

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
«МЭИ»

На правах рукописи

Зуев Евгений Александрович



ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕНО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ  
И МЕХАНИЗМОВ РАЗРУШЕНИЯ ОБЪЕКТОВ  
ТЯЖЕЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Специальность 01.02.06

“Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры”

Диссертация  
на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель  
д.т.н. Чирков В.П.

Москва 2022

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>5</b>
<b>ГЛАВА 1.ПРОБЛЕМА ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ УНИКАЛЬНЫХ ОБЪЕКТОВ ТЯЖЁЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ .....</b>	<b>10</b>
1.1. Общие сведения о надежности базовых деталей .....	10
1.1.1. Отказы базовых деталей и их влияние на надежность оборудования....	10
1.1.2. Особенности оценки надежности базовых деталей металлургического оборудования для обработки металлов давлением .....	11
1.1.3. Отказы станин клетей металлургических прокатных станов.....	17
1.2. Конструкции базовых деталей .....	21
1.2.1. Рабочие цилиндры .....	21
1.2.2. Поперечины.....	28
1.2.3. Колонны.....	32
1.3. Оценка запаса усталостной прочности конструкции, с применением положений статистической теории подобия усталостного разрушения.....	36
1.4. Обнаружение дефектов при изготовлении и эксплуатации современного оборудования .....	39
1.5. Постановка задачи диссертации и основные направления исследования ...	40
1.6. Выводы по главе 1 .....	41
<b>ГЛАВА 2.МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ .....</b>	<b>42</b>
2.1. Расчётные методы .....	42
2.1.1. Подготовка модели к конечно-элементному расчёту. Концентраторы напряжений .....	46
2.1.2. Расчётные схемы, применяемые во время анализа тяжелых машин.....	46
2.2. Получение математической модели и расчёт в комплексе Ansys.....	47

2.2.1. Построение математической модели на примере расчёта основания прессы SPR-R 9000 со штамповым набором .....	47
2.2.2. Проведение расчетов математической модели в среде ANSYS на примере основания прессы SPR-R 9000 со штамповым набором .....	55
2.3. Методы неразрушающего контроля, применяемые для оценки состояния базовых деталей объектов тяжелого машиностроения .....	63
2.3.1. Капиллярный метод .....	63
2.3.2. Вихретоковый метод контроля .....	65
2.3.3. Ультразвуковой метод контроля .....	66
2.4. Определение напряженного состояния с помощью метода электротензометрии .....	67
2.4.1. Основы метода электротензометрии при исследовании напряженно-деформированного состояния .....	67
2.4.2. Методика контроля затяжки гаек колонн методом электротензометрии .	71
2.5. Пределы выносливости базовых деталей применяемые при определении запаса прочности на усталость .....	73
2.6. Выводы по главе 2 .....	76
<b>ГЛАВА 3. ОБСЛЕДОВАНИЕ ОБЪЕКТОВ ТЯЖЕЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ, ПРОВЕДЕНИЕ ПРОВЕРОЧНЫХ РАСЧЁТОВ.....</b>	<b>77</b>
3.1. Экспертиза и расчёт главных гидравлических цилиндров .....	77
3.1.1. Разрушения вблизи галтели перехода днища и стенки .....	77
3.1.2. Разрушения вблизи концентраторов напряжений .....	83
3.1.3. Восстановление цилиндра сваркой в цеховых условиях .....	85
3.2. Экспертиза и расчёт колонн гидравлических прессов .....	88
3.2.1. Определение коэффициента запаса усталостной прочности колонн при затянутых гайках .....	89
3.2.2. Определение запаса прочности колонн при незатянутых гайках .....	92
3.2.3. Расчёт запаса прочности колонн на примере вертикального гидравлического прессы Schloemann P-350 силой 1570 тс .....	92

3.2.4. Контроль равномерности распределения усилий по колоннам и определение затяжки методом электротензометрии.....	98
3.2.5. Повреждение резьбовой части колонны.....	108
3.2.6. Увеличение запаса прочности с помощью бандажирования гайки при частичном повреждении резьбы.....	111
3.3. Экспертиза и расчёт поперечин и станин прессов и станов.....	118
3.3.1. Обнаружение зон возможного образования усталостных трещин в поперечинах с помощью расчёта на прочность.....	118
3.3.2. Модернизация поперечин с целью обеспечения неограниченной долговечности.....	121
3.3.3. Расчёт коэффициента запаса по усталости клеток прокатных станов ....	124
3.4. Выводы главы 3.....	147
<b>ГЛАВА 4.СИСТЕМА ПОСТОЯННОГО КОНТРОЛЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ РАЗРУШЕНИЙ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ .....</b>	<b>148</b>
4.1. Применение к базовым деталям разной сложности и назначения.....	148
4.1.1. Система контроля напряженного состояния колонн.....	148
4.1.2. Система контроля напряженного состояния гидроцилиндров .....	150
4.1.3. Система контроля напряженного состояния поперечин.....	152
4.2. Определение сходимости результатов МКЭ с экспериментальными данными электротензометрии.....	152
4.3. Система отслеживания образования и роста усталостных трещин.....	156
4.4. Развертывание системы контроля напряженного состояния .....	158
4.4.1. Рекомендуемая настройка системы.....	159
4.5. Выводы главы 4.....	160
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</b>	<b>162</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>164</b>

## **ВВЕДЕНИЕ**

### **Актуальность исследования**

Машиностроение – основа России экономического и оборонного значения. Высокая стоимость иностранной продукции и возможность увеличения экспорта в условиях санкционной политики обусловили существенное вложение металлургической промышленности в увеличение ВВП и других экономических показателей.

В настоящее время перед металлургией и машиностроением поставлено множество задач, среди которых мы можем выделить конкретные:

- увеличение качества производимой продукции, расширение предложения по сортаменту и маркам;
- сокращение влияния других стран на производство продукции в России, разработка нового отечественного оборудования и поддержание имеющегося в безаварийном состоянии;
- увеличение доли экспортируемой конкурентной продукции;
- обеспечение импортозамещения продукции;

Выполнение требований по поставленным задачам возможно только при работе на современном, высокотехнологическом и надежном оборудовании. Однако степень износа технического парка отечественной промышленности приводит к частым внеплановым остановкам оборудования, что ведет к потерям времени на производство, большому количеству забракованной продукции, невозможности выполнять поставленные планы.

Большая часть объектов тяжелого машиностроения – механических и гидравлических прессов, а также прокатных станов, функционирующих на металлургических предприятиях России, находится в эксплуатации более 50 лет. При таких длительных сроках работы машиностроительное оборудование устаревает как морально, так и физически, перестает отвечать современным технологическим запросам и требованиям по предотвращению аварийных ситуаций, связанных с его отказом или разрушением. Замена целого парка машиностроительного

оборудования с длительными сроками эксплуатации является практически невыполнимой проблемой для 90% предприятий и не осуществима в сжатые сроки.

### **Степень разработанности темы диссертации**

Для поддержания технологического уровня действующих объектов тяжелого машиностроения в актуальном, для современных задач, состоянии, осуществляется постоянное обновление вспомогательных систем, составляющих примерно 20% объема тяжелой машины. В тоже время, усилие машины, требуемое для обработки материала давлением, воспринимается его базовыми деталями (станинами – для прокатных станов, элементами рамных станин, поперечинами, главными гидравлическими цилиндрами, колоннами), составляющими примерно 80% объема и стоимости. Таким образом для сохранения на проектном уровне или для увеличения производственных возможностей действующих тяжелых машин необходима безотказная работа действующих базовых деталей.

### **Цель и задачи исследования**

Целями настоящей диссертации являются составление, обоснование, проверка и внедрение методик диагностирования состояния и технологических решений, гарантирующих конструкционную прочность уникальных базовых деталей при дальнейшем длительном функционировании. Для удовлетворения поставленных целей исследования, необходимо найти решение следующих задач:

1. Выбрать и экспериментально подтвердить методологию исследования напряженно-деформированного состояния базовых (НДС) деталей объектов тяжелого машиностроения, точно определяющую распределение эквивалентных и максимальных растягивающих напряжений в любой области этих деталей.

2. Сформулировать способ нахождения и контроля напряженно-деформированного состояния в труднодоступных или недоступных зонах конструктивных концентраторов базовых деталей.

3. Идентифицировать конструктивные и технологические дефекты, допущенные при проектировании или изготовлении базовых деталей, приводящие к возникновению и дальнейшему развитию трещин усталости.

4. Спроектировать и внедрить систему контроля соблюдения проектных режимов эксплуатации для предотвращения аварийных ситуаций и разрушений.

### **Научная новизна, практическая ценность и реализация в промышленности**

Проверена на практике методика оценки запаса усталостной прочности применительно к базовым деталям объектов машиностроения сложной геометрической формы, произведенных из конструкционных сталей различных марок.

Предложен и успешно реализован метод определения напряженно-деформированного состояния колонн гидравлических прессов, а также контроля затяжки стыков гаек колонн узла «колонна – гайка – поперечина» методом электротензометрии.

Предложен и теоретически обоснован метод определения и устранения концентраторов напряжений в технологических окнах поперечин путем изготовления вставок под размер отверстия с последующим привариванием полуавтоматической сваркой.

Впервые в практической эксплуатации уникальных гидравлических прессов разработана, теоретически оправдана, проработана и реализована технология бандажирования разрезной гайки колонны с целью недопущения сползания с разрушенной коррозией колонны.

Разработана система непрерывной компьютерной диагностики и контроля напряженного состояния базовых деталей, способная отслеживать рост усталостных трещин и контролировать рабочие режимы тяжелых машин. Точность измеряемых по предложенной методике показаний подтверждена расчетами МКЭ.

Технические решения, сформулированные в настоящей диссертации и реализованные на крупнейших металлургических предприятиях России и ближнего зарубежья, обеспечивают бесперебойную эксплуатацию функционирующих тяжелых машин, работающих в проектируемом режиме, а также, при:

- увеличении силы давления тяжелых металлургических машин;
- увеличении производительности тяжелых металлургических машин;
- продлении сроков эксплуатации тяжелых металлургических машин.

## **Методология и методы исследования**

Для осуществления поставленной цели использовалось сочетание теоретических, опытных и компьютерных вычислительных методов исследования. В качестве основного инструмента для компьютерного моделирования применялся метод конечных элементов, реализованный в современных программно-расчётных комплексах SOLIDWORKS Simulation, ANSYS, а также метод конечных объемов в программе SOLIDWORKS Flow Simulation для оценки влияния динамического давления жидкости на напряженное состояние цилиндров. Методологическим фундаментом диссертации являются классические труды и современные исследования отечественных и иностранных ученых в теоретической и практической сферах проектирования объектов тяжелого машиностроения.

## **Степень достоверности результатов работы**

Правильность результатов обеспечивается применением независимых друг от друга инструментов исследования, сопоставлением результатов, полученных разными методами, решением большого числа задач и сравнением с опытными данными, полученными в условиях реальной работы объектов тяжелого машиностроения. Достоверность теоретических предположений и инженерных решений, развитых в диссертации, доказана продолжительной безотказной и безаварийной эксплуатацией базовых деталей объектов тяжелого машиностроения, в которых успешно внедрены предложенные технические решения.

## **Положения, выносимые на защиту диссертации**

1. Методика проведения экспертизы деталей объектов тяжелого машиностроения для определения напряженно-деформированного состояния, включающая в себя:
  - вычисление напряженного состояния методом конечных элементов;
  - определение напряженно-деформированного состояния методом электротензометрии;
  - определение коэффициентов запаса усталостной прочности;

- выявление усталостных трещин в местах, доступных для визуального контроля методами капиллярной дефектоскопии и вихретока, местах недоступных для визуального контроля – методом ультразвука.
- 2. Технические решения, предложенные для восстановления и обеспечивающие дальнейшую безотказную работу тяжелых машин;
- 3. Внедрение системы постоянного мониторинга напряженно-деформированного состояния и предупреждения разрушения базовых деталей объектов тяжелого машиностроения.
- 4. Оценка сходимости результатов моделирования методом конечных элементов с экспериментальными данными, а также подтверждение необходимости выполнения расчёта и контроля текущего состояния для обеспечения безотказной службы базовых деталей.

#### **Апробация результатов исследования**

Материалы диссертационной работы докладывались и обсуждались:

- на VIII Международной конференции «Современные инновации в России и за рубежом: прошлое настоящее будущее» Москва. 19-20 Июня 2018 г
- на онлайн конференции XLVI International Correspondence Scientific and Practical conference «International Scientific Review of the Problems and Prospects of Modern Science and Education» Boston USA, июнь 2018
- на VIII Международной заочной научно-практической конференции «Современные инновации: Достижения и Перспективы III тысячелетия» Москва. 16-17 Декабря 2018 г.
- на XXVIII Международной научно-технической конференции «Машиностроение и Техносфера XXI века» и съезда Международного союза машиностроителей, город Севастополь - Бухта Ласпи, 13 по 19 сентября 2021.

Основное содержание диссертации изложено в 15 статьях, из которых 3 опубликованы в журналах, рекомендованных ВАК.

# **ГЛАВА 1. ПРОБЛЕМА ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ УНИКАЛЬНЫХ ОБЪЕКТОВ ТЯЖЁЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ**

## **1.1. Общие сведения о надежности базовых деталей**

### **1.1.1. Отказы базовых деталей и их влияние на надежность оборудования**

Мощный гидравлический пресс является сложной механической системой, состоящей из подсистем главного привода, управления, создания и контроля нагрузки, привода стола и т.д.; каждая из этих подсистем включает в себя агрегаты, узлы, детали. Все это должно надежно функционировать при эксплуатации прессы. Оценка надежности системы, состоящей из нескольких тысяч деталей, весьма сложна. Однако влияние отказов различных элементов системы по-разному сказывается на ее надежности. Для обеспечения возможности анализа сложной системы все ее элементы обычно разбивают на следующие группы:

1. Элементы, отказ которых не влияет на работоспособность системы;
2. Элементы, работоспособность которых за время эксплуатации практически не изменяется (станины, базовые детали и другие элементы с большим запасом прочности);
3. Элементы, для которых ремонт, замена или регулировка возможны при работе системы или во время остановок, не влияющих на эффективность работы (замена инструмента, планово-предупредительный ремонт и т.д.);
4. Элементы, отказ которых приводит к отказам и полным остановкам системы.

Практика эксплуатации показывает, что основное число отказов уникальных тяжелых машин с наиболее тяжелыми последствиями сопряжено с выходом из строя базовых деталей (рабочих цилиндров, колонн, поперечин, элементов рамных станин и т.д.), т.е. тех элементов, работоспособность которых по общепринятой классификации не должна изменяться с течением времени.

Данные об отказах объектов тяжелого машиностроения представлены в работах П.А. Пылайкина [1, 2], Л.П. Кибардина [3]. При подготовке настоящей

диссертации по данным ПО «Уралмаш», Коломенского СПО, производственного объединения Новокраматорский машиностроительный завод (ПО НКМЗ) и результатам обследований, проведенных автором на Ступинском металлургическом комбинате (СМК), Волжском трубном заводе (ВТЗ), Выксунском металлургическом заводе (ВМЗ ОМК), Череповецком металлургическом комбинате Северсталь и ряде других заводов, собраны сведения о случаях отказов.

### **1.1.2. Особенности оценки надежности базовых деталей металлургического оборудования для обработки металлов давлением**

Большее число отказов уникальных базовых деталей объектов тяжелого машиностроения относится к машинам для обработки металлов давлением. Такое большое количество по сравнению с базовыми деталями машин других назначений обычно связывают со случайными причинами, обусловленными особенностями технологического процесса, условий эксплуатации и конструкции. Закономерности случайного характера устанавливаются теорией надежности на основе статистики эксплуатационных отказов или результатов испытаний на надежность опытных машин или партий машин. Рассматриваемые нами машины уникальны, поэтому на стадии проектирования конструктор не располагает данными об отказах. Не могут быть проведены и испытания на надежность опытных образцов в связи с большой длительностью, трудоемкостью и стоимостью их изготовления. Поэтому оценка надежности должна быть осуществлена путем ее прогноза на основании изучения физики отказов, а не по их статистике в период эксплуатации.

Надежность базовых деталей складывается из отдельных задач на этапах проектирования, изготовления, эксплуатации. Физические основы обеспечения надежности на каждом из этих этапов являются предметом рассмотрения ряда разделов науки и техники, включая проектирование конструкций, исследования и расчеты на прочность и жесткость, металлургию, технологию обработки металлов, монтаж, эксплуатацию. Обеспечение надежности сложной системы, изучение факторов, определяющих надежность и ее обеспечение на всех этапах создания и эксплуатации базовых деталей, оказывается весьма сложной задачей.

