраты на производство, а также добиться оптимальных параметров, определяющих технические характеристики технологических систем. Примерами таких элементов конструкций, которые содержат материалы с резко отличными свойствами могут быть паяные корпуса силовых гидроцилиндров, паяные трубопроводы и др.

Применение силовых гидроцилиндров на производстве на предприятиях военно-промышленного комплекса и других отраслей позволяет механизировать и автоматизировать процесс производства. Тем самым увеличивается качество производимой продукции, возрастают технологические возможности производства, снижается время технологической операции, повышается производительность труда, а также исключается влияние "человеческого фактора".

В конечном итоге использование комбинированных элементов конструкции, содержащих резко различающиеся по физико-механическим свойствам материалы, и применение различных методик технологической обработки сопрягающихся тел позволит увеличить износоустойчивость, прочность, работоспособность элементов технологических систем.

Так, например, применение силовых гидроцилиндров в производстве позволяет упростить конструкцию рабочего оборудования. В настоящее время гидравлические системы широко применяются в производстве. Опорным элементом гидравлической системы является гидроцилиндр, свойства и характеристики которого определяют качество и функциональность гидравлической системы в целом. Существует большое количество предприятий, занимающихся проектированием и выпуском гидроцилиндров стандартных и нестандартных типоразмеров, применяя при этом новые технологии производства и новые материалы с физико-механическими свойствами, которые обеспечивают высокую надежность и производительность [1–4]. Однако, в большинстве случаев проектирование корпусов силовых гидроцилиндров происходит без достаточного применения научных методологий проектирования и без использования систем автоматизированного проектирования, объединенных в единый комплекс. При этом, в литературе практически не встречаются

результаты исследования корпусов силовых гидроцилиндров с помощью систем автоматизированного проектирования. Примером таких исследований могут быть работы некоторых авторов (Пшеничный М.В., Косенко В.В., Кобзев А.С. [1–5], в которых приводятся характерные черты проектирования технологической оснастки, опираясь на проведенные исследования общих системных моделей проектирования и специфики проектирования технологической оснастки. Также показана связь между проектированием технологической оснастки с другими компонентами технологической подготовки производства. Подобные идеи отслеживаются в публикациях этих и других авторов [6–9].

Таким образом, в связи с этим возникает необходимость создания методики исследования НДС систем и элементов технологической оснастки с использованием современных методик исследования с применением систем автоматизированного проектирования в связке с расчетными комплексами.

Еще одним важным фактором является то, что при проектировании и создании новой техники все больше внимания уделяется вопросам снижения материалоёмкости конструкций.

Стремление разработчиков и производителей машиностроительной продукции повысить качество, увеличить коэффициент использования материала, снизить стоимость обработки изделия и сохранить при этом его технические характеристики (ТХ) вынуждает прибегать к новым техническим и технологическим 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 корпуса силового гидроцилиндра (применяется как средство механизации технологической оснастки) изготавливать его из 2-х частей: трубной заготовки и крышки, соединяемых пайкой [5, 6].

При этом, с появлением паяного корпуса гидроцилиндра, изготовленного из двух частей – гильзы и крышки, удалось достичь существенной экономии материала при изготовлении 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 1135°C соединять ее с крышкой [7, 8]. 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.

Авторы Косенко В.В. и др. в работе [9] предлагают результаты исследования влияния конструктивных параметров паяного соединения на напряженное состояние корпусов гидроцилиндров. Однако эти результаты получены на упрощенных конечно-элементных моделях. Кроме того, для повышения антифрикционных свойств и уменьшения затрат на обработку внутренней поверхности цилиндра, контактирующей с поршнем, было предложено покрывать эту поверх-

ность пластиком.

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

На сегодняшний день проектирование и разработка элементов продукции военно-промышленного комплекса и гражданских предприятий немислимы без использования современного программного обеспечения. Данное программное обеспечение позволяет строить модели и проводить исследования напряженно-деформированного состояния сложных и сверхсложных элементов и конструкций. Однако, использование современного программного обеспечения требует современного высокопроизводительного аппаратного обеспечения.

В настоящее время существует достаточное большое количество инженерно-исследовательских систем, например таких как: ANSYS [www.ansys.com], ABAQUS [http://simulia.com], ADAMS [http://www.adams.com], Creo [www.ptc.com], Femap [www.plm.automation.siemens.com] и другие, которые позволяют учитывать практически любые физические теории описания механического поведения [10], а также задавать граничные условия, нагрузки и различные типы сопряжения между телами и элементами модели. Следовательно, для проведения исследования необходимо лишь время.

Одними из таких комплексов является ANSYS Workbench, позволяющий автоматизированно проводить 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) и т.п. Также этот программный комплекс автоматически проводит градацию относительно количества узлов в элементе. Программный комплекс ANSYS Workbench был использован для моделирования напряженно-деформированного состояния исследуемых объектов в данной работе.

Кроме того, для обеспечения широкой вариативности привлечен метод обобщенного параметрического моделирования сложных объектов [11]. Он дает возможность изменять в ходе исследований не только численные параметры, но и форму исследуемых тел, свойства материалов, распределение нагрузок и т.п. Этим самым обеспечивается естественная вариативность моделей, очень важная с точки зрения организации целенаправленного их изменения с целью достижения заданных технических характеристик.

Определение направлений исследований. Проведенный анализ современных тенденций при создании новых образцов, а также анализ литературных источников и ресурсов Internet дает почву для следующих выводов.

1. Противоречивые требования к характеристикам элементов военной техники и технологических систем

для их изготовления в качестве одного из путей их удовлетворения приводят к необходимости изготовления отдельных деталей из нескольких материалов с резко различающимися свойствами. Это могут быть различные металлы и сплавы, пластики и резины. Таким образом, вместо объекта с однородным материалом получаем некоторую композицию из нескольких материалов с резко отличающимися свойствами. Это создает сложности при проведении, например, численных исследований НДС этих объектов, поскольку различными могут быть не только количественные характеристики, но и сами типы моделей материалов (например, упругий изотропный материал типа конструкционной стали соединяется с гиперупругим материалом типа резины или пластика). Более того, варьируемым может быть и тип модели, и диапазон констант, присутствующих в той или иной модели материала. Вдобавок варьируемыми также могут быть форма и размеры всей детали и составляющих ее частей. Таким образом, приходим к анализу реакции такого сложного объекта на действие возмущений различной природы и происхождения. В свою очередь, это резко затрудняет применение традиционных подходов, методов и моделей для решения возникающих задач, что создает противоречие между потребностями современного машиностроения, с одной стороны, и возможностями науки, – с другой. Устранение этого противоречия составляет актуальную научно-практическую задачу, решаемую в ходе исследований.

2. Для численного моделирования напряженно-деформированного состояния элементов бронетанковой техники и элементов технологических систем для их изготовления наиболее предпочтительно использование такого мощного метода как метод конечных элементов, однако с учетом характерных особенностей исследуемых объектов, в частности, состоящих из материалов с резко отличающимися физико-механическими свойствами.

3. Для моделирования физико-механических свойств элементов бронетанковой техники и элементов технологических систем для их изготовления целесообразно привлекать различные модели материалов: однородный изотропный материал, анизотропный материал, гиперупругий материал и т.п. За счет такого варьирования типа моделей, а также изменения отдельных характеристик удастся в самых широких пределах управлять свойствами того или иного составного элемента.

4. В качестве основного подхода к вариативному исследованию исследуемых объектов предложено использовать метод обобщенного параметрического моделирования, адаптированный к такому типу объектам. Это дает возможность варьировать все физико-механические свойства, форму и размеры отдельных компонент и всего объекта в целом. В свою очередь, это создает предпосылки для решения задач обоснования рациональных проектно-технологических решений, обеспечивающих требуемые тактико-технические характеристики объектов бронетанковой техники.

5. На основе предложенных подходов, методов и моделей предполагается разработка специализирован-

ных программно-модельных комплексов, которые содержат модули описания конкретных объектов, модули варьирования их обобщенных параметров, а также интегрированные с помощью системных программно-модельных комплексов универсальные CAD/CAM/CAE системы. Этим самым соединяются преимущества мощности современных коммерческих программных комплексов, с одной стороны, и нацеленность на исследование той или иной группы объектов, – с другой.

Анализ напряженно-деформированного состояния корпусов силовых гидроцилиндров. На этапе технологической подготовки производства большую роль играют средства механизации и автоматизации технологической оснастки, предложенные в свое время к разработке и внедрению на предприятиях оборонной промышленности Харьковским НИИ технологии машиностроения. Центральное место в этих средствах механизации и автоматизации занимают силовые гидроцилиндры, в том числе в исполнении с применением пайки и футеровки внутренней поверхности пластмассовыми компонентами. Это диктует значительные проблемы при обеспечении прочности и жесткости этих гидроцилиндров, что, в свою очередь, требует исследования их напряженно-деформированного состояния с учетом резкого различия механических и физико-механических свойств отдельных материалов, из которых изготавливаются гидроцилиндры. Ниже описано исследование напряженно-деформированного состояния их корпусов.

Прочность и жесткость элементов корпусов силовых гидроцилиндров для оснащения технологической оснастки на предприятиях оборонной промышленности. Предметом исследования является напряженно-деформированное состояние корпусов силовых гидроцилиндров. При изготовлении элементов вооружения и военной техники применяются материалы с высокими механическими и физико-механическими свойствами. Таким образом, при технологических операциях точения, сверления, фрезерования возникают повышенные усилия резания. Это требует значительных усилий закрепления заготовок в оснастке, а, значит, высокого давления в силовых гидроцилиндрах ее привода. С другой стороны, стремление к большей технологичности изготовления самих гидроцилиндров вынуждает делать их паяными.

Естественным образом при исследовании НДС паяного корпуса гидроцилиндра возникает ряд вспомогательных задач. Решение вспомогательных задач позволит разобраться и понять суть влияния отдельных факторов, а также даст возможность выявить основные факторы, которые влияют на изменения, происходящие в напряженно-деформированном состоянии при варьировании конструктивных параметров или физико-механических свойств материалов, из которых состоит корпус гидроцилиндра. В данной работе будет рассмотрен ряд вспомогательных задач, например, таких как: изменение длины паяного шва и выбор материала в качестве припоя в соединительном шве, влияние габаритных размеров на напряженно-деформированное состояние, применение футеровочного слоя и выбор

различных материалов для данного слоя и др.

В работе описано исследование напряженно-деформированного состояния паяных корпусов гидроцилиндра, и она разделена на 6 частей: в первой части рассматривается влияние длины соединительного шва на напряженно-деформированное состояние всего корпуса, во второй – НДС корпусов при использовании различных материалов в качестве припоя в соединительном шве, в третьей – рассмотрение влияния габаритных размеров на НДС, в четвертой – результаты применения футеровочного слоя из различных пластиков, в пятой – результаты исследования напряженно-деформированного состояния паяных корпусов гидроцилиндра в трехмерной и двухмерной (осесимметричной) постановках, в шестой – исследование трехмерной модели корпуса гидроцилиндра.

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 [1–9]. Длина шва является технологическим параметром, влияющим на сам процесс пайки. В то же время она очевидным образом влияет на НДС корпуса в целом и самого шва. В связи с этим необходимо исследовать влияние этого параметра.

Влияние длины паяного шва соединения гильзы и крышки в корпусе гидроцилиндра на его НДС 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.

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	-

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.

Физико-механические характеристики материалов, используемых в расчетах НДС элементов корпусов гидроцилиндров, приведены в табл. 2.

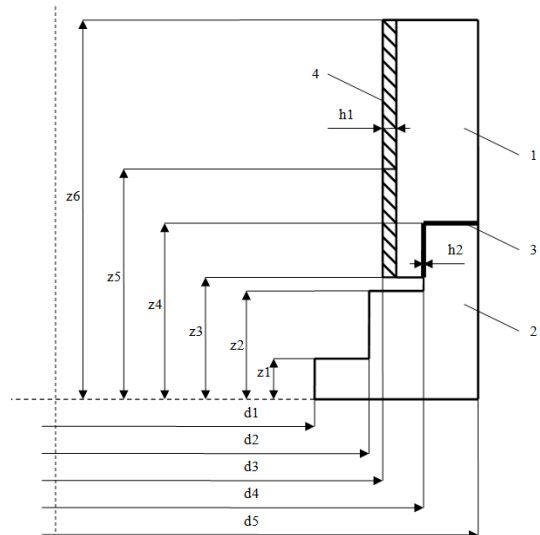


Рис. 1 – Схема поперечного сечения паяного корпуса гидроцилиндра:
1 – трубная заготовка (гильза), 2 – донная заготовка (дно, крышка), 3 – соединительный шов (слой припоя), 4 – футеровочный слой

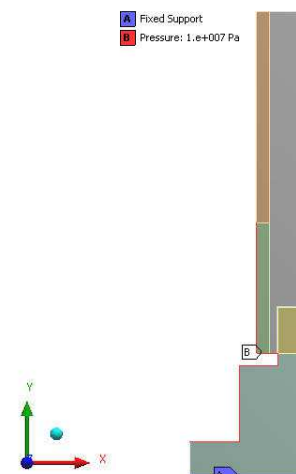


Рис. 2 – Сечение корпуса гидроцилиндра с внешними нагрузками

Таблица 2 – Физико-механические характеристики материалов

Область корпуса гидроцилиндра	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона ν
Сталь (область 1, 2, рис. 1)	$2 \cdot 10^5$	0.29
Медь (область 3, см. рис. 1)	$1,1 \cdot 10^5$	0.32
Акрил (область 4, рис. 1)	$3 \cdot 10^3$	0.39

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 рис. 3 представлены фрагменты конечно-элементных сеток для моделей с различными значениями z_4 (14,5 мм и 14,65 мм) вблизи соединительного шва.