Однако влияние различных этапов по-разному сказывается на надежности детали. Поэтому для оценки, расчета и прогнозирования надежности необходимо выделить главные направления, развитие которых при современном уровне науки и техники дает наиболее существенный вклад в решение задачи.

Весьма важную информацию для выбора этих главных направлений дают отказы деталей. Но широкое использование информации, даваемой отказами, для их прогнозирования и предупреждения сдерживается рядом факторов.

Первый из них связан с тем, что для отказов уникальных машин отсутствуют статистические закономерности. В этом случае, принимая положение о случайности отказа, допускают его возможность без какой-либо оценки вероятности возникновения. Поэтому перенесение положений теории надежности серийных машин (отказ как случайное событие) на уникальные гидравлические прессы, а также сравнительно большое количество отказов их базовых деталей, привело к широкому распространению представления о случайности и неизбежности разрушения этих деталей вследствие циклических нагрузок в течение длительного времени. Рассмотрим характерные примеры.

На рисунке 1 показана одна из обнаруженных в 2018 году трещин в основании прессы №206 силой 60 МН, установленного на Самарском металлургическом заводе (АО "Арконик СМЗ") разработанном на Уралмашзаводе в 1955-1960 гг. Напряжения в основании не превышают 100-120 МПа.

В основании гидравлического прессы с усилием 100 МН, установленном на Ступинском металлургическом комбинате, в 2017 году обнаружены трещины во всех внутренних технологических окнах. При этом, в 1990-ых годах, данная станина уже подвергалась капитальному ремонту с модернизацией для предотвращения последующих разрушений, что не спасло от вновь появившихся усталостных трещин.



Рисунок 1. Фотография одной из обнаруженных трещин пресса №206 СМЗ

Главный цилиндр экструзивного пресса силой 55МН на Волжском трубном заводе разрушился из-за усталостных трещин, возникших в галтели дна цилиндра. В результате образования круговой трещины, показанной на рисунке 2, днище цилиндра могло в любой момент оторваться от стенок.

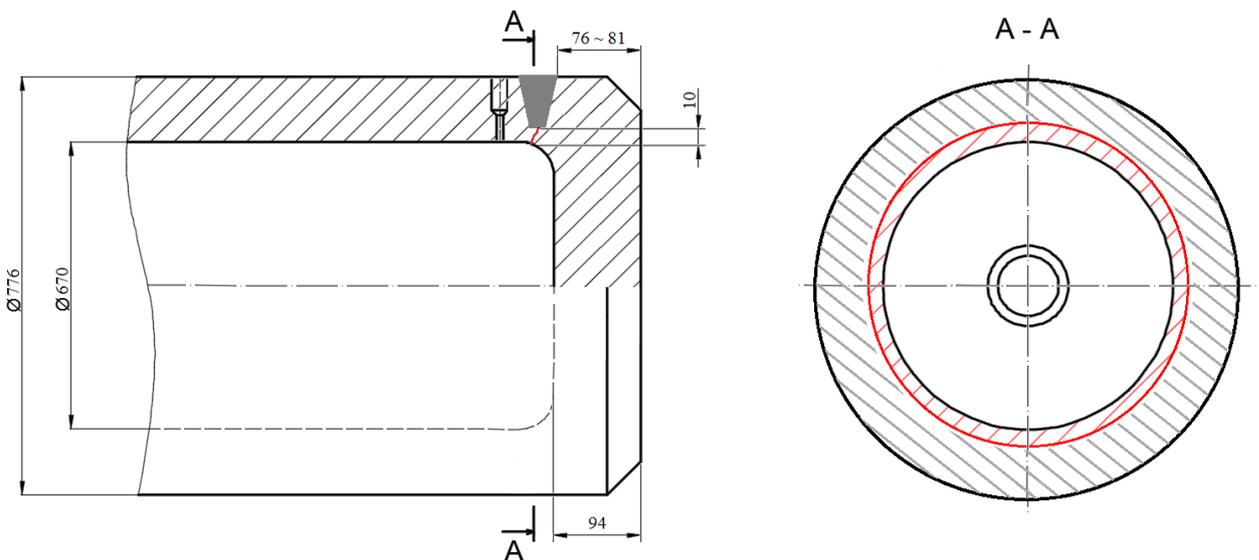


Рисунок 2. Схематичное отображение трещины в цилиндре и сварочных швах

Восстановительный ремонт гидроцилиндра неоднократно проводился сотрудниками завода, однако при выполнении ремонтов не проводилась разделка

на полную глубину трещины и корень трещины не ликвидировался ввиду невозможности последующего восстановления геометрии скругления галтели без специализированной механической обработки.

Основание и подвижная траверса штамповочного прессы усилием 60 МН фирмы «УЗТМ» обследовались в 2017 году для проведения модернизации. При обследовании обнаружались усталостные трещины во внутренних окнах. Усталостные трещины начались в технологических отверстиях и перерезали все вертикальное сечение. Предполагается, что причиной разрушения является длительная эксплуатация и высокий уровень номинальных напряжений (по нашим расчетам ~ 150 МПа).

Но возможность длительной интенсивной эксплуатации и уровень номинальных напряжений - это технические характеристики базовых деталей, а не причины разрушения. Тем не менее, установившееся представление о закономерности усталостных разрушений, подменяя причину следствием, затрудняет анализ физических явлений, приводящих к разрушениям, сдерживает разработку и внедрение мероприятий по их предупреждению.

Второй фактор связан с недостаточной изученностью физики отказов, что не позволяет выявить их причины, дать количественные оценки, разработать и внедрить мероприятия, обеспечивающие надежность.

Так, например, в работе [4] рассмотрены разрушения 18 гидравлических цилиндров. В большинстве случаев отказы объясняются неверным выбором конструкции, влиянием коррозии, технологических факторов, но ни в одном из них не указаны фактические уровни напряжений в местах возникновения трещин. Отсутствие количественной оценки не позволяет однозначно установить конструктивные и технологические факторы, вызывающие разрушение, разработать обоснованные мероприятия по их предупреждению. Изменения же конструкции на основании предположительных оценок зачастую не дают положительного результата. Рассмотрим два характерных примера.

На рисунке 3 показан литой цилиндр вертикального прессы РН-4000 для производства листов ДВП усилием 4000 тонн, установленного на заводе Grigeo

Baltwood в г. Вильнюс в 1975г. Цилиндр разрушился в 2019г. по отверстию для подвода рабочей жидкости. Для восстановления работоспособности прессы часть стенки, содержащая отверстие, была вырезана и заменена на другую, по аналогии вырезанную с запасного цилиндра для прессы РН-5000.

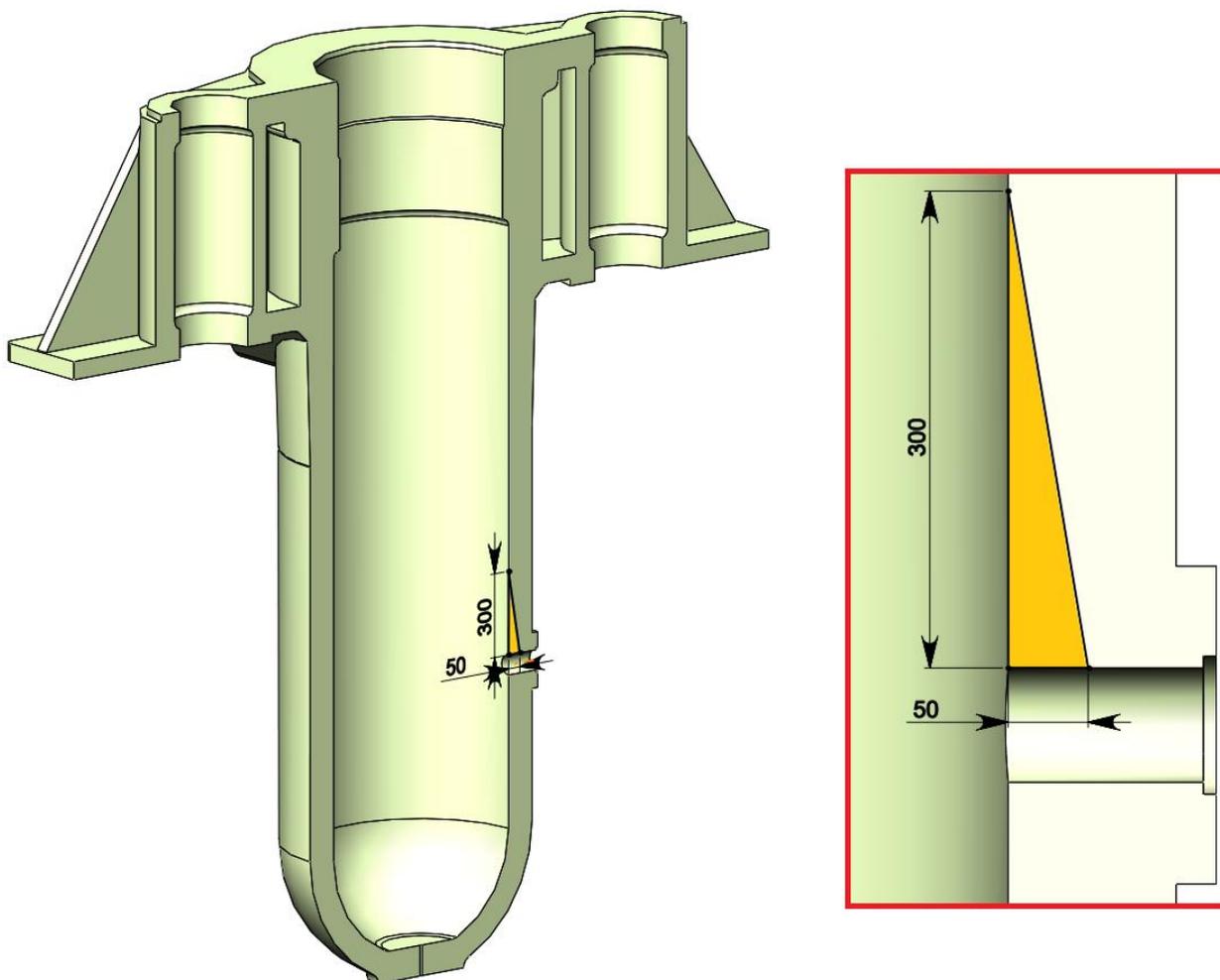


Рисунок 3. Цилиндр прессы ДВП усилием 4000 тонн с трещиной в отверстии предназначенном для подвода рабочей жидкости, приведшей к разрушению

Пресс П 961 усилием 160 МН для формовки труб диаметром 820-1220 мм состоял из шести двухколонных одноцилиндровых секций, работающих на общий инструмент длиной 12,5 мм. Цилиндровая поперечина показана на рисунке 4а. Через 1,5-2 года (~1.106 циклов) эксплуатации в галтелях фланцев цилиндров обнаружены трещины, расположенные по продольной оси прессы. Поврежденные цилиндры были повернуты на 90°. Через год эксплуатации были обнаружены новые трещины, также расположенные по продольной оси прессы.

Максимальные контактные давления и напряжения в галтели фланца цилиндра, установленного в поперечине такого типа, возникают в районах поперечных осей пресса, а минимальные в районах продольной оси. В данном случае трещины возникли в зоне первоначальных минимальных напряжений. Поэтому конструкторами Коломенского СПО было сделано предположение, что при формовке трубы возникает неучтенное ранее технологическое усилие в направлении оси пресса. В связи с недостаточной жесткостью двухколонных секций, это усилие передается на плунжеры и вызывает эксцентричное нагружение фланцев цилиндров с максимумами контактных давлений на участках вдоль продольной оси пресса.

Для увеличения жесткости секций во время реконструкции пресса двухколонные поперечины заменены на четырехколонные двухцилиндровые (рисунок 4б). После 2 лет эксплуатации пресса с новыми поперечинами в галтелях фланцев новых цилиндров появились трещины в тех же зонах.

В дальнейшем, пресс П 961 был заменен прессом ПО 753 усилием 200 МН с еще большей жесткостью колонн, поперечин, уменьшенным контактным давлением по фланцам цилиндров. Принципиальная конструкция пресса и цилиндрических поперечин осталась прежней (рисунок 4в). Через 1,5-2 года эксплуатации в галтелях фланцев всех цилиндров были обнаружены трещины, также расположенные вдоль продольной оси пресса.

Приведенные примеры, а также ряд других случаев показывают, что для обоснованного изменения конструкции, повышающего надежность, необходимо более точное определение причин разрушения с установлением количественных оценок, т.е. изучение физических причин, вызывающих отказы.

Отказы базовых деталей связаны в значительной степени с возникновением и развитием усталостных трещин. Поэтому прогноз их надежности требует изучения физики отказов, вызванных усталостным разрушением. Для оценки возможности такого изучения на основе существующих методов расчета и установления направления дальнейших работ рассмотрим конструкции базовых деталей

и дадим обзор исследований их напряженно-деформированного состояния и прочности при переменных нагрузках.

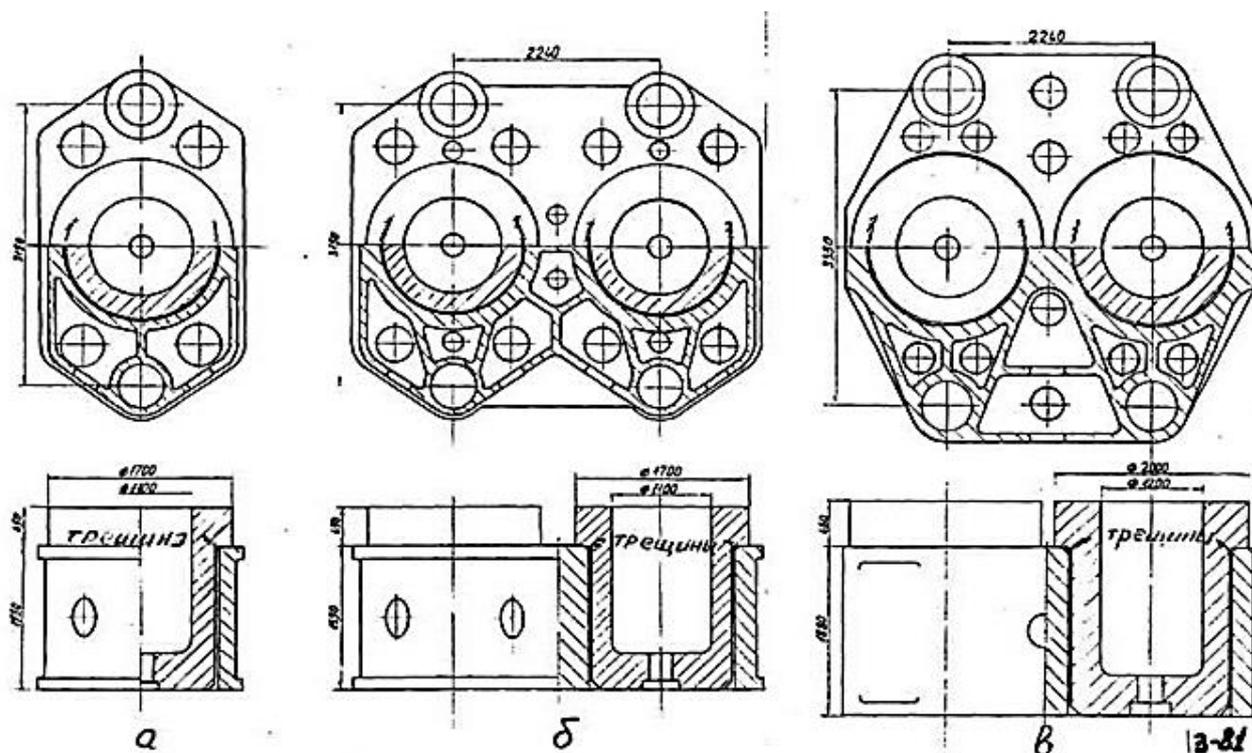


Рисунок 4. Конструкции верхних траверс и расположение трещин в цилиндрах прессов для окончательной формовки труб:  
а, б – траверсы пресса усилием 160 МН (первоначальная конструкция и после модернизации); в – траверса пресса усилием 200 МН

### 1.1.3. Отказы станин клетей металлургических прокатных станов

Прокатный стан — это машина или система машин, служащая как «для обработки материалов давлением, посредством проката между несколькими вращающимися валками», так и «для необходимых вспомогательных операций, сопровождающих производство проката» [16].