В результате проведения ряда исследований по

варьированию длины соединительного шва были получены максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу и перемещения в элементах корпуса гидроцилиндра. В табл. 3 и на рис. 4 приведены значения искомым величин, максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу в элементах корпуса гидроцилиндра и характер изменения максимальных полных перемещений вдоль внешней кромки стенки корпуса гидроцилиндра, в мкм, соответственно.

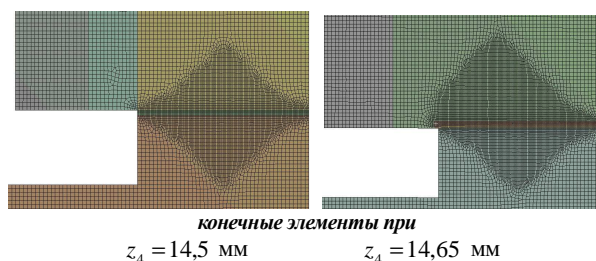


Рис. 3 – Конечно-элементная сетка вблизи шва

Таблица 3 – Определенные расчетным путем значения эквивалентных напряжений по Мизесу в элементах корпуса гидроцилиндра

№ расчетной схемы	z_4 , мм	Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа		
		в соединит. шве	в футеровочном слое	в гильзе
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

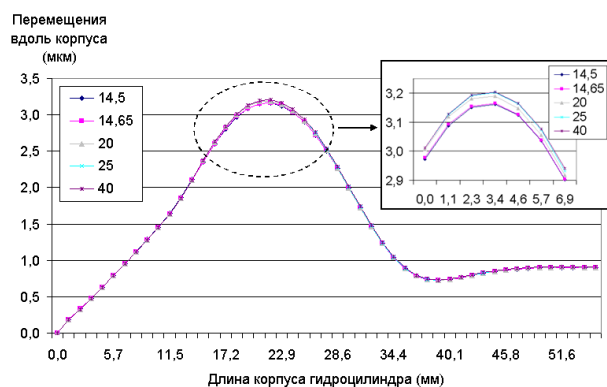


Рис. 4 – Полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса

Полученные значения 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 номинальные в разы, а то и на порядки. 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 получаемых в расчетах напряжений.

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

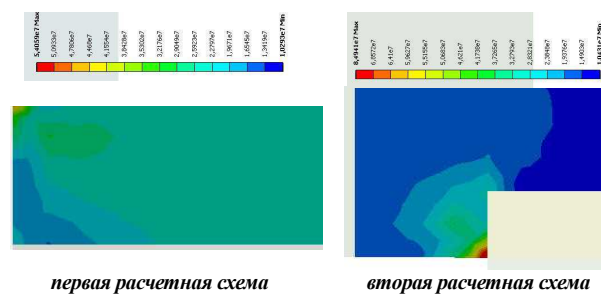


Рис. 5 – Распределение эквивалентных напряжений в районе концентратора

Из анализа полученных перемещений можно сделать вывод о том, что перемещения вдоль внешней кромки корпуса практически одинаковы 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 [1–9].

Напряженно-деформированное состояние корпусов гидроцилиндров при использовании различных материалов в соединительном шве. Одним из направлений исследования НДС корпусов гидроцилиндра было изучение влияния на него изменения состава материала, используемого в соединительном шве гильзы и крышки. Для данного исследования были рассмотрены три различных материала, которые соответствуют по своим физико-механическим свойствам меди, алюминию и свинцу. Физико-механические свойства используемых в качестве припоя 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 геометрической модели корпуса гидроцилиндра определялись фиксированными

ми параметрами, которые представлены в табл. 1. Геометрическая и конечно-элементная модели представлены на рис. 6. На рис. 7 представлена схема нагружения (внутренним давлением, равным 10 МПа) и закреплением (вдоль нижней кромки корпуса).

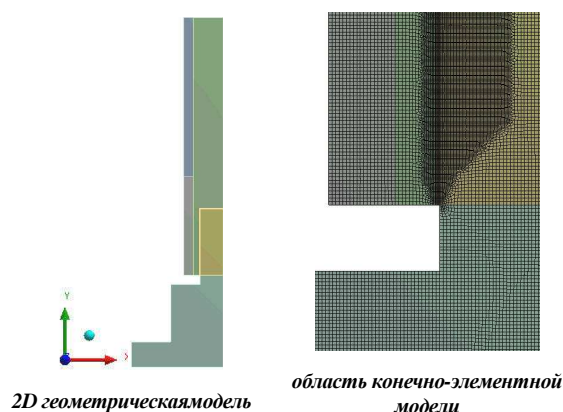


Рис. 6 – Геометрическая модель и область конечно-элементной модели исследуемого объекта

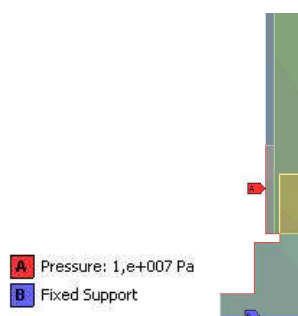


Рис. 7 – Условия нагружения и закрепления модели

Таблица 5 – Максимальные значения эквивалентных напряжений в элементах корпуса гидроцилиндра

Материал, используемый в шве	z_4 , мм	Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа		
		в соединит. шве	в футеровочном слое	в гильзе
Алюминий	25	15,4	4,79	46,5
Свинец		5,14	4,79	46,9
Медь		23,15	4,63	46,31

В ходе проведения исследования были определены максимальные значения эквивалентных напряжений по Мизесу и полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса гидроцилиндра. В табл. 5 представлены искомые значения максимальных эквивалентных напряжений в элементах корпуса гидроцилиндра, на рис. 8 – диаграмма с значениями полных перемещений вдоль внешней кромки корпуса гидроцилиндра. Из анализа полученных результатов следует вывод, 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 перемеще-

ния в корпусе со свинцовой пайкой выше, чем в корпусах с медной и алюминиевой пайкой. Из анализа полученных максимальных значений эквивалентных напряжений для гильзы и в футеровочном слое видно, что изменения значений незначительно, менее 0,5%.