Базовой деталью прокатных станов любых конфигураций является рабочая клеть, включающая в себя ряд компонентов, значение которых одинаково для любых прокатных станов. Вид исполнения рабочей клетки показан на примере изображения клетки сортового стана трио (рисунок 5). Главными деталями и механизмами клетки являются: 1 – прокатные валки, между которыми происходит обжатие прокатываемого металла; 2 – подшипники прокатных валков; 3 – уста-

новочные (или нажимные) механизмы валков, служащие для изменения расстояния между валками; 4 – проводки для направления прокатываемого металла при входе и выходе из валков; 5 – две вертикальные станины, в окнах которых расположены подушки прокатных валков; 6 – плитовины (плиты служащие основанием) в виде двух линеек, наглухо прикрепленных к фундаменту, на которых установлены станины рабочих клеток [8].

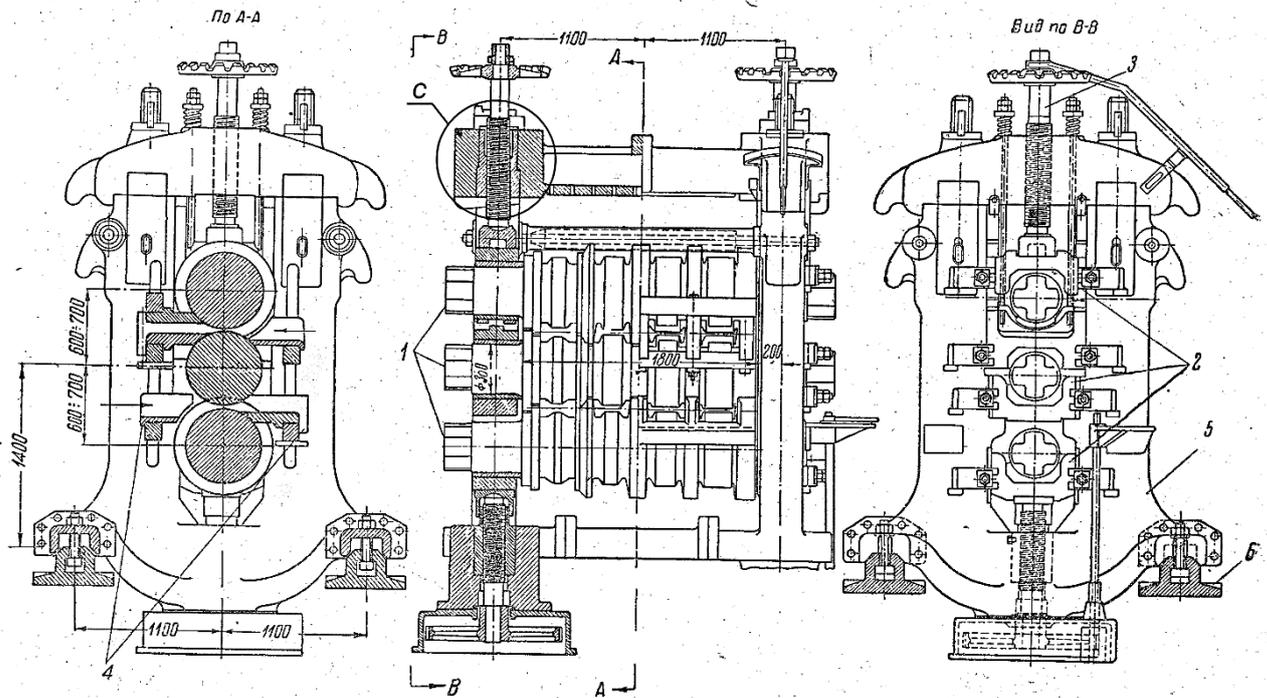


Рисунок 5. Рабочая клетка сортового стана трио:

1 – прокатные валки; 2 – подшипники прокатных валков; 3 – установочные (или нажимные) механизмы валков; 4 – проводки для направления прокатываемого металла при входе и выходе из валков; 5 – две вертикальные станины; 6 – плитовины, на которых установлены станины рабочих клеток

По опыту [8, 9, 10, 11, 12, 13] – «Наиболее трудоемкими и металлоемкими по сложности изготовления, транспортировки и монтажа являются литые станины клеток прокатных станков, воспринимающие давление металла на валки при прокатке». Так, например, станина двух клетового стана 2800 непрерывного проката имеет массу 115 т при силе прокатки до 30 МН, а станина стана 5000 имеет массу 330 т при силе прокатки до 120 МН.

Высокая нагруженность и весьма значительные размеры и масса станин определяют несомненную важность работ, направленных на обеспечение прочностной надежности [9, 10, 11, 12, 13]. В работе Б.А. Морозова [9] отмечено, что именно прочность определяет производительность прокатного стана. Это объясняется тем, что остальные детали стана периодически заменяются, для их производства используют более прочные материалы, в то время как срок службы станины не ограничен и она работает до протяжения всего жизненного цикла прокатного стана.

Наряду с этим, практика показывает, что наиболее длительные простои прокатных линий, существенные расходы на текущий ремонт и запасные части связаны именно с отказами станин прокатных станков. Практически всегда тяжесть последствий отказа усугубляется внезапностью произошедшего разрушения. Такая «внезапность» объясняется тем, что конструктивные концентраторы, в которых возникают максимальные напряжения, превышающие предел усталостной прочности материала, находятся в недоступных для прямого наблюдения и контроля местах. В этом случае длительный процесс зарождения и дальнейшего роста усталостной трещины остается незамеченным и проявляется в виде «внезапного» разрушения детали после достижения трещиной критической длины» [8].

Так, для прокатного стана недоступной для постоянного контроля является радиусная галтель в зоне перехода от вертикального цилиндрического отверстия к контактной поверхности станины с гайкой нажимного винта (рисунок 6).

Разработка мероприятий по обеспечению неограниченной долговечности для станин прокатных станков была теоретически обоснована в работе Семичева Ю.С. [8] и подтверждена расчётами, а затем и на реальном оборудовании в рамках настоящей диссертации.

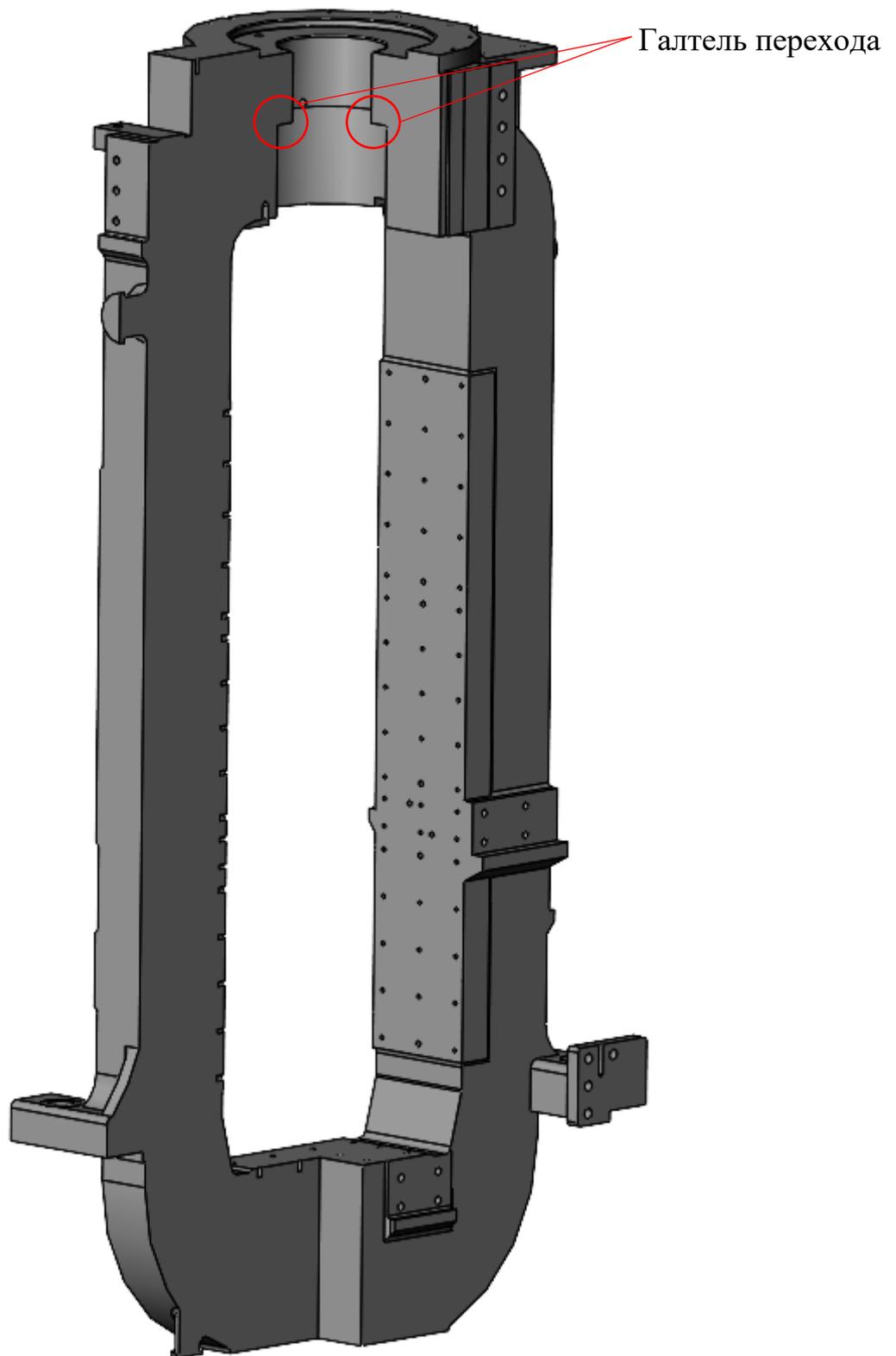


Рисунок 6. Разрез станины клетки прокатного стана 2000

## 1.2. Конструкции базовых деталей

### 1.2.1. Рабочие цилиндры

Наиболее широко в прессах усилием от 15 до 750 МН применяются цилиндры, выполненные в виде одной детали, полностью воспринимающей давление рабочей жидкости в радиальном направлении. Вес таких цилиндров может достигать 100 т. Для снижения развеса заготовок и упрощения технологии изготовления днище соединяется с обечайкой электрошлаковой сваркой. Осевое усилие, развиваемое цилиндрами, передается на поперечину через опорный фланец или через днище. На рисунке 7 схематически показана типовая конструкция цилиндра с фланцевым опиранием. Если цилиндр достаточно большой длины, то из-за особенностей его напряженного состояния, можно выделить цилиндрическую часть, находящуюся вне зоны влияния фланца и днища, зону днища зону опорного фланца. Цилиндр с донным опиранием по геометрической форме представляет частный случай (фланец отсутствует).

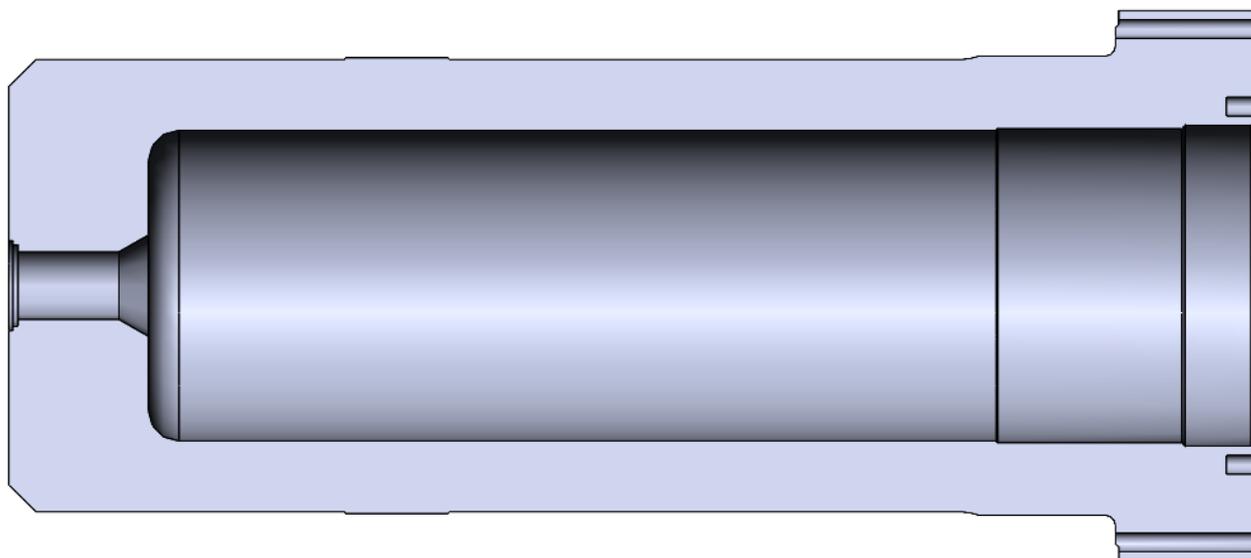


Рисунок 7.Схема типовой конструкции гидравлического цилиндра с фланцевым опиранием

В ряде конструкций одноцилиндровых прессов для уменьшения металлоемкости используются конструкции типа цилиндр-поперечина. В этом случае осевое усилие передается на колонны через колонные стаканы, выполненные за

одно целое с цилиндром. На рисунке 8 показана такая конструкция в литом исполнении, имеющая массу 41 т., усилие 70 МН.

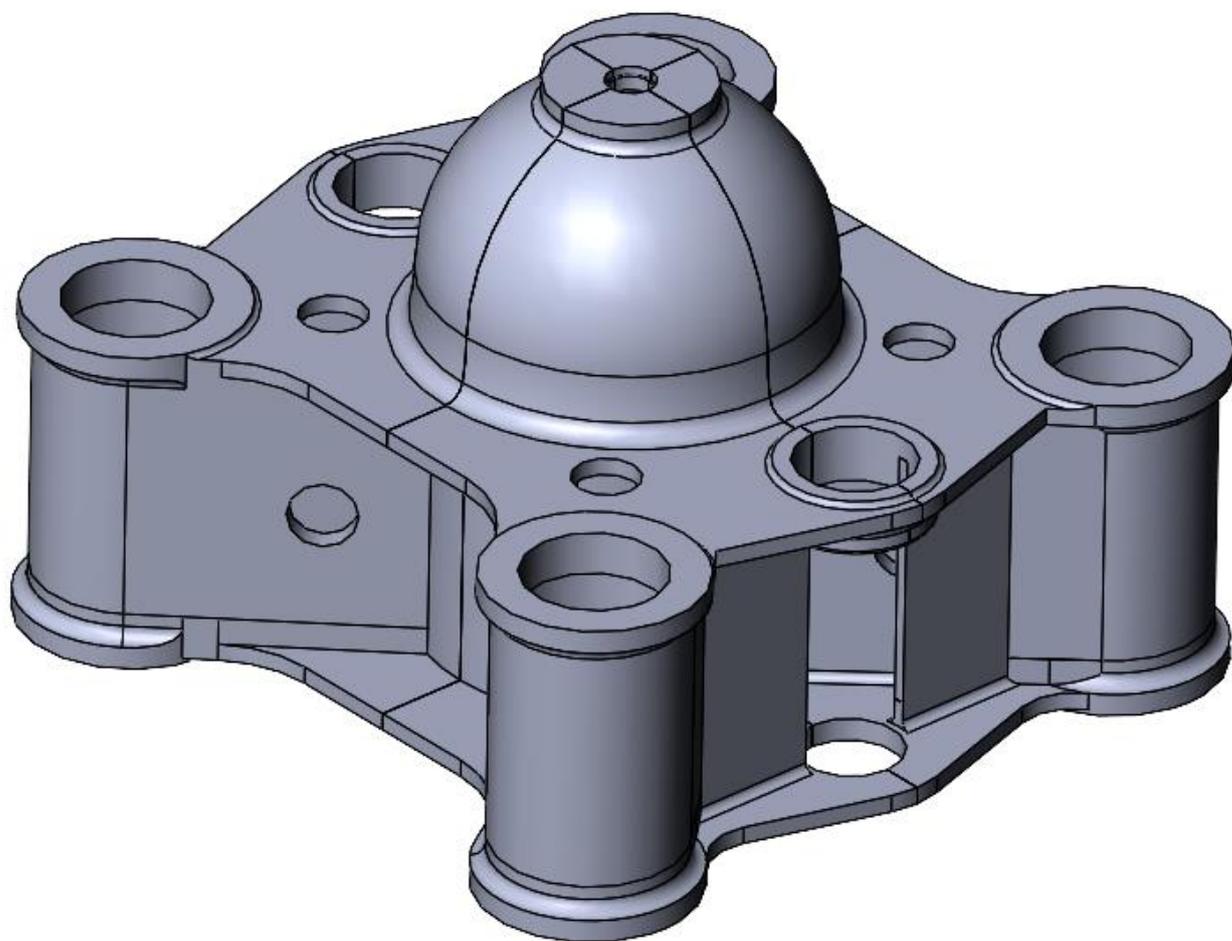
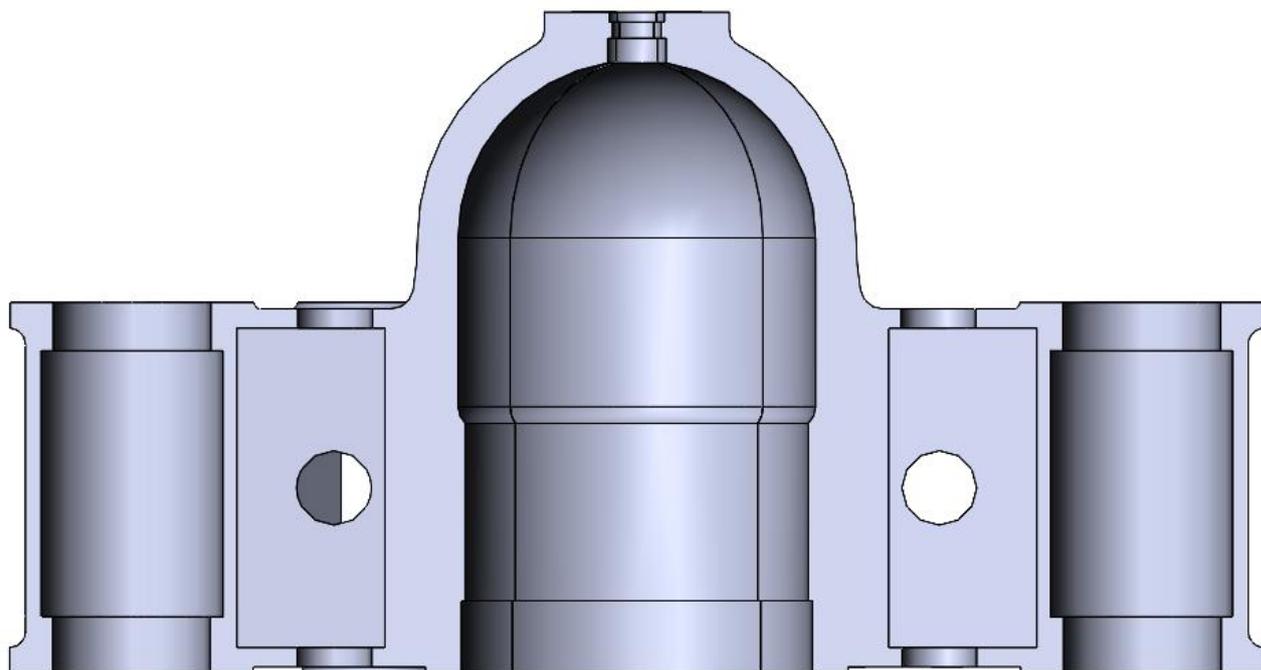


Рисунок 8. Цилиндр-поперечина штамповочного пресса

На рисунке 9 показан специализированный штамповочный пресс, спроектированный и изготовленный на Уральском заводе тяжелого машиностроения (УЗТМ), развивающий усилие 300 МН при давлении рабочей жидкости 100 МПа. Пресс находится в эксплуатации с 1961 г. Гидравлический цилиндр заглублен в отверстие поперечины. Верхняя часть цилиндра имеет плотную посадку в поперечине, что обеспечивает совместную работу с поперечиной. Масса цилиндра 55 т, масса собственно пресса 880 т.

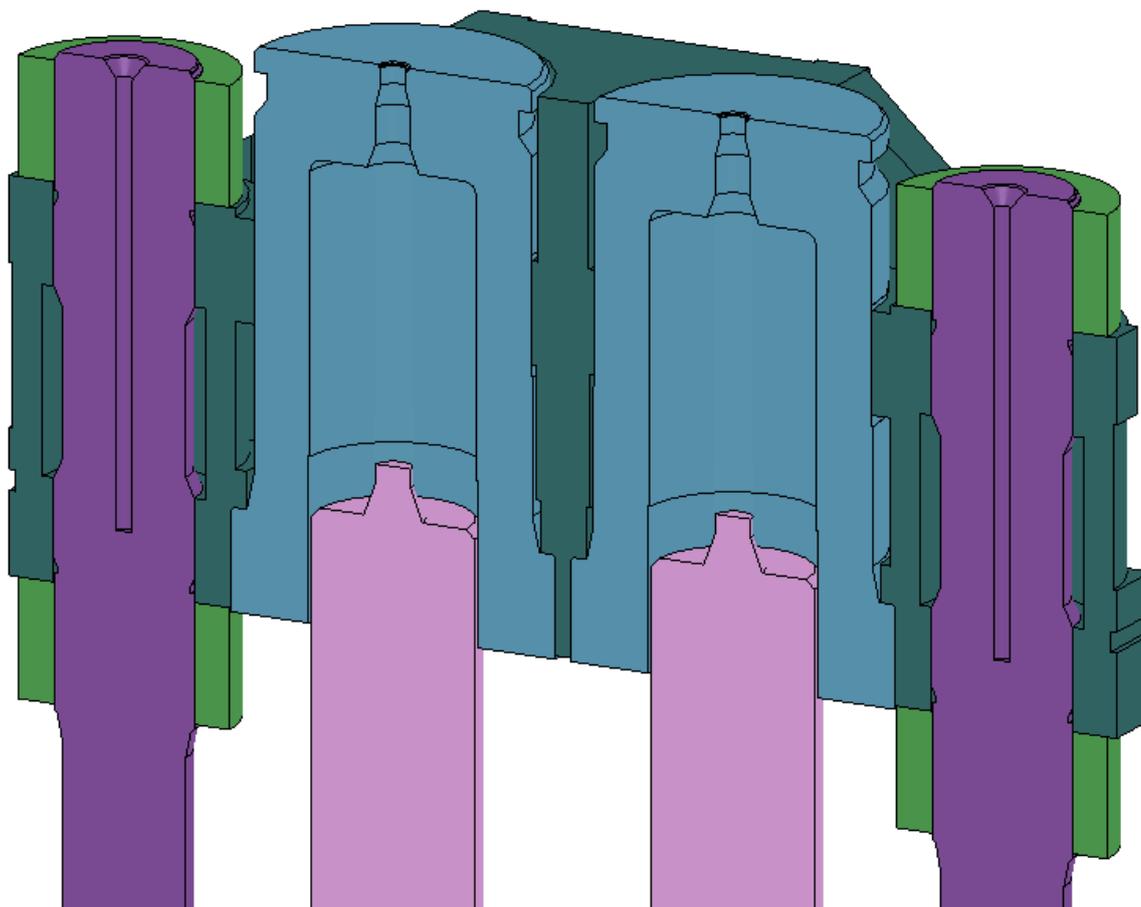


Рисунок 9. Пресс усилием 300 МН конструкции УЗТМ

Сделанный краткий обзор основных конструкций показывает, что гидроцилиндры значительно различаются как по геометрической форме, так и по схеме передачи осевой нагрузки на сопряженные детали. В то же время все они содержат круговые цилиндрические элементы, частично или полностью воспринимающие давление рабочей жидкости в радиальном направлении.

Расчет круговых цилиндров, получивших широкое распространение в технике, рассматривался многими авторами [3 – 4, 15, 18– 21].

Результаты этих работ могут быть применимы для оценки номинальных напряжений при осесимметричных нагружениях. Применительно к задачам гидропрессостроения анализ напряженного состояния цилиндра, нагруженного внутренним давлением и равномерно опертого по фланцу, с наибольшей полнотой дан в работе [22].

Внутренние напряжения и усилия в стенке цилиндра вблизи фланца определяются с использованием решения работе [23]. Тогда как в работе [22] введен коэффициент упругого основания для толстостенного цилиндра, учтены радиальные перемещения под действием внутреннего давления. Напряжения в стенке цилиндра в зоне влияния днища найдены по условиям их совместной работы. Днище принято абсолютно жестким, а стенки заделанными. Получено также решение для коротких цилиндров, при этом стенку цилиндра рассматривали как балку конечной длины на упругом основании. С помощью результатов решения определяются номинальные напряжения в стыковых сечениях фланца и днища и в стенке цилиндра при равномерной опоре фланца, без учёта концентраторов.

Для определения номинальных напряжений в опасных сечениях при осесимметричном нагружении цилиндра, применяют формулы, приведенные в работах [3 – 4, 25].

Но результаты расчета, основывающиеся на предположении о равномерном нагружении фланца, даже по номинальным напряжениям не отражают фактических условий работы цилиндра. Поперечины, в которых устанавливаются цилиндры, не имеют осевой симметрии ни по геометрической форме, ни по схеме нагружения; нагрузка на фланец в условиях совместной работы с поперечиной распределяется по сложным законам, что приводит к соответствующей неравномерности распределения напряжений в галтели фланца.

Решение этой проблемы было предложено в работах [23, 19]. Вычисление контактного взаимодействия цилиндра и поперечины было упрощено до двухмерной задачи.

В связи с ограниченными возможностями разработанных теоретических методов значительное распространение для оценки напряженного состояния цилиндров получили экспериментальные методы и компьютерное моделирование. Среди них следует особо отметить моделирование с применением метода конечных элементов, позволяющее получить значения максимальных и минимальных напряжений в зоне конструктивных концентраторов.

Исследования напряженного состояния конкретных конструкций началось с метода фотоупругости. Результаты исследований (в осесимметричной постановке) позволили сопоставить напряженное состояние цилиндров с фланцевым и донным опиранием для прессы усилием 750 МН, оптимизировать переходное сечение фланца при модернизации цилиндров штамповочного прессы усилием 100 МН.

В работе [28] методом фотоупругости пространственных моделей определены максимальные напряжения в галтельном переходе углового соединения стенки цилиндра с фланцем. Рассмотрены различные соотношения диаметров стенки цилиндра, радиусов галтели и толщины фланца. Фланец равномерно оперт. Осевая равномерная нагрузка приложена к поперечному сечению стенки цилиндра на достаточном удалении от фланца, внутреннее давление отсутствует. В модели конструкция опоры фланца не позволяла перемещаться площадке контакта в радиальном направлении, что создавало усилия по этой площадке, направленные от стенки цилиндра. В реальных гидравлических цилиндрах по контактной плоскости фланца действуют силы противоположного направления. В связи с тем, что схемы нагружения моделей отличаются от схем нагружения реальных цилиндров, полученные результаты дают завышение в  $1,2 \div 1,3$  раза и могут быть использованы лишь для ориентировочной или сопоставительной оценки напряженного состояния.

Результаты исследований цилиндра методом тензометрирования при неравномерной опоре фланца приведены в работах [15, 17, 20, 23]. В [23] показано, что переход от равномерного нагружения фланца к нагружению по участкам дуги и в отдельных точках площадки контакта существенно увеличивает напряжения в

стенке цилиндра вблизи фланца. Несмотря на большой объем исследований, полученные результаты можно использовать только для качественной оценки неравномерности нагружения, так как условия контакта не были связаны с реальными конструкциями поперечин.

В других работах рассмотрены две конструктивные разновидности узла поперечина-цилиндр. Дана оценка напряжений в стенке цилиндра в условиях совместной работы фланца и поперечины. Установлено, что неравномерность нагружения фланцев вызвана не только общим изгибом поперечины и эксцентричным нагружением, но и локальными эффектами, обусловленными схемой передачи нагрузок от цилиндрического стакана поперечины к колоннам.

Исследования напряженного состояния стенки цилиндра при неравномерной опоре фланца, выполненные в выше упомянутых работах, по существу, лишь указали на важность этого вопроса. Но полученные частные результаты не дают возможности установить обобщенные зависимости, которые можно использовать для узла цилиндр-поперечина другого конструктивного исполнения.

Необходимо отметить, что развитие методов расчета напряжений и контактных давлений при неравномерной опоре фланца, сдерживается отсутствием подходящих для данного случая методов измерения контактных давлений. Поэтому о характере распределения контактных давлений можно судить лишь косвенно по замерам напряжений в стенке цилиндра. То же самое относится и к методам экспериментального исследования напряженного состояния деталей, соединенных посадкой с натягом.

В связи со значительными трудностями определения напряжений в цилиндрах с учетом совместной работы с поперечиной их расчет проводится в основном только при равномерной опоре фланца. Но даже для этой простейшей схемы нагружения результаты, получаемые на основании зависимостей, приведенных в различных работах, существенно различаются.

На рисунке 10 даны основные размеры цилиндра на усилие 80 МН. Результаты расчета по [27] и эксперимента по [28, 26] отличаются от результатов рас-

чета по [25], соответственно, в 1,7 и 3,5 раза. Столь большое расхождение свидетельствует о недостаточной точности методов определения напряжений, поэтому для обеспечения прочности вводят коэффициенты запаса. Последние получают в основном по данным об эксплуатационной надежности цилиндров из того же материала, близких по конструкции и условиям нагружения. В работе [25] отмечается, что для обеспечения прочности в расчетные значения напряжений необходимо вводить коэффициент запаса, который изменяется от 2,2 до 4. Достаточно произвольный подход к выбору коэффициентов запаса может привести с одной стороны к разрушению, а с другой к необоснованному увеличению габаритов и массы цилиндров и прессы в целом. Следует отметить кроме того, что при проектировании уникальных прессов с цилиндрами новой конструкции из новых материалов, данные об эксплуатационной надежности отсутствуют, что в еще большей степени затрудняет оценку их прочности.

Отказы рабочих цилиндров в ряде случаев связаны с износом контактных поверхностей фланца и поперечины и возникновением трещин в зонах отверстий, предназначенных для подвода рабочей жидкости, расположенных в стенке цилиндра. Несмотря на важность прогнозирования и предупреждения таких отказов, вопросы изучения закономерностей их возникновения не были затронуты ни в одной из работ, посвященных исследованию рабочих цилиндров.

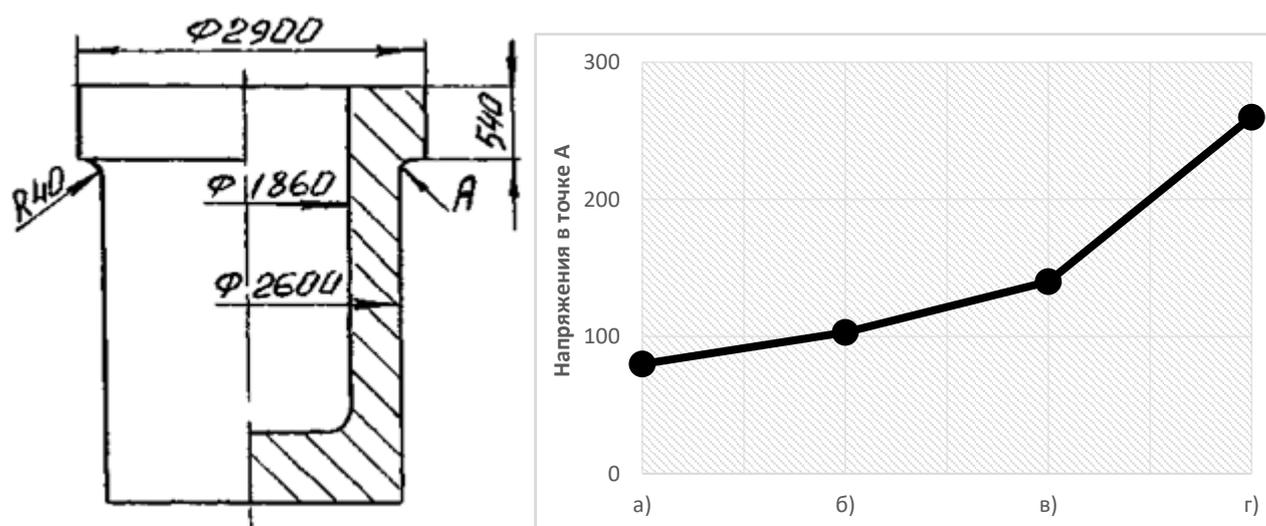


Рисунок 10. Напряжения в точке А цилиндра, определенные по а) Э. Мюллеру; б) Б.В. Розанову; в) В.А. Михееву; г) В.В. Васильеву

Данные об отказах и результаты рассмотренных выше работ показали таким образом, что для обоснованного выбора конструкции рабочего цилиндра необходимо оценить напряженно-деформированное состояние узла цилиндр-поперечина с учетом изменения этого состояния в процессе эксплуатации. Общепринятые методы расчета, использовавшиеся во время проектирования разрушенных образцов, не позволяют сделать такую оценку. Исходя из этого в конструкциях гидроцилиндров, разработанных до появления и распространения конечно-элементных решателей, находятся конструкционные упущения, приводящие к разрушению, из-за чего необходимо производить их модернизацию [54].