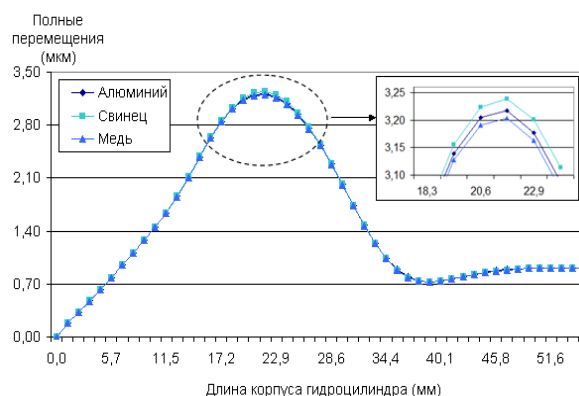


Рис. 8 – Полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса

Влияние габаритных диаметров на напряженно-деформированное состояние корпусов гидроцилиндров. Одной из задач исследования механического поведения корпусов гидроцилиндров было изучение влияния на НДС и на массу конструкции изменения значений параметров, описывающих внешнюю форму и габариты корпуса, так как уменьшение массы приводит к уменьшению значения внешнего диаметра D , а увеличение прочности, как правило, требует роста D . Таким образом, необходимо найти оптимальные значения для внешнего D и внутреннего D_1 диаметров. С этой целью были созданы две расчетные схемы, в которых все габаритные параметры определялись относительно двух параметров, а именно внутреннего D_1 и внешнего D диаметров. Формулы для вычислений остальных величин и пределы их изменений представлены ниже: внешний диаметр D : $D = 12 \div 350$ мм; внутренний диаметр D_1 : $D_1 = 10 \div 100$ мм, $D_1 < D$; толщина стенки цилиндра H : $H = (D - D_1)/2$; толщина акрилового слоя H_1 : $H_1/H = 0,05; 0,1; 0,2; 0,3$; длина цилиндра L : $L = D \div 3D$; толщина дна цилиндра L_1 : $L_1 = H$; высота выточки на дне цилиндра L_0 : $L_0 = H$; диаметр выточки D_2 : $D_2 = 2H_1 + D_1$.

Для первой расчетной схемы было принято соотношение для длины $L = 3D$, а для второй – $L = 2D$, для толщины акрилового слоя было принято $H_1: H_1/H = 0,3$ для обеих моделей. При варьировании диаметров во второй расчетной схеме диапазон принимаемых величин был расширен.

Построенные конечно-элементные модели, описывающие геометрии с различными определяющими значениями внешнего D и внутреннего D_1 диаметров, варьировались от 20 тыс. до 100 тыс. элементов. Нагружение и закрепление осуществлялось аналогично, как и для ранее решенных задач в этой работе (см. рис. 7).

В результате проведенных расчетов были получе-

ны максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу и максимальные суммарные перемещения в корпусе гидроцилиндра. Полученные значения искомых величин представлены в табл. 6 и 7 для первой и второй параметрической модели, соответственно. На рис. 9 и 10 изображены распределения перемещений вдоль образующей для внешней стороны корпуса для двух расчетных схем соответственно.

Таблица 6 – Конструктивные параметры и соответствующие им максимальные эквивалентные напряжения и перемещения в корпусе гидроцилиндра для первой расчетной схемы

№ конечно-элементной модели	Принимаемые значения диаметров		Эквивалентные напряжения по Мизесу в корпусе, МПа	Максимальные суммарные перемещения в корпусе, мкм
	Внешний, мм	Внутренний, мм		
1.1	150	100	46,2	25,64
1.2	150	60	31,1	35,44
1.3	120	70	39,6	21,61
1.4	100	60	40,6	17,63
1.5	80	40	35,0	16,14
1.6	60	25	31,5	13,75
1.7	40	20	35,3	8,07
1.8	30	20	46,2	5,13
1.9	15	10	46,2	2,56

Таблица 7 – Конструктивные параметры и соответствующие им максимальные эквивалентные напряжения и перемещения в корпусе гидроцилиндра для второй расчетной схемы

№ конечно-элементной модели	Принимаемые значения диаметров		Эквивалентные напряжения по Мизесу в корпусе, МПа	Максимальные полные перемещения в корпусе, в мкм
	Внешний, мм	Внутренний, мм		
2.1	350	100	28,0	79,9
2.2	200	50	26,0	61,53
2.3	150	100	44,7	25,64
2.4	150	60	30,6	35,72
2.5	120	70	39,2	21,59
2.6	100	60	40,4	17,61
2.7	80	40	34,8	16,24
2.8	60	25	31,4	13,9
2.9	40	20	35,0	8,12
2.10	30	20	46,2	5,13
2.11	15	10	46,2	2,56

Анализ полученных результатов моделирования реакций корпусов гидроцилиндров, определяемые набором найденных параметров позволяет сделать следующие выводы:

- поскольку максимальные эквивалентные напряжения не превышают 133 МПа, можно заключить, что конструкция с заданными параметрами гарантирует работу материалов в упругой области;
- максимальные полные перемещения вдоль внешней стенки корпуса с уменьшением диаметра уменьшаются; максимальные значения перемещений первой конечно-элементной модели равны 10,994 мкм, которые соответствуют 1.2 расчетной схеме, а для второй конечно-элементной модели максимальные

перемещения аналогичны по значению, но они соответствуют уже 2.4 расчетной схеме (см. табл. 6 и 7);

– поля распределения напряжений и перемещений в корпусе гидроцилиндров по характеру подобны для двух расчетных схем и соответственно для всех конечно-элементных моделей.

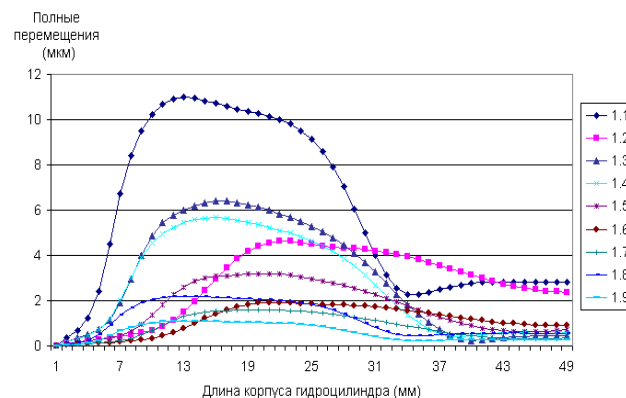


Рис. 9 – Распределение полных перемещений для 1-й расчетной схемы

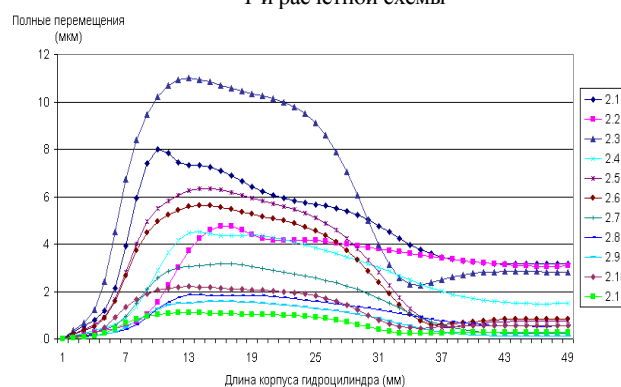


Рис. 10 – Распределение полных перемещений для 2-й расчетной схемы

Влияние футеровочного слоя на напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра. Кроме примененного технологического решения (пайка корпуса из двух составляющих – гильзы и крышки), было применено еще одно решение – покрывать внутреннюю поверхность пластмассами. Применение такого решения позволяет улучшить технологические и эксплуатационные свойства корпуса гидроцилиндра, а также избавляет от трудоемких и/или дорогостоящих финишных обработок.

Для данного исследования была взята геометрическая модель корпуса гидроцилиндра с фиксированными габаритными размерами из исследования НДС корпуса гидроцилиндра при использовании различных материалов в соединительном шве. Фиксированные параметры приведены в табл. 1. Геометрическая и конечно-элементная модели представлены на рис. 6, а также модель с приложенными нагрузками и закреплениями, соответственно (см. рис. 7).