### 1.2.2. Поперечины

Наибольшее распространение в прессах усилиями от 15 до 450 МН получили литые поперечины в виде отдельных объемных конструкций, а также секционных наборов балок или пространственных элементов.

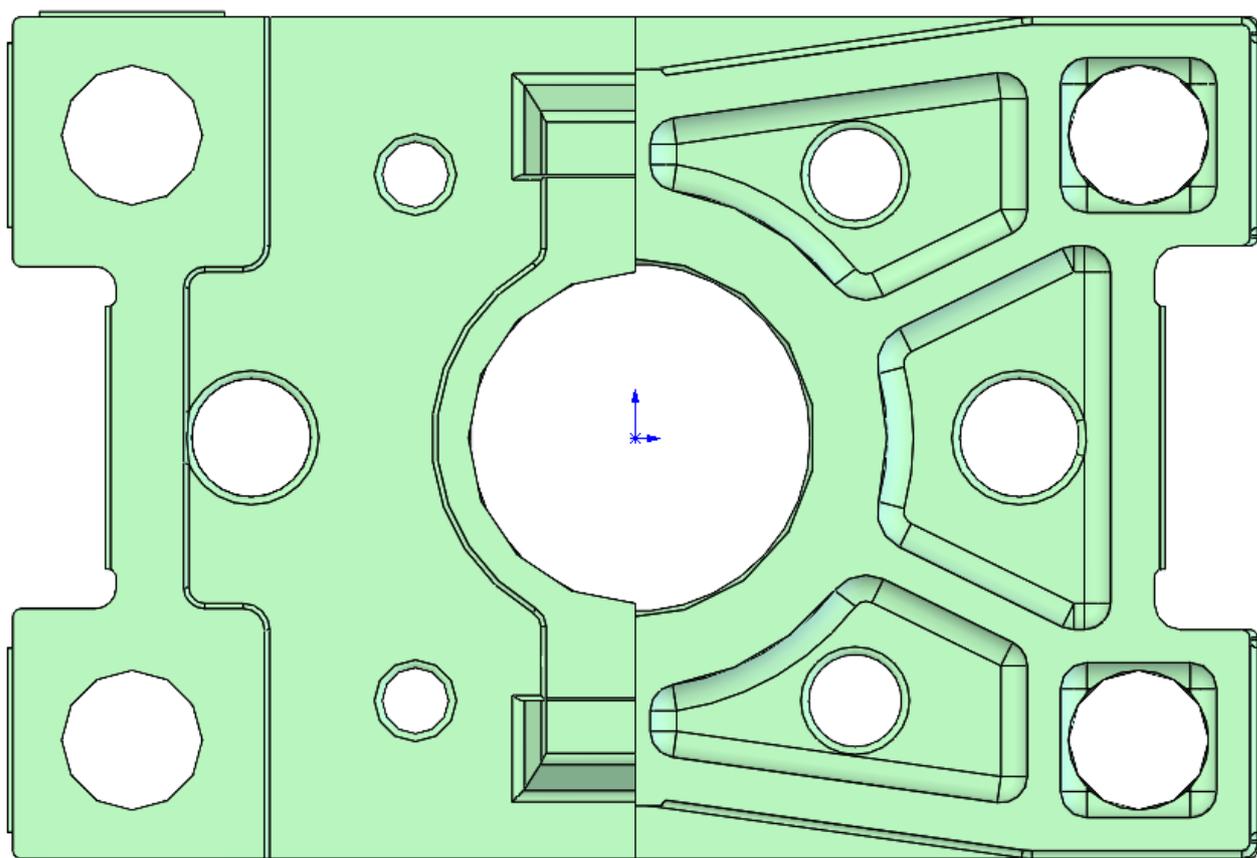


Рисунок 11. Архитрав пресса SPR-R 9000

Масса и габариты поперечин ограничиваются только возможностями завода-изготовителя и условиями транспортировки. Так, для цельных поперечин и отдельных деталей поперечин, которые выполняются составными вес достигает 100-140 т.

На рисунках 11, 12 показаны монолитные верхняя и нижняя поперечины прессы фирмы SMS усилием 90 МН. Масса верхней поперечины – архитрава - 110 т, нижней – основания - 130 т.

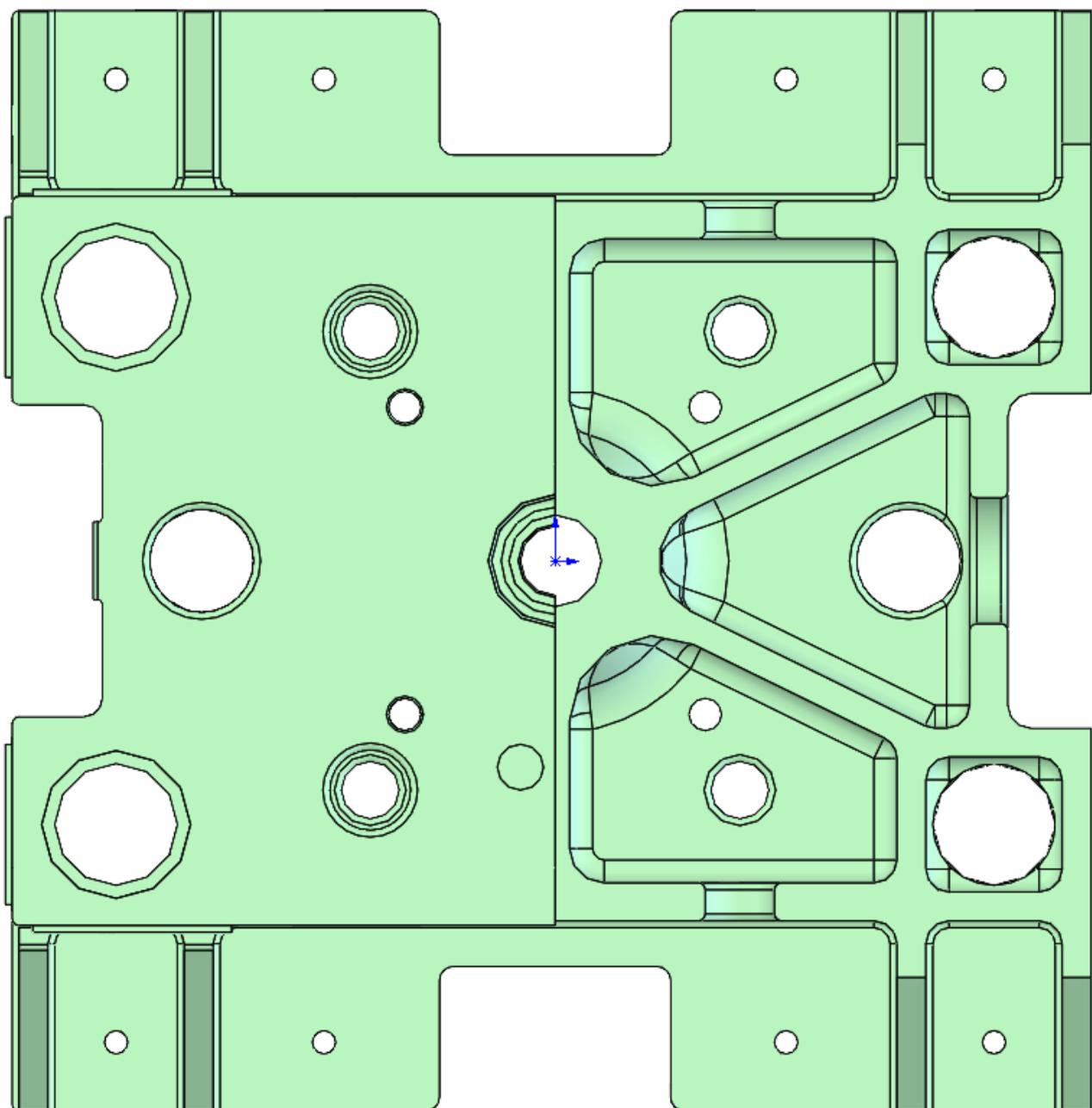
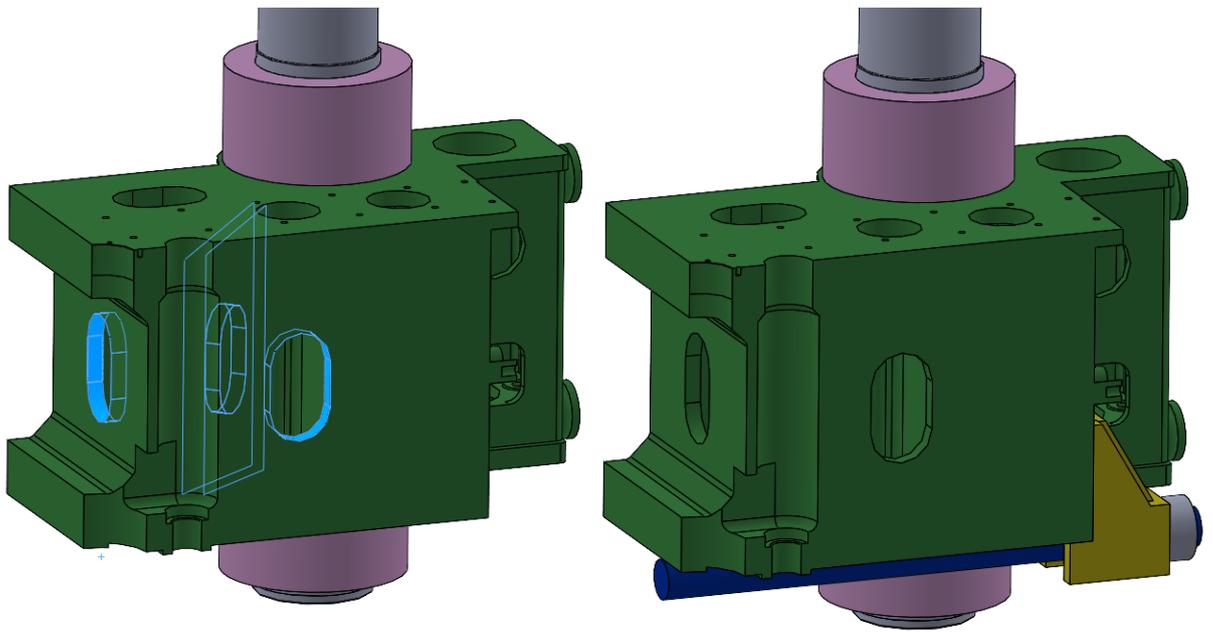


Рисунок 12. Основание прессы SPR-R 9000

Цилиндр опирается фланцем на центральный стакан, который передает нагрузку на 4 колонны. Различное расположение колонн и ребер относительно плоскостей симметрии влияет на распределение контактных давлений и величин максимальных напряжений в опасных сечениях поперечин и в галтелях фланцев цилиндров.

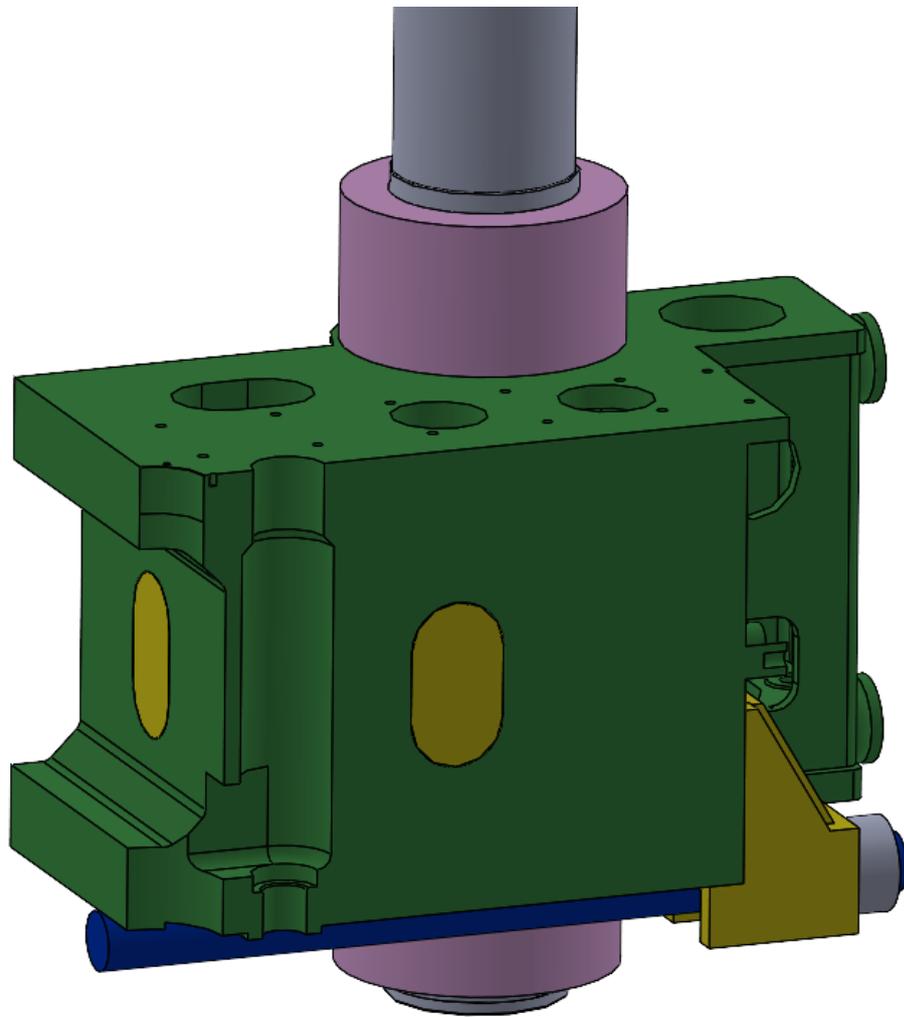
Литые основания состоят обычно из двух пластин, связанных сложной статически неопределимой системой внутренних ребер и внешних стенок. В пластинах, ребрах и внешних стенках выполнены отверстия различной формы. Статическая неопределимость приводит к значительной неравномерности нагружения элементов системы, что при наличии отверстий, вызывающих значительную концентрацию напряжений, является причиной возникновения трещин.

Хороший пример – основание пресса 100МН изготовленного УЗТМ в 1960г. и установленного на Ступинском металлургическом комбинате (рисунок 13, отображена четверть основания пресса в сборе с колонной). Во внутренних технологических отверстиях – окнах (10 штук) при обследовании в 1990г. обнаружались трещины. В результате был произведен восстановительный ремонт и улучшена конструкция основания, под ним в зоне растяжения разместили две стягивающие шпильки, которые, как тогда предполагалось, должны предотвратить повторное разрушение конструкции. Однако при обследовании в 2017 году в технологических окнах основания вновь были обнаружены трещины. В рамках настоящей диссертации было проведено исследование, на тему выяснения истинных причин повторного разрушения основания, результатом которого, стало проведение восстановительного ремонта с проведением второй модернизации – заварке технологических отверстий в вертикальных внутренних ребрах, для перераспределения напряжений и предотвращения возникновения новых трещин, т.к. были устранены концентраторы – окна. Последующее проведение тензометрии подтвердило снижение напряжений в сечении ребра вблизи технологических отверстий.



а)

б)



в)

Рисунок 13. Основание пресса 100 МН на СМК. а) – оригинальная конструкция, б) – модернизация 1990г, в) – модернизация 2018г.

Для поперечин актуальность этой работы несомненна. В основополагающих работах [25, 26, 27] поперечины рассматриваются упрощённо – в виде нагруженных сосредоточенными силами шарнирно-опертые балки. Из-за допущений модели и погрешности определения механических характеристик материала, занижаются величины допускаемых напряжений. В работе [51] приведено «величина допускаемых напряжений для оснований принимается 45-60 МПа, а для цилиндрических поперечин - 50-70 МПа. Ограниченные в то время возможности общепринятых методов расчета и необходимость уточненной оценки прочности с учетом фактического уровня напряжений в зонах концентрации, убедительно подтверждаются статистическими данными о поломках и результатами экспериментов».

Исследования методом тензометрирования ряда действующих мощных уникальных гидравлических прессов будут далее приведены в работе. Установлено, что даже при низких номинальных напряжениях в отверстиях поясов поперечин и связывающих их ребер, а также в местах соединения участков различной жесткости возникают повышенные, опасные для прочности напряжения.

### **1.2.3. Колонны**

В большинстве прессов усилием до 300-450 МН с литыми поперечинами типа, изображенного на рисунке 14, для образования замкнутой станины используются кованные колонны.

Среди базовых деталей, из которых собраны гидравлические пресса колонна является наиболее простой по геометрической форме, но с наиболее высокими уровнями максимальных растягивающих напряжений во впадинах наружных витков резьбы. Расчету напряженного состояния и прочности колонн посвящено значительное число работ, тем не менее разрушения колонн относятся к наиболее многочисленной группе отказов базовых деталей [55].

Станина пресса представляет собой сложную многократно статически неопределимую систему. Напряжения в колоннах пресса зависят от деформации сопряженных деталей (подвижной и неподвижной поперечины), схемы опира-

ния плунжеров и цилиндров, зазоров между элементами системы. Эксцентриситет приложения рабочей нагрузки вызывает дополнительные напряжения за счет изгиба колонн. Весьма важным фактором, влияющим на прочность, является концентрация напряжений в витках резьбы.

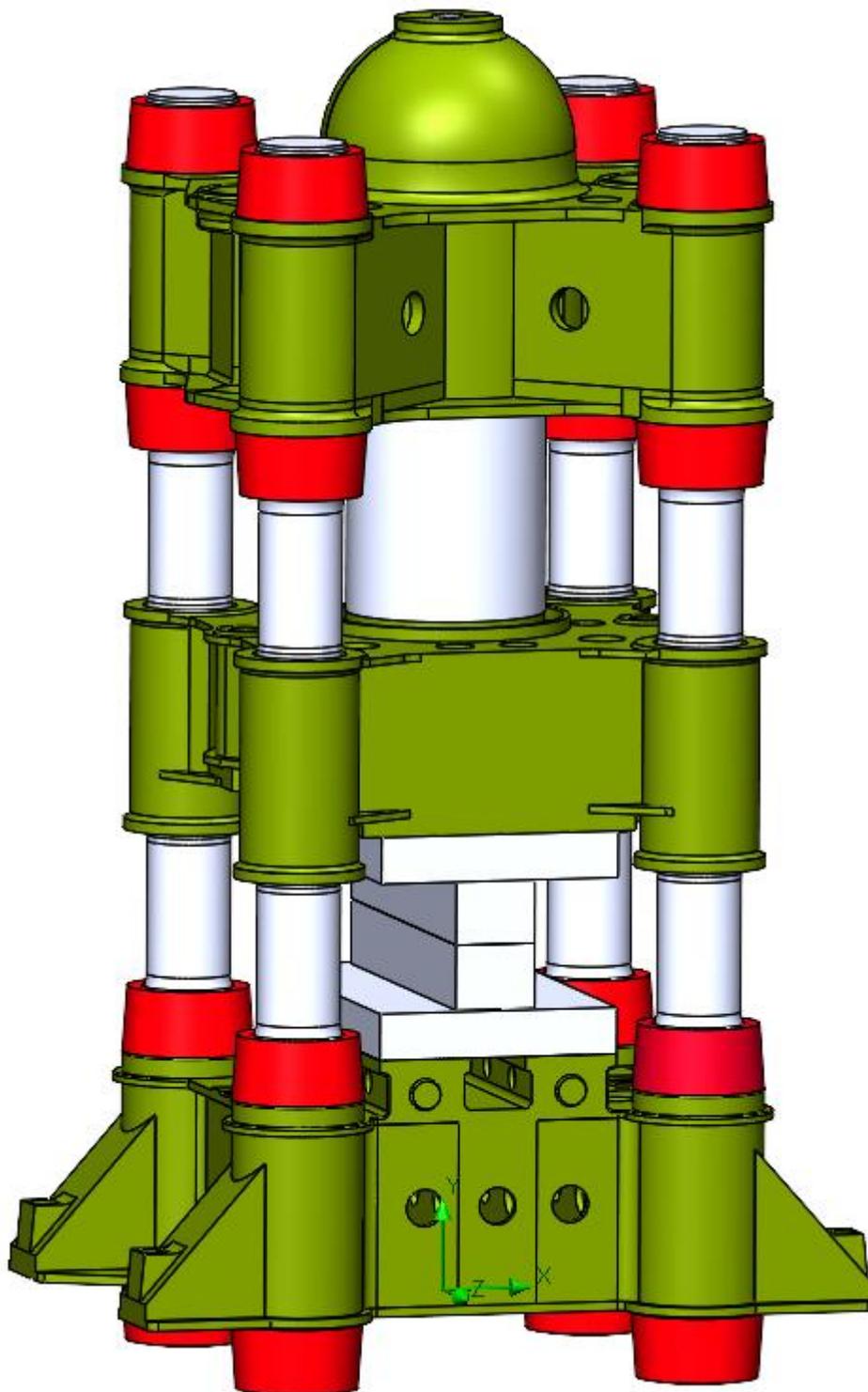


Рисунок 14.Пресс фирмы Шлеман усилием 15МН – СМК

Колонны - наиболее протяженные базовые детали, поэтому изготовление колонн для мощных уникальных гидравлических прессов сопряжено со значительными технологическими затруднениями в связи с предельными размерами и массой заготовок. Так, у пресса, изображенного на рисунке выше, усилием 15 МН фирмы «Шлеман» колонны имеют диаметр резьбы 485 мм, длину 6700 мм и массу 8.5 т, у пресса усилием 150 МН фирмы «Шлеман» колонны имеют диаметр резьбы 840 мм, длину 14480 мм и массу 50 т. В прессе усилием 225 МН фирмы «Болдвин» каждая из восьми колонн имеет диаметр 1090 мм, длину 20730 мм и массу 127 т. Для изготовления таких колонн потребовались слитки массой 270 т. Параметры того же порядка имеют колонны горизонтальных прессов усилиями 120 и 200 МН, штамповочных прессов усилием 300 МН (ПО «Уралмаш»), усилиями 160 и 300 МН (КСПО) и ряда других.

Изготовление крупногабаритных колонн для гидравлических прессов сопряжено со значительными затратами труда и времени. Их разрушение приводит к длительным простоям пресса. В связи с важностью вопроса обеспечения прочности колонн, их расчет рассматривался во многих работах [25, 26, 27, 31]. Основное внимание в них уделено определению напряжений в гладкой части колонн при различных конструктивных и технологических параметрах пресса.

В упомянутых работах рассмотрена станина ковочного пресса. Получены формулы для определения нагрузок на колонны при жестком и шарнирном соединении плунжера рабочего цилиндра с подвижной поперечиной. Для центрального нагружения пресса допустимое напряжение на растяжение принимается не выше 70 МПа; при работе с эксцентричной нагрузкой, учитывая совместное действие растяжения и изгиба, допускаемые напряжения 100-150 МПа.

В [32] найдены нагрузки на колонны с учетом способа соединения колонны с поперечинами, условий взаимодействия плунжера рабочего цилиндра с подвижной поперечиной, величины зазора в направляющих, наличия или отсутствия замков в бойках.

Наиболее полно расчет колонн рассмотрен в работе [31]. Статическая неопределимость станины с колоннами и поперечинами раскрыта с учетом изгибной жесткости всех элементов. Расчет пространственной станины прессы сведен к расчету плоских продольной и поперечной рам. Рассмотрены различные схемы работы колонн, предложены методы расчета колонн при центральном и эксцентричном нагружении прессы. Использование разработанных методов расчета показано на примере штамповочного прессы усилием 100 МН.

Для оценки влияния жесткости поперечин и условий нагружения на напряжения в гладкой части колонн приведены результаты тензометрирования колонн штамповочного прессы усилием 300 МН.

Исследование резьбы колонн на примере пространственных и плоских моделей, выполненных из оптически-чувствительного материала с помощью метода фотоупругости выполнено в [33]. Установлено, что теоретические коэффициенты концентрации достигают величины  $8,9 \div 9,9$  для нагруженных и  $1,8 \div 2,3$  для свободных витков. Предложены новые профили резьбы с укрупненным шагом и выкружкой, очерченной по приближенной оптимальной кривой (профили ВНИИМЕТМАШ). Сравнительные усталостные испытания на моделях показали, что прочность соединений с профилем ВНИИМЕТМАШ выше прочности соединений с обычно применяемым профилем в 1,5 раза.

Для выполнения проектной жесткости поперечины выполняется термическая затяжка колонн в колонных стаканах архитрава и основания. Усилие предварительной затяжки в полтора раза выше номинального усилия прессы. Во время производственного процесса сминаются резьбы колонн, а также опорные поверхности гаек и поперечин, это необходимо учесть при расчете силы термо-затяжки. Величину обмятия обычно принимают равной около 0,2 – 0,4 мм.

В стандартном исполнении прессы (4 гайки на колонну) расчет колонн производится в двух сечениях:

- участок в поясе архитрава под верхней внутренней гайкой;
- участок в поясе основания над нижней внутренней гайкой.

Методика термической затяжки колонн, расчёта колонного стакана поперечины и выполнение расчётов по определению коэффициентов запаса приведена в работе [43]. По результатам выполнения расчета поперечины определяют значение момента, приходящегося на колонну в месте ее заделки в колонном стакане. Термическая затяжка колонны гарантирует отсутствие движения гайки вдоль поперечины и обеспечивает совместную работу колонны с колонным стаканом при максимально допустимом усилии прессы.

### **1.3. Оценка запаса усталостной прочности конструкции, с применением положений статистической теории подобия усталостного разрушения**

Мощные гидравлические прессы не подвержены моральному износу, так как некоторые изменения схем технологических процессов обработки давлением не изменяют их принципиальных основ. По смыслу, заложенному в понятие базовых деталей, они должны безотказно работать в течение всего срока службы прессы, т.е. их долговечность также должна быть неограниченной. Но для деталей, работающих при циклических нагрузках, долговечность определяется не календарным временем, а числом циклов.

Зависимость между напряжениями и долговечностью при переменных нагрузках постоянной величины определяется кривой усталости. С увеличением числа циклов сопротивление усталости снижается. Для сталей кривая усталости имеет четко выраженный горизонтальный участок, ордината которого определяет предел выносливости. Многочисленные экспериментальные исследования показали, что при напряжениях, равных пределу выносливости, деталь выдерживает практически неограниченное число циклов (по крайней мере до  $10^7 \div 10^8$  циклов).

Точка перегиба кривой усталости в зависимости от материала, формы и размеров деталей соответствует числу циклов  $N_0 = (2 \div 4) \cdot 10^6$ . Это число циклов при номинальных (максимальных) нагрузках набирают за вполне обозримое время даже наиболее мощные универсальные гидравлические прессы.

Так пресс усилием 100 МН на Выксунском металлургическом заводе наработал  $4 \cdot 10^6$  циклов максимальных нагрузок за 60 лет.

Таким образом, особенности технологического процесса, осуществляемого на уникальных штамповочных прессах, делает необходимым производить расчет базовых деталей на усталость по постоянному максимальному усилию штамповки на неограниченную долговечность.

Для определения запаса прочности, для деталей работающих на многоцикловую усталость, применяются проверенная временем и экспериментами уравнение предложенное С.В. Серенсенем [34]:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (1.1)$$

Где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при симметричном цикле гладкого лабораторного образца;  $K_{\sigma D}$  – суммарный коэффициент влияния на предел усталости концентрации напряжений, масштабного фактора и чистоты поверхности;  $\sigma_a$  – амплитудное значение номинальных напряжений;  $\psi_{\sigma}$  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла;  $\sigma_m$  – среднее номинальное напряжение цикла. [34]

Коэффициент  $K_{\sigma D}$ , определён с помощью статистической теории подобия усталостного разрушения В.П. Когаевым [35], имеет вид:

$$K_{\sigma D} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1D}} = \left( \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1 \right), \quad (1.2)$$

где  $\beta_{\sigma} = 0.8$  – коэффициент обработки поверхности.

Отношение  $K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$  исходя их статистической теории подобия усталостного разрушения определяется формулой

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{\alpha_{\sigma}}{F\left(\frac{L}{G}, v_{\sigma}\right)}, \quad (1.3)$$

где:

$\alpha_{\sigma} = \sigma_{max}/\sigma_{ном}$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений,

$\sigma_{ном}$  и  $\sigma_{max}$  – номинальное и максимальное напряжения в детали.

$$F\left(\frac{L}{\bar{G}}, v_{\sigma}\right) = \varepsilon_{\infty} + (1 - \varepsilon_{\infty}) \left(\frac{1}{88.3} \cdot \frac{L}{\bar{G}}\right)^{-v_{\sigma}} \quad (1.4)$$

Здесь  $v_{\sigma}$  – постоянная, характеризующая коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений ( $v_{\sigma} = 0,1$  для углеродистых сталей).

$\varepsilon_{\infty} = 0.5$  – предельное асимптотическое значение, к которому стремится  $\varepsilon$  при  $d \rightarrow \infty$  для углеродистых сталей.

$\left(\frac{L}{\bar{G}}\right)$  – критерий подобия усталостного разрушения,

где  $L$  – длина линии действия максимальных напряжений,

$\bar{G}$  – относительный градиент напряжений в зоне их максимума.

Точное определение критерия подобия усталостного разрушения  $\left(\frac{L}{\bar{G}}\right)$  является важной задачей, т.к. исходя из статистической теории имея различные размеры, реальная конструкция, расчётная и экспериментальные модели будут иметь одинаковый запас прочности, при равном критерии подобия.

В работе [35] отмечено: «под номинальными напряжениями  $\sigma_{\text{ном}}$  понимаются те напряжения, которые вычислены методами сопротивления материалов

$$\sigma_{\text{ном. изг}} = \frac{M_x}{W_x} \text{ – при изгибе;} \quad (1.5)$$

$$\sigma_{\text{ном. рас}} = \frac{P}{F} \text{ – при осевом растяжении;} \quad (1.6)$$

где – изгибающий момент;  $W_x$  – осевой момент сопротивления;  $P$  – продольная сила;  $F$  – площадь поперечного сечения».

Исходя из определения критерия подобия, применение статистической теории усталостного разрушения в большей степени допустимо для простых деталей. Для деталей сложной геометрии отсутствует прямая связь между НДС зон концентрации напряжений и номинальными напряжениями. Отсутствуют точные аналитические зависимости, устанавливающие связь между запасом усталостной прочности со значением номинальных напряжений, а значит прямое применение формулы (1.1) не представляется возможным.

Рассмотренные случаи усталостного разрушения стратегически важных конструкций показывают, что «...сейчас назрела необходимость дальнейшего

развития методов расчета, требующих выхода за рамки условных допущений, положенных в основу вывода формулы 1.1» [39]. С момента публикации [39] прошло половина столетия, за это время проведено множество работ, предлагались новые методики оценки запаса прочности. С развитием технологий внедрялись численные методы, позволившие получать более точные результаты. С другой стороны, проведённые экспертизы текущего состояния объектов тяжелого машиностроения, работающего на заводах России, показывают плачевные статистические данные. Вывод работы [31] показал, что количество отказов базовых деталей не снижается, не только для устаревшего оборудования, но и для недавно произведенного. «Это заставляет исследователей, работающих в области циклической прочности сложных конструкций, связывать их отказы с неизбежными дефектами, возникающими на стадиях изготовления и эксплуатации этих конструкций» [31].

#### **1.4. Обнаружение дефектов при изготовлении и эксплуатации современного оборудования**

Современное оборудование, производимое крупнейшими машиностроительными компаниями, создаётся с использованием технологий, позволяющих получить конструкцию, отвечающую технологическим требованиям и проектным условиям обеспечения прочности и долговечности.

Базовые детали работают при циклических нагрузках, поэтому их отказы вызваны возникновением и последующим развитием трещин усталости. В зависимости от уровня действующих напряжений и режима работы оборудования, календарное время от начала эксплуатации до зарождения трещины усталости может составлять от нескольких лет до нескольких десятков лет. Заказчики считают оборудование, произведенное крупнейшими машиностроительными заводами, отвечающим последнему слову науки и техники, и, следовательно, имеющим максимально достижимую для современного уровня долговечность.

Длительный период времени от начала эксплуатации до наступления отказа приводит к восприятию разрушения как естественного следствия исчерпания положенного ресурса. Это позволяет заводам-изготовителям использовать концепцию ограниченного ресурса, что, снимает необходимость поиска причин отказов.

Завод-изготовитель не возмещает разрушенного оборудования ввиду того, что срок гарантии всегда меньше, чем время, необходимое для усталостного разрушения конструкции. Это означает, во-первых, что за разрушенную из-за ошибки завода-изготовителя деталь платит завод, эксплуатирующий оборудование. Во-вторых, экономический ущерб от простоя оборудования всегда значительно превышает стоимость разрушенной детали, даже если есть запасная деталь для её замены. Поэтому первостепенное значение приобретают работы по экспертизе состояния действующих и, в том числе, недавно изготовленных объектов тяжелого машиностроения, направленные на установление и предупреждение причин возможных отказов базовых деталей [62].