Толщина футеровочного слоя, задаваемая от внутренней поверхности в глубину, принимала значение, равное 1,5 мм. В качестве материалов для футеровочного слоя были рассмотрены разные материалы, такие как акрил, пластмасса КП-1, также были рассмотрены

варианты с футеровочным слоем из стали и без футеровочного слоя. Характеристики материалов представлены в табл. 8. При этом исследуемый объект представляет составное тело, в котором материалы имеют различные модули упругости, различия составляют от 2-х до 3-х порядков, в зависимости от расчетной схемы (с использованием акрила или пластмассы КП-1). В табл. 9 приведены результаты расчетов корпусов силовых гидроцилиндров с футеровочным слоем (при варьировании различных материалов в качестве футеровочного слоя) и без него.

Таблица 8 – Физические характеристики материалов гидроцилиндров

Материал	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона ν
пластмасса КП-1	$5,7 \cdot 10^2$	0,35
акрил	$3 \cdot 10^3$	0,39
медь	$1,1 \cdot 10^5$	0,32
сталь	$2 \cdot 10^5$	0,3

Таблица 9 – Максимальные эквивалентные напряжения различных частей корпуса гидроцилиндров

Элемент модели	Эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа			
	Акрил	КП-1	Сталь	без слоя
гильза	46,3	46,8	31,3	49,4
шов	23,1	23,3	16,1	24,6
крышка	40,5	40,8	27,8	43,2
футер. слой	4,78	5,47	37,6	-

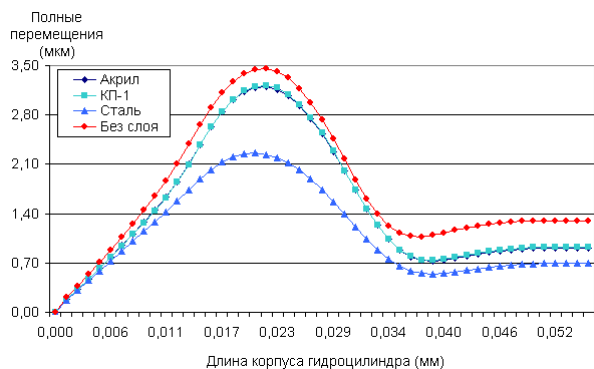


Рис.11 – Максимальные полные перемещения для всех расчетных схем (в мкм)

На рис. 11 представлены диаграммы с полными перемещениями вдоль внешней кромки корпуса гидроцилиндра, для всех расчетных схем. Из анализа результатов видно, что футеровочные слои, выполненные из пластмассы КП-1 и акрила, заметно ослабляют корпус гидроцилиндра. Под воздействием внутреннего давления футеровочный слой работает в качестве передатчика нагрузки внутреннего давления на стальную часть корпуса, причем напряженное состояние футеровочного слоя близко к картине всестороннего сжатия.

Из рассмотрения напряженно-деформированного состояния крышки, видно, что уровень напряжений в крышке при использовании полимерных материалов в

футеровочном слое близок к таковому для корпуса без футеровочного слоя. Футеровочный слой, выполненный из стали, позволяет снизить его на 30% при сравнении с полимерными материалами в футеровочном слое и на 35% – по сравнению с конструкцией без слоя. Данное утверждение справедливо и для рассмотрения максимальных эквивалентных напряжений для других элементов корпуса гидроцилиндра, а именно для гильзы и соединительного шва.

Анализ НДС силовых корпусов с акриловыми и пластмассовыми покрытиями внутренней стороны показал, что данные конструкции гарантируют работоспособность корпусов в упругой зоне при рабочих нагрузках. При этом можно заключить следующее:

- максимальная интенсивность напряжений в силовых корпусах не превышает 49,4 МПа;
- материалы, из которых выполнены различные футеровочные слои корпусов (акриловые пластмассовые покрытия), работают в условиях, близких к всестороннему сжатию, максимальные эквивалентные напряжения, возникающие в футеровочном слое, не превышают 5,5 МПа;
- максимальное значение полных перемещений для модели без футеровочного слоя, равно 3,46 мкм, превышает значения для корпусов с футеровочным слоем.

Решение задачи по определению напряженно-деформированного состояния корпуса гидроцилиндра в трехмерной и двумерной постановках. Наряду с рассмотрением НДС двумерных моделей, описывающих механическое поведение силовых корпусов гидроцилиндров, была рассмотрена и геометрическая модель корпуса в трехмерной постановке. В данной части работы была рассмотрена 1/4 корпуса гидроцилиндра в трехмерной постановке, нагруженного внутренним давлением. При построении трехмерной модели были использованы геометрические параметры, представленные в проведенных исследованиях, результаты которых изложены выше, при фиксированном значении параметра $z_4 = 25$ мм. Физико-механические характеристики материалов были взяты из табл. 2 (см. выше).

Полученные результаты были сравнены с результатами, полученными для двумерной постановки. Таким образом, были построены две расчетные схемы "2D" и "3D", описывающие двумерную (в осесимметричной постановке) и трехмерную постановки, соответственно. На рис. 12 представлены геометрические и конечно-элементные модели для двух расчетных схем, соответственно. Конечно-элементные модели насчитывали 73 тыс. элементов (220 тыс. узлов) и 2,2 млн. элементов (3,5 млн. узлов) для "2D" и "3D" расчетных схем, соответственно.

Модели нагружались внутренним давлением 10 МПа с зафиксированной нижней частью корпуса. Так как 3D модель представляет 1/4 часть корпуса, на нее накладывались условия симметрии. На рис. 13 представлены модели с внешним нагружением и закреплением, а также условиями симметрии.

В результате проведенного исследования были получены компоненты НДС для элементов корпуса

гидроцилиндра. При этом было проведено сравнение полученных результатов для двух постановок между собой. В табл. 10 представлены сводные результаты вычисленных значений максимальных эквивалентных напряжений для различных составляющих силового корпуса гидроцилиндра, для двумерной и трехмерной постановок задачи. Также на рис. 14 представлены полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса.

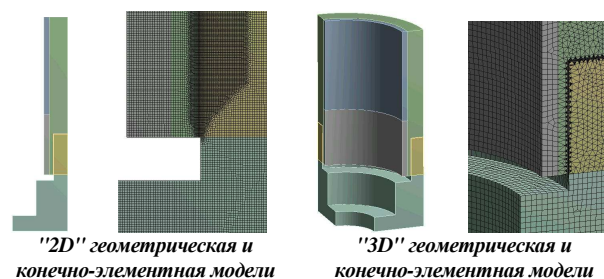


Рис. 12 – Геометрические и конечно-элементные модели для двух постановок

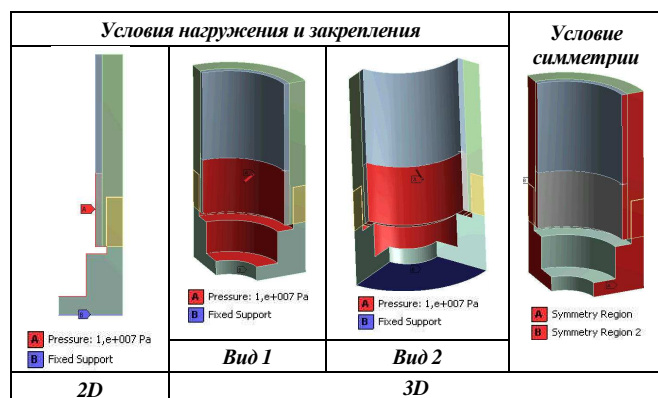


Рис.13 – Условия нагружения, закрепления и симметрии для двух постановок

Таблица 10 – Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу

Постановка задач	Эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа		
	футеровочный слой	соединительный шов	Гильза
2D	4,784	23,1	46,31
3D	4,780	23,13	46,32

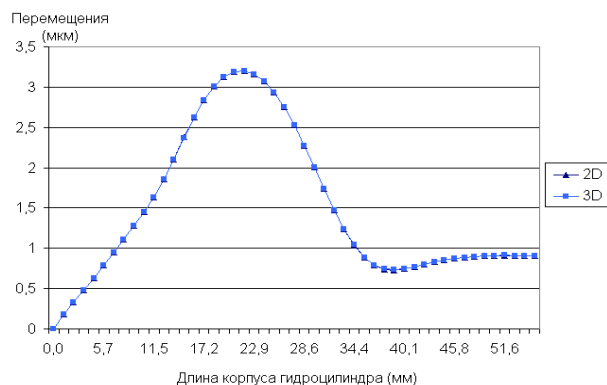


Рис. 14 – Полные перемещения вдоль внешней кромки корпуса гидроцилиндра

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 о нецелесообразности использования модели в трехмерной постановке, если есть возможность исследуемый объект исследовать в осесимметричной постановке, так как при использовании двумерных постановок существенно уменьшается общая размерность конечно-элементной модели, а также уменьшается время проведения самих расчетов.

Исследование напряженно-деформированного состояния корпуса гидроцилиндра в трехмерной постановке. По результатам проведенных исследований в предыдущем подразделе (решение задачи по определению НДС корпуса гидроцилиндра в трехмерной и двумерной постановках) было показано хорошее соответствие результатов после проведения расчетов компонент НДС для двумерной и трехмерной постановок, описывающих силовой корпус гидроцилиндра. Однако, при рассмотрении полной конструкции корпуса гидроцилиндра нет возможности рассмотреть ее в двумерной постановке, таким образом, далее предлагаются результаты исследования НДС корпуса гидроцилиндра в трехмерной постановке, но с условиями симметрии.

На рис. 15 представлена исследуемая геометрическая модель. В основу исследуемой конструкции была положена модель корпуса гидроцилиндра с фиксированными габаритными размерами (см. табл. 5). На рис. 16 и 17 представлены конечно-элементная модель (которая насчитывала 3,2 млн. элементов) и модель с приложенными нагрузкой (в качестве нагрузки прикладывалось давление, равное 10 МПа) и закреплением (по нижнему краю), а также с выделенной областью с условиями симметрии.

На рис. 18 и 19 представлен корпус гидроцилиндра с полученными полями распределения эквивалентных напряжений по Мизесу (Па) и обозначенной областью, в которой достигается максимальное значение эквивалентных напряжений; данная область соответствует соединительному шву, и максимум достигается на кромке соединительного шва, которая соответствует концентратору напряжений. На рис. 20 представлены поля распределения полных перемещений в корпусе гидроцилиндра.

На рис. 21 представлены поля распределения эквивалентных напряжений по Мизесу для элементов корпуса гидроцилиндра: гильзы, соединительного шва и крышки соответственно. Данные изображены в двух видах, распределение напряжений и распределение – с меткой, определяющей максимальное значение напряжений. По итогам проведенных результатов были определены максимальные значения эквивалентных напряжений, получены поля распределения эквивалентных напряжений и полных перемещений по корпусу гидроцилиндра.

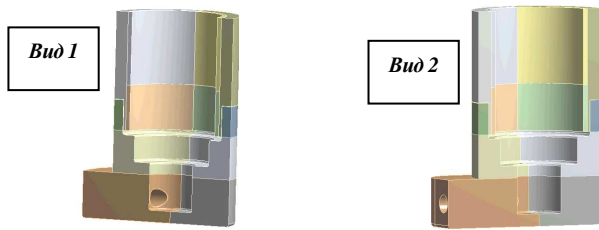
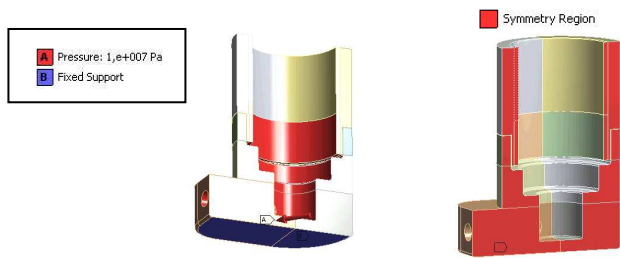


Рисунок 15 – Геометрическая модель



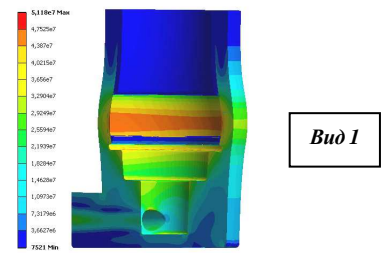
Рисунок 16 – Конечно-элементная модель



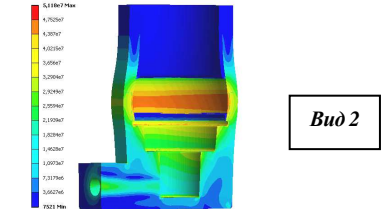
Нагрузка и закрепление

Условие симметрии

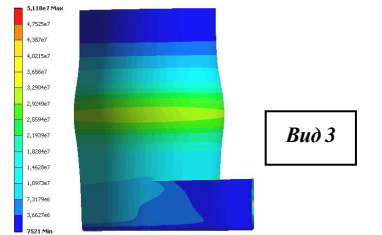
Рисунок 17 – Нагрузка, закрепление и условие симметрии



Вид 1



Вид 2



Вид 3

Рис. 18 – Распределение эквивалентных напряжений в корпусе гидроцилиндра

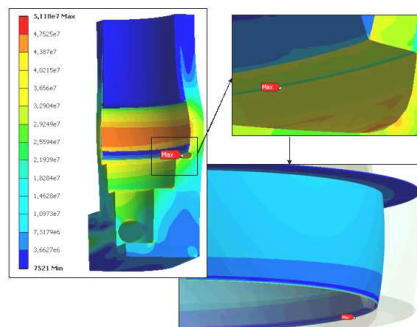
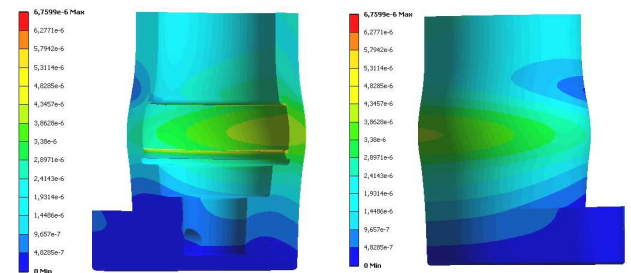