### **1.5. Постановка задачи диссертации и основные направления исследования**

На основании обзора представленной литературы и анализу разрушений базовых деталей, оценке их расчётного и действительного напряженно-деформированного состояния, сделан вывод о недостаточной прочности и надежности базовых деталей объектов тяжелого машиностроения. Это определяет актуальность и ценность диссертационного исследования, направленного на обеспечение дальнейшей безаварийной эксплуатации базовых деталей объектов тяжелого машиностроения[31].

Основные этапы решения поставленной задачи исследования:

– развитие и обоснование методов определения и контроля напряженно-деформированного состояния в труднодоступных или недоступных зонах конструктивных концентраторов базовых деталей на реальной конструкции в процессе непосредственной работы тяжелой машины.

– выявление конструктивных и технологических дефектов, допущенных при проектировании или изготовлении базовых деталей, обуславливающих возникновение и дальнейший рост трещин усталости.

– разработка и внедрение систем контроля и предупреждения аварийных ситуаций, возникающих при нарушении проектных режимов эксплуатации объектов тяжелого машиностроения.

– определение погрешности, допускаемой при сравнении результатов численного моделирования с экспериментальными данными, полученными при измерениях напряженного состояния базовых деталей сложной формы.

## **1.6. Выводы по главе 1**

Объекты тяжелого машиностроения, применяемые для обработки металлов давлением, такие как механические и гидравлические прессы, прокатные станы находятся в эксплуатации на протяжении 50 – 60, а иногда и более лет. Современный уровень работы, системы контроля, позиционирования составляют около 20% массы оборудования, и могут быть заменены на современные при условии сохранности базовых деталей, занимающих 80% массы машины.

Наибольшее число отказов тяжелых машин, приводящих к долгим простоям линии, а в редких случаях к полному закрытию производственных линий, связано с поломками базовых деталей – станин, поперечин, колонн и цилиндров. Поэтому для поддержания высокого уровня отказоустойчивости оборудования требуется безотказная и безаварийная работа базовых деталей объектов тяжелого машиностроения, для чего необходимо знать слабые стороны конструкций, в которых возможно развитие трещин.

Для повышения производительности тяжелых машин, иногда требуется провести модернизацию с увеличением проектных данных, таких как развиваемое усилие или рабочее пространство. Для таких работ необходимо убедиться, что машина уже не работает на пределе своих возможностей.

## ГЛАВА 2. МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

### 2.1. Расчётные методы

Обзор представленной литературы, проведенный в 1 главе, показал, что классические теоретические методы не дают полного представления о причинах разрушения базовых деталей объектов тяжелого машиностроения. В расчёте необходимо учитывать все составляющие – истинную геометрию базовых деталей, контактные взаимодействия, термическую нагрузку, зазоры, возникающие из-за раскручивания гаек и т.д. В настоящее время для решения поставленных задач наилучшим образом подходит метод конечных элементов (МКЭ).

Первые упоминания использования МКЭ для определения напряженного состояния базовых деталей объектов тяжелого машиностроения показаны в работе [4], опубликованной в 80-х годах прошлого века. В этой статье описаны результаты решения проблемы контактного взаимодействия фланца гидравлического цилиндра и поперечины. Расчеты выполнялись в программе, разработанной в ЦАГИ (Центральном аэрогидродинамическом институте).

В настоящее время для расчета сложных геометрических конструкций используются различные конечно-элементные комплексы (МКЭ). При выборе МКЭ программы, с помощью которой планируется выполнять расчеты напряженно-деформированного состояния конструкции, предъявляются следующие требования:

- препроцессор программы должен поддерживать трехмерное твердотельное моделирование геометрии и импорт файлов с распространенными форматами *.x\_t*, *.x\_b*, *.xmt\_txt*, *.xmt\_bin*, *.step*, *.iges* и др.;

- препроцессор программы должен давать возможность создавать конечно-элементные расчётные сетки автоматически или полуавтоматически;

- препроцессор программы должен поддерживать определение различных нелинейных свойств материала, таких как зависимость коэффициента упругости

от деформаций для нелинейно-упругих и пластических материалов, поддерживать изотропные и ортотропные материалы и температурно-зависимые свойства материалов;

- наличие трёхмерных конечных элементов основных типов для расчета на прочность – тетраэдров и гексаэдров, с возможностью автоматического сгущения сетки в местах с высоким градиентом напряжений;

- в программе должны задаваться контактные задачи типа «поверхность-поверхность», учитывающие трение и обеспечивающие задание математических и геометрических натягов, зазоров, решаться задачи с горячей посадкой, а также необходима возможность самостоятельного определения типа контактной задачи;

- постпроцессор используемой программы должен отображать результаты на основе спроектированных трёхмерных моделей, отображать перемещения, напряжения, усилия в контактах и реакции в закреплениях, определять значения относительных перемещений деталей и экспортировать результаты;

- достоверность результатов, выдаваемых программой, должна быть проверена его массовым применением в расчетной сфере.

По результатам сравнения особенностей разнообразных расчётных МКЭ программ (SOLIDWORKS Simulation (COSMOS), MARC, ABAQUS, ANSYS, NASTRAN) были выбраны комплексы SOLIDWORKS Simulation и ANSYS, в наибольшей степени подходящие к перечисленным требованиям.

Расчетная математическая модель по своим размерам, форме и значениям действующих нагрузок аналогична реальной конструкции. Условия взаимодействия по контактными граням аналогичны условиям контакта реальной конструкции, что достигается благодаря учету реальных значений коэффициентов трения и предварительного натяга. Расчёт математической модели, выполняемый для нахождения требуемых данных, будем называть математическим моделированием, или только моделированием. Преимущества использования выбранных программ для определения напряженно-деформированного состояния базовых

деталей приведём на примере ковочного прессы усилием 80 МН, спроектированного и построенного «УЗТМ» в 1950 г. Масса базовых деталей прессы составляет 3000 тонн. На данный момент прессы схожей конструкции установлены на металлургических предприятиях Москвы, Самары, Верхней Салды, Лесного (Нижняя Тура), Каменск-Уральска.

Сложность конструкции и габариты ковочного прессы можно понять по виду прессы в цеху (рисунок 15).

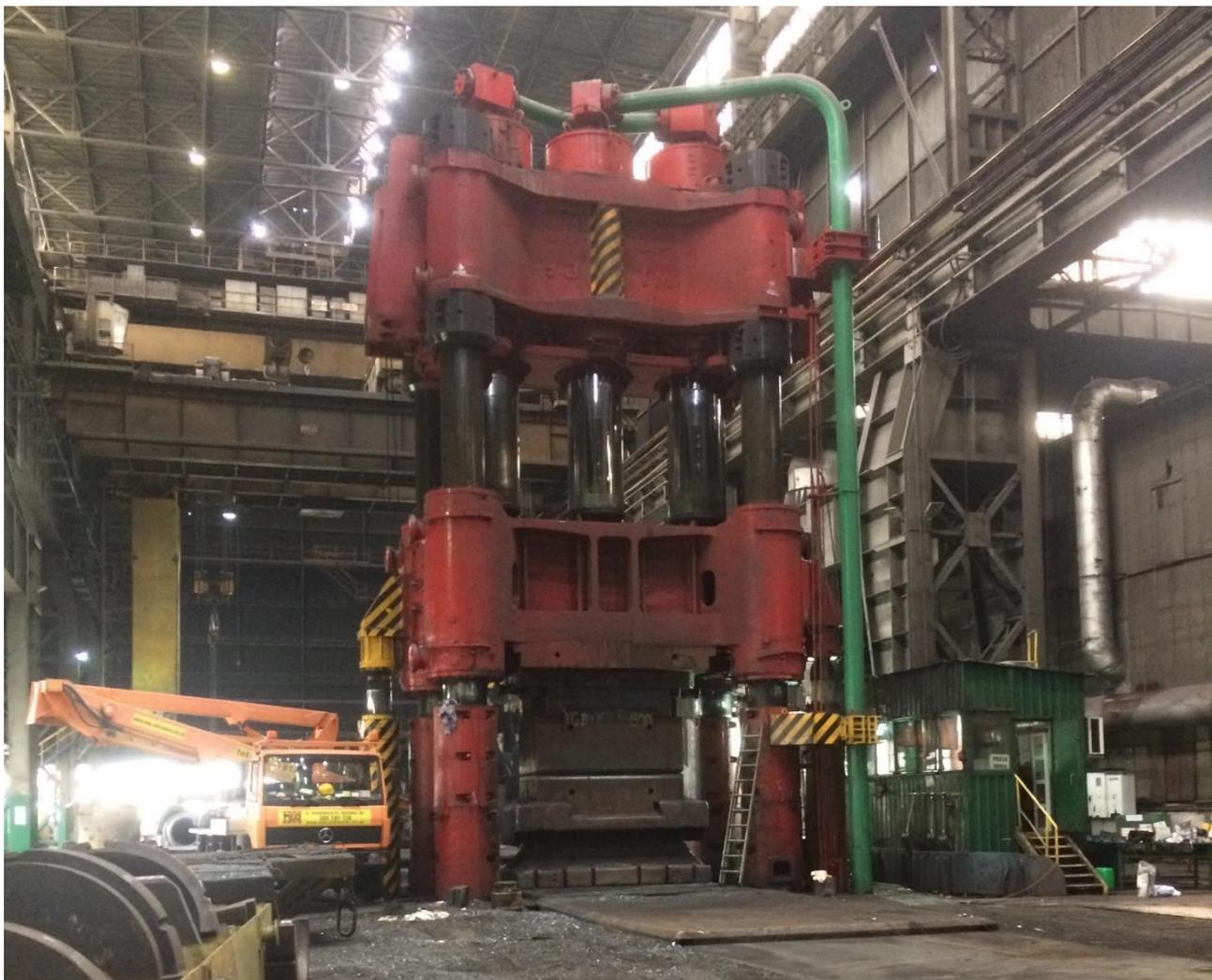


Рисунок 15. Ковочный пресс УЗТМ 80 МН. Celsa Huta Ostrowiec Островец-Свентокшиский. Польша. 2017 г. Проведение обследования базовых деталей

Более наглядное представление о сборке показано на расчётной модели гидравлического прессы – рисунок 16. Проведение расчёта методом конечных элементов позволяет узнать напряженно-деформированное состояние базовых деталей ковочного прессы с учётом их силового взаимодействия во время работы.

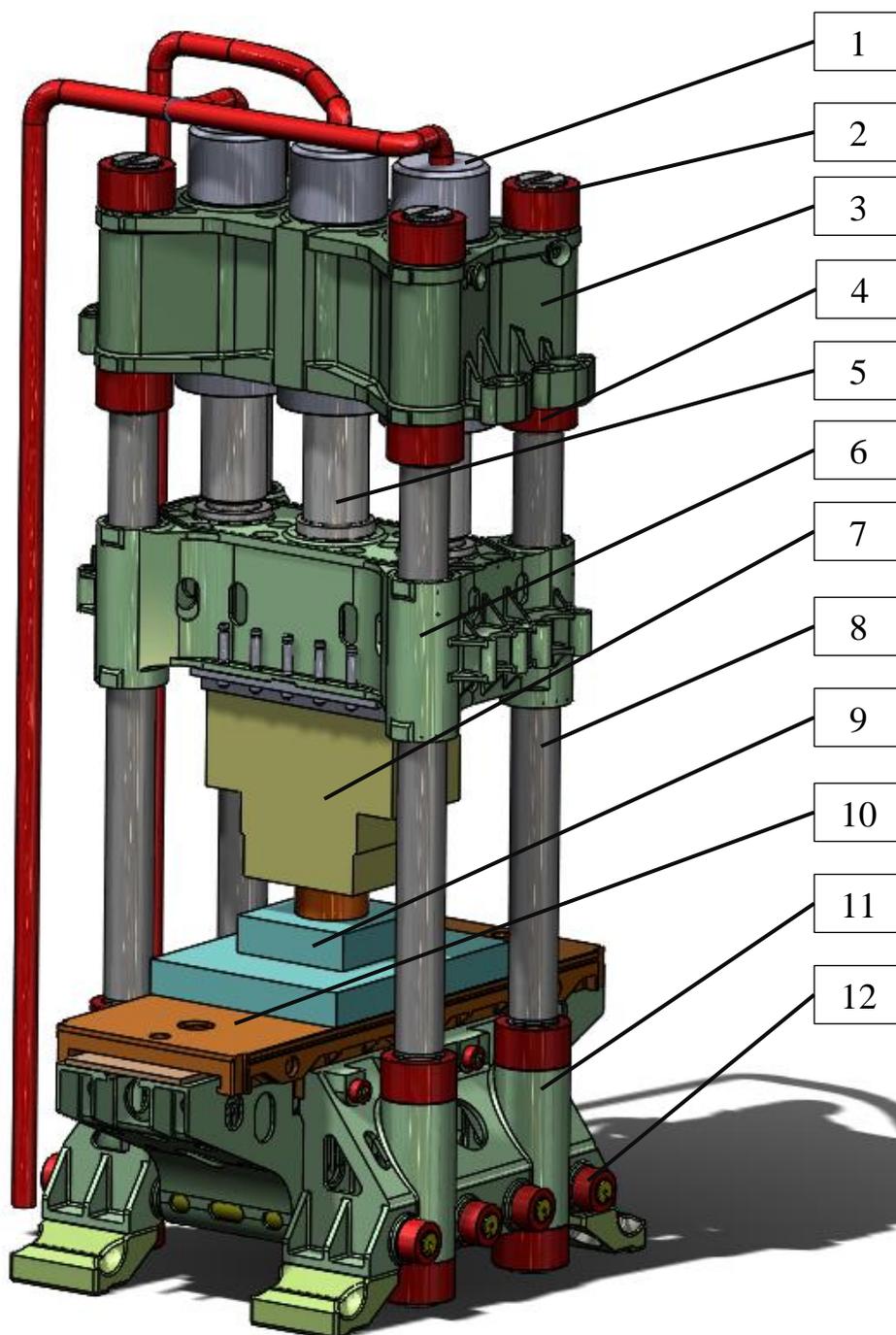


Рисунок 16. Гидравлический ковочный пресс конструкции Уралмаш силой 80 МН: 1 – гидравлический цилиндр, 2 – Внешняя гайка, 3 – архитрав (верхняя поперечина), 4 – внутренняя гайка, 5 – плунжер, 6 – подвижная траверса (подвижная поперечина), 7 – верхний штамповый набор, 8 – колонна гидравлического пресса, 9 – нижний штамповый набор, 10 – подвижный стол, 11 – составное основание пресса (нижняя поперечина), 12 – стяжная шпилька с гайками, для сборки основания

### 2.1.1. Подготовка модели к конечно-элементному расчёту. Концентраторы напряжений

Поскольку метод конечных элементов связан с аппроксимацией истинной геометрии и получением подобной конечно-элементной модели, немало важную роль играют небольшие элементы конструкции (рисунок 17), которые могут выступить как концентраторы напряжений. Игнорирование и полное исключение таких элементов недопустимо, однако плюс МКЭ в том, что возможно проведение нескольких расчётов с целью определения влияния таких элементов на общее напряженно-деформированное состояние и ответа на вопрос, является ли такой элемент концентратором напряжений или нет.