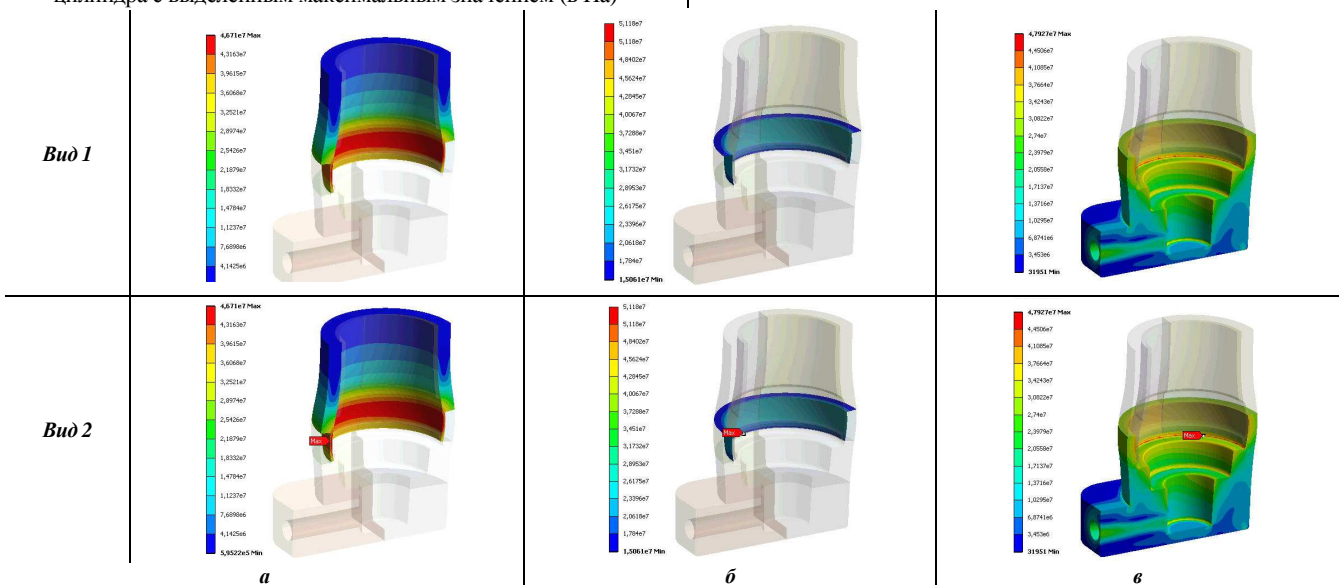
Рис. 19 – Распределение эквивалентных напряжений в корпусе гидроцилиндра с выделенным максимальным значением (в Па)



Вид 1

Вид 2

Рис. 20 – Распределения полных перемещений в корпусе гидроцилиндра



Вид 1

Вид 2

а

б

в

Рисунок 21 – Эквивалентные напряжения по Мизесу: а – в гильзе, б – в соединительном шве, в – в крышке

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1) примененная методика исследования напряженно-деформированного состояния корпусов гидроцилиндра, основанная на использовании параметрического обобщенного описания объекта, позволяет варьировать достаточное количество переменных, например, таких как: геометрические параметры, физико-механические свойства материалов и др., а также позволяет получить базу данных результатов, которая дает возможность определить характерные закономерности изменения компонент НДС вследствие изменения или варьирования параметров модели;

2) при переходе от осесимметричной модели к пространственной соблюдается свойство наследственности результатов, что служит косвенным обоснованием точности построенных моделей, а также возможности использования данных моделей в дальнейших расчетах.

Выводы. В работе представлена реализация предложенного подхода, построенных математических и численных моделей на примере решения ряда прикладных задач по моделированию процессов и состояний, сопровождающих различные этапы жизненного цикла элементов вооружения, военной и гражданской техники, а также технологических систем для их производства. Полученные результаты служат основанием для следующих выводов и рекомендаций.

1. При производстве элементов вооружения и военной техники, выполненных из материалов с высокими механическими и физико-механическими свойствами, применяются силовые гидроцилиндры для закрепления заготовок в оснастке, работающие при высоких давлениях. Таким образом, по результатам проведенных исследований комбинированные корпуса силовых гидроцилиндров (комбинирование является следствием использования материалов с резко различающимися механическими и физико-механическими свойствами), удовлетворяющие предложенным конструктивным параметрам, обеспечивают прочностные и жесткостные требования технологической оснастки. При этом при производстве комбинированных корпусов силовых гидроцилиндров удается повысить коэффициент использования материала, тем самым снизить затраты на производство технологической оснастки, а, как следствие – снизить также и себестоимость изготовления конечного продукта.

2. В ходе исследований определено влияние свойств различных материалов паяного шва на напряженно-деформированное состояние силовых гидроцилиндров. Установлено, что это влияние распространяется в основном на уровень напряжений в самом паяном шве, практически не затрагивая остальную часть корпуса.

3. В ходе исследований выявлено, что футеровочный слой из низко модульного материала на внутренней поверхности корпуса гидроцилиндра ослабляет его, выступая в качестве элемента, передающего внутреннее рабочее давление на корпус и практически его не усиливающего.

4. Определено, что на первых этапах проектных

исследований для оперативного анализа НДС паяных корпусов гидроцилиндров целесообразно применять конечно-элементные модели в осесимметричной постановке, а на конечных этапах – в полной пространственной постановке.

5. В ходе исследований продемонстрировано, что применение комбинированных элементов, изготавливаемых из материалов с резко отличающимися физико-механическими свойствами, дает возможность улучшать технические характеристики изделия.

В дальнейших исследованиях планируется с применением предложенной методики провести анализ напряженно-деформированного состояния различных элементов машиностроительных конструкций.

Список литературы

1. Пшеничный М.В. *Совершенствование переналаживаемой технологической оснастки для обработки корпусных деталей: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08.* Москва, 2007. – 153 с.
2. Косенко В.В., Кобзев А.С., Белик В.Н. Экономическая эффективность применения гидравлических цилиндров с составными корпусами для механизации станочных приспособлений. *Системы обработки информации.* Х.: ХУПС, 2010, вып. 5 (86). С. 72–74.
3. Косенко В.В., Кобзев А.С. Переналаживаемая технологическая оснастка изготовления деталей спецтехники на многооперационных станках и гибки производственных системах. *Системы обработки информации.* – Х.: ХУПС, 2014, вып. 6 (122). С. 43–45.
4. Световой О.И., Кобзев А.С. Переналаживаемая оснастка для гибких производственных систем. *В сб.: Прогрессивная технология, переналаживаемая оснастка и инструмент. Мат. отрасл. науч.-техн. семинара.* Харьков, 1985, С. 21–25.
5. Заярненко Е.И., Боровик А.И., Ткачук Н.А. Расчет паяных корпусов гидроцилиндров. *Вестник машиностроения.* № 7. С. 37–39.
6. Ткачук Н. А. *Разработка методики определения напряженно-деформированного состояния корпусных деталей переналаживаемых станочных приспособлений: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. 01.02.06 "Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры".* Харьков, 1989. 30 с.
7. Косенко В.В., Кобзев А.С. Прогрессивная технология изготовления составных корпусов гидроцилиндров высокого давления. *Зб. наук. праць Харківського університету Повітряних Сил.* 2012, вип. 2(31). С. 114–118.
8. Косенко В.В., Кобзев А.С. Исследование микрораспределения компонентов стали 40Х в расплаве меди при пайке элементов составных корпусов гидроцилиндров. *Зб. наук. праць Харківського університету Повітряних Сил.* 2012, вип. 3(32). С. 146–149.
9. Косенко В.В., Кобзев А.С., Ряховский А.В. Исследование влияния конструктивных параметров паяных соединений на напряженно-деформированное состояние корпусов гидроцилиндров методом тензометрирования. *Системы обработки информации.* Х.: ХУПС, 2012, вып. 3 (101). Т. 2. С. 51–53.
10. Сабонадьер Ж.-К., Кулон Ж.-Л. *Метод конечных элементов и САПР.* М.: Мир, 1989. 192 с.
11. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Чепурной А.Д. [и др.]. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания. Х.: *Механіка та машинобудування*, 2006. № 1. С. 57–79.

References (transliterated)

1. Pshenichnyiy M.V. *Sovershenstvovanie perenalazhivaemoy tehnologicheskoy osnastki dlya obrabotki korpusnyih detaley: dis. kand. tehn. nauk:05.02.08.* Moskva, 2007. 153 p.
2. Kosenko V.V., Kobzev A.S., Belik V.N. *Ekonomichekaya effektivnost primeneniya gidravlicheskih tsilindrov s sostavnyimi korpusami dlya mehanizatsii stanochnyih prispособleniy. Sistemy obrobki Informatsiyi.* – Kharkov, HUPS, 2010, vol. 5 (86), pp. 72–74.

3. Kosenko V.V., Kobzev A.S. Perenalazhivaemaya tehnologicheskaya osnastka izgotovleniya detaley spetstehniki na mnogooperatsionnykh stankakh i gibki proizvodstvennykh sistemah. *Sistemi obrobki Informatsiyi*. Kharkov, HUPS, 2014, vol. 6 (122), pp. 43–45.
4. Svetovoy O.I., Kobzev A.S. Perenalazhivaemaya osnastka dlya gibkikh proizvodstvennykh sistem. V sb.: *Progressivnaya tehnologiya, perenalazhivaemaya osnastka i instrument*. Mat. otrasl. nauch.-tehn. seminar. Kharkov, 1985, pp. 21–25.
5. Zayarnenko E. I., Borovik A. I., Tkachuk N. A. Raschet payanykh korpusov gidrotsilindrov. *Vesnik mashinostroeniya*. 1987, no. 7, pp. 37–39.
6. Tkachuk N.A. Razrabotka metodiki opredeleniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya korpusnykh detaley perenalazhivaemykh stanochnykh prispособleniy: avtoref. dis. na soiskanie uch. stepeni kand. tehn. nauk: spets. 01.02.06 "Dinamika, prochnost mashin, priborov i apparatury". Kharkov, 1989, 30 p.
7. Kosenko V.V., Kobzev A.S. Progressivnaya tehnologiya izgotovleniya sostavnykh korpusov gidrotsilindrov vyisokogo davleniya. *ZbIrnik naukovih prats Kharkivskogo unIversitetu PovItryanih Sil*, 2012, vol. 2(31), pp. 114–118.
8. Kosenko V.V., Kobzev A.S. Issledovanie mikroraspredeleniya komponentov stali 40H v rasplave medi pri payke elementov sostavnykh korpusov gidrotsilindrov. *ZbIrnik naukovih prats Kharkivskogo unIversitetu PovItryanih Sil*, 2012, vol. 3(32), pp. 146–149.
9. Kosenko V.V., Kobzev A.S., Ryahovskiy A.V. Issledovanie vliyaniya konstruktivnykh parametrov payanykh soedineniy na napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie korpusov gidrotsilindrov metodom tenzometrirovaniya. *Sistemi obrobki Informatsiyi*. Kh.: HUPS, 2012. vol. 3(101), T. 2, pp.51–53.
10. Sabonader Zh.-K., Kulon Zh.-L. *Metod konechnykh elementov i SAPR*. M.: Mir, 1989. 192 p.
11. Tkachuk N.A., Gricenko G.D., Chepurnoj A.D. [i dr.]. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnykh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoy generacii i parametri-zovannogo opisanija. *Mehanika ta mashinobuduvannya*. Kharkov, 2006, no 1, pp. 57–79.

Поступила (received) 22.10.2017

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Веретельник Олег Вікторович (Веретельник Олег Викторович, Veretelnyk Oleg) – молодший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин"; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>. тел.: (057)7076166; e-mail: andrej8383@gmail.com

Ткачук Ганна Володимирівна (Ткачук Анна Владимировна, Tkachuk Hanna) – старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин ім. О. О. Морозова", м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0435-1847> тел.: (057)7076902, e-mail: Annatkachuk2008@rambler.ru

Мартиненко Олександр Вікторович (Мартыненко Александр Викторович, Martynenko Oleksandr) – науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин"; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0420-0670> тел.: (057)7076901; martynenkoav@gmail.com

Храмцова Ірина Яківна (Храмцова Ирина Яковлевна, Khramtsova Iryna) – науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин"; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9506-790X>. тел.: (057)7076901; e-mail: iyakhram@gmail.com

Кохановська Ольга Владиславівна (Кохановская Ольга Владиславовна, Kokhanovska Olha) – провідний інженер, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин"; м. Харків, Україна; тел.: (057)7076901; e-mail: olgavk12@gmail.com

Зарубіна Алла Олександрівна (Зарубина Алла Александровна, Zarubina Alla) – професор, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", кафедра "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин"; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3334-792X>. тел.: (057)7076901; e-mail: zaralla8@gmail.com

Головін Андрій Михайлович (Головин Андрей Михайлович, Golovin Andrey) – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент гр. ТМ-84б, м. Харків, Україна

Ляшенко Анастасія Сергіївна (Ляшенко Анастасия Сергеевна, Lyashenko Anastasiya) – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студентка гр. ТМ-84б, м. Харків, Україна

Мерецька Кароліна Олександрівна (Мерецкая Каролина Александровна, Meretskaya Karolina) – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студентка гр. ТМ-84б, м. Харків, Україна

Сопрунов Ігор Анатолійович (Сопрунов Игорь Анатольевич, Soprunov Igor) – Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", студент гр. ТМ-85б, м. Харків, Україна