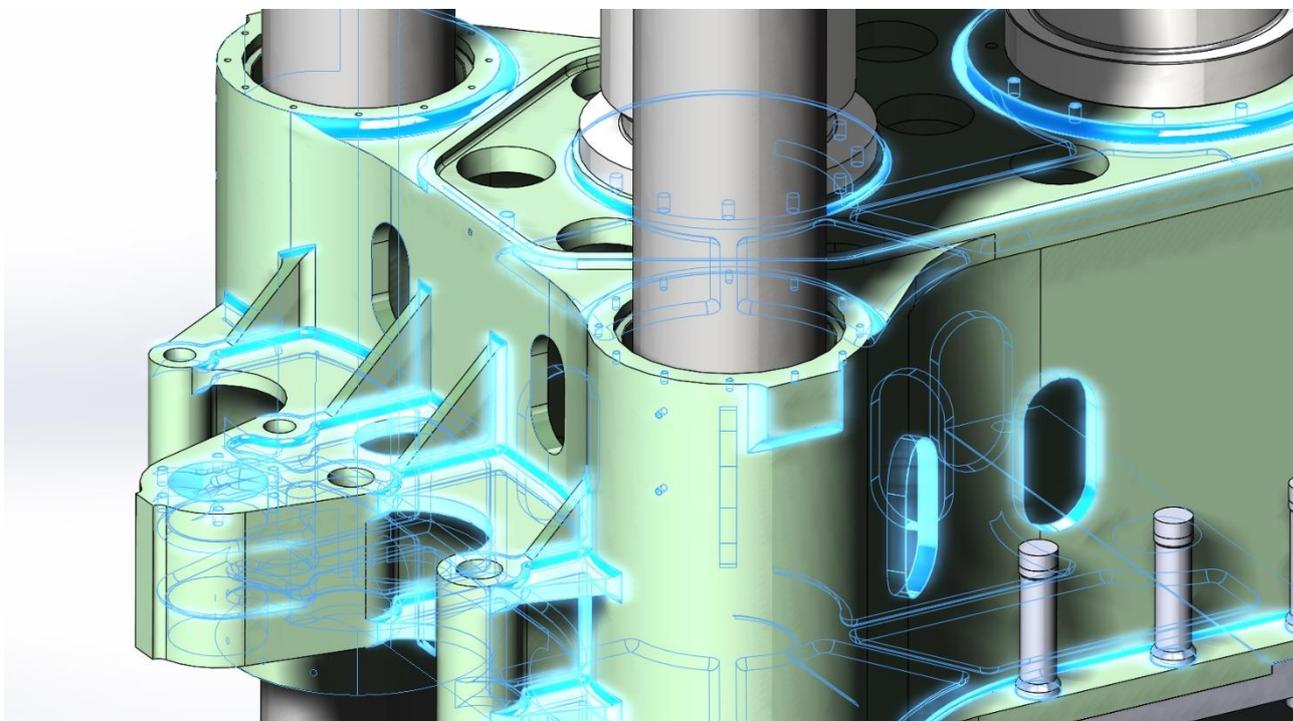


Рисунок 17. Возможные концентраторы напряжений

### 2.1.2. Расчётные схемы, применяемые во время анализа тяжелых машин

Так как обычно рассматривается симметричное нагружение и конструкция пресса имеет две плоскости симметрии, то в целях уменьшения объёма решаемой задачи и, следовательно, экономии машинного времени, расчеты напряженно-деформированного состояния проводятся для половины или четвертой части пресса с наложением условий симметрии на соответствующие поверхности разреза, а для некоторых расчётных случаев допускается расчёт узла «основание –

штамповый набор», тогда ещё одним граничным условием будет являться запрещение вертикальных перемещений посередине колонны, т.к. в результате деформирования под действием рабочего усилия верхней и нижней поперечин, имеющих примерно одинаковую жесткость на изгиб, колонна в местах закрепления в поперечины поворачивается на одинаковый угол, т.е. находится в условиях чистого изгиба.

## **2.2. Получение математической модели и расчёт в комплексе Ansys**

### **2.2.1. Построение математической модели на примере расчёта основания прессы SPR-R 9000 со штамповым набором**

Под математической моделью будем далее понимать совокупность следующих составляющих:

- трехмерная твердотельная модель рассматриваемого объекта, максимально точно описывающая его геометрическую форму (геометрическая модель);
- разбиение твердотельной модели на конечные элементы выбранного типа, соответствующее геометрической модели (конечно-элементная модель);
- граничные и силовые условия, наложенные на конечно-элементную модель, соответствующие реальной схеме работы объекта;
- условия контактного взаимодействия, описывающие поведение соприкасающихся отдельных составляющих объекта.

Геометрическая модель, граничные условия и нагружение узла «основание—подштамповые плиты» представлена на рисунке 18. Часть нагрузки, воспринимаемая нижним штампом, передается через цилиндрическую плиту (внутренний диаметр равен 520 мм, внешний диаметр равен 1200 мм) на штамподержатель в виде равномерно распределенного давления  $p=89.9$  МПа. Остальная нагрузка, воспринимаемая нижней оправкой и центрователем нижней оправки, передается приложением давления  $p=115$  МПа на верхнюю подштамповую плиту через цилиндр, диаметр которого равен диаметру основания нижней оправки. В результате совокупность этих давлений создает усилие рабочее усилие – 9000 тс. Задача

рассматривалась в постановке «основание – штамповый набор», описанной выше в пункте «2.1.2. Расчётные схемы».

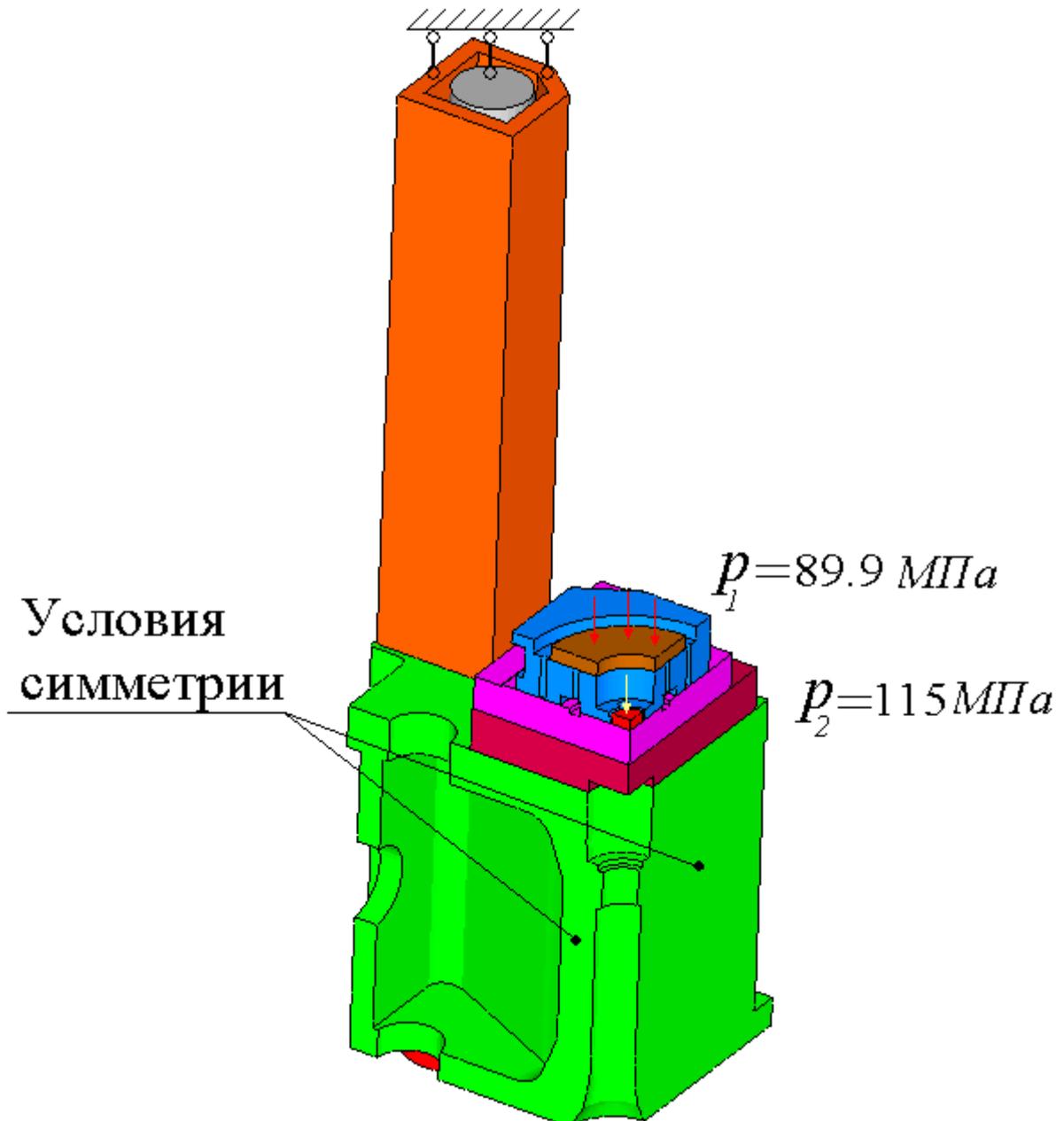
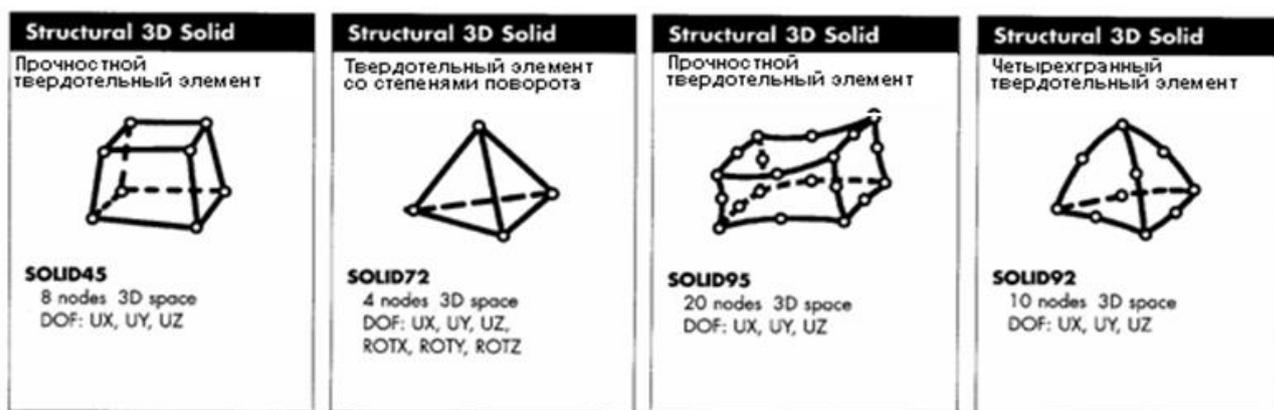


Рисунок 18. Расчёт 1/4 основания прессы со штамповым набором

Для решения комплекса специальных задач, поднимающихся при исследовании базовых деталей, применяется конечно-элементный программный комплекс ANSYS, который требует подбора определенного типа конечных элементов, а также достаточной плотности расположения по толщине и в единице объема. На рисунке 19 приведены основные применяемые для проведения расчетов на прочность типы конечных элементов.



а)

б)

в)

г)

Рисунок 19. Применяемые в расчетах на прочность типы конечных элементов:

- а) 8-узловой гексаэдрический элемент 1-го порядка с 3-мя степенями свободы в узле;
- б) 4-узловой тетраэдрический элемент 1-го порядка с 6-ю степенями свободы в узле;
- в) 20-узловой гексаэдрический элемент 2-го порядка с 3-мя степенями свободы в узле;
- г) 10-узловой тетраэдрический элемент 2-го порядка с 3-мя степенями свободы в узле;

Элементы первого порядка (рисунок 19, а, б) имеют преимущество перед элементами второго порядка (рисунок 19, в, г) с точки зрения скорости формирования матрицы жесткости, что существенно влияет на время выполнения расчетов с учетом того, что решение контактной задачи – процесс итерационный. Гексаэдрические элементы (рисунок 19, а, в) предпочтительней тетраэдрических (рисунок 19, б, г), поскольку последние имеют склонность к физически необоснованным осцилляциям полей напряжений в концентраторах [59]. Но т.к. современные сеточные генераторы пока не способны создавать качественную гексаэдрическую сетку для сложных конструкций в автоматическом или полуавтоматическом режимах, что существенно сказывается на времени получения результата. С другой стороны, сеточные генераторы создают качественную тетраэдрическую сетку в полностью автоматическом режиме, используя методы адаптивной оптимизации в зонах концентрации напряжений.

Основные особенности применения МКЭ в расчётах описаны в работе [51]. Исходя из её результатов, проверенных десятилетним использованием, при про-

ведении расчётов предпочитается использовать 10-узловые тетраэдрические элементы 2-го порядка для конструкций сложной формы, а также 8-узловые гексаэдрические элементы 1-го порядка для деталей простых формы. [59]. Конечно-элементная модель всего узла «основание – штамповый набор» представлена на рисунке 20. Геометрические и конечно-элементные модели отдельных деталей представлены на рисунках 21 – 24

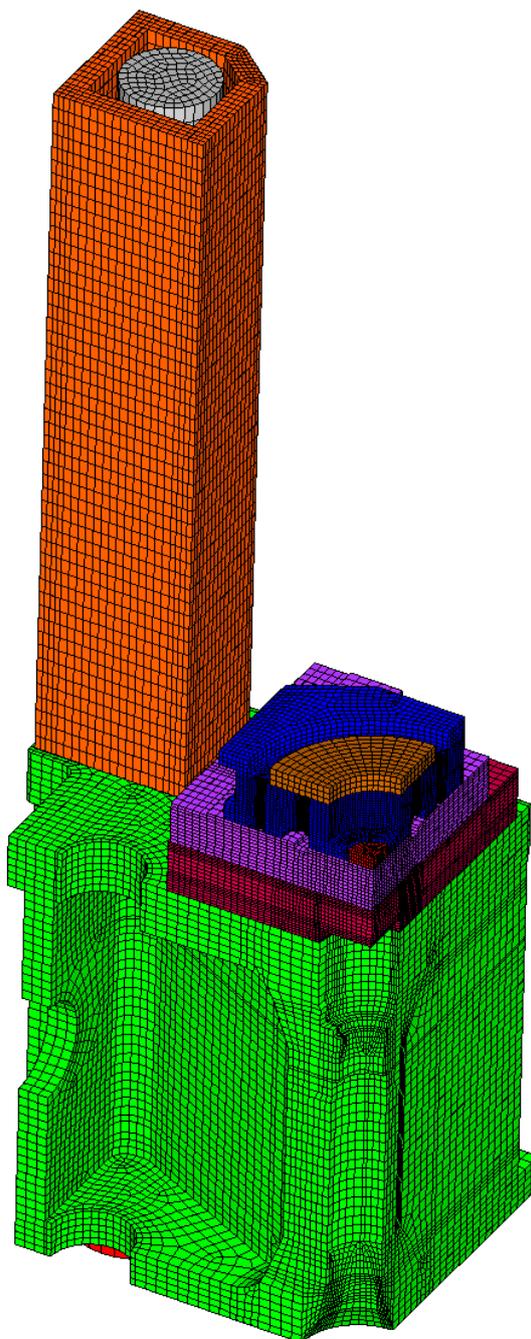


Рисунок 20. Конечно-элементная модель узла «основание–штамповый набор»

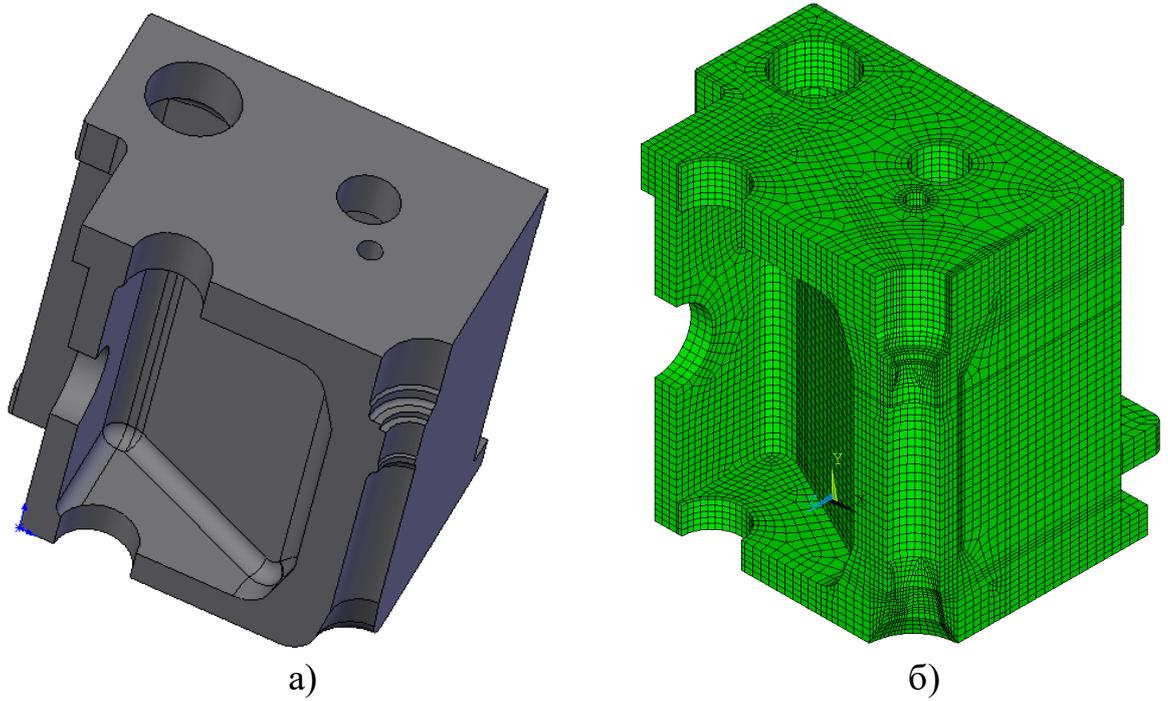


Рисунок 21. Геометрическая а) и конечно-элементная б) модели основания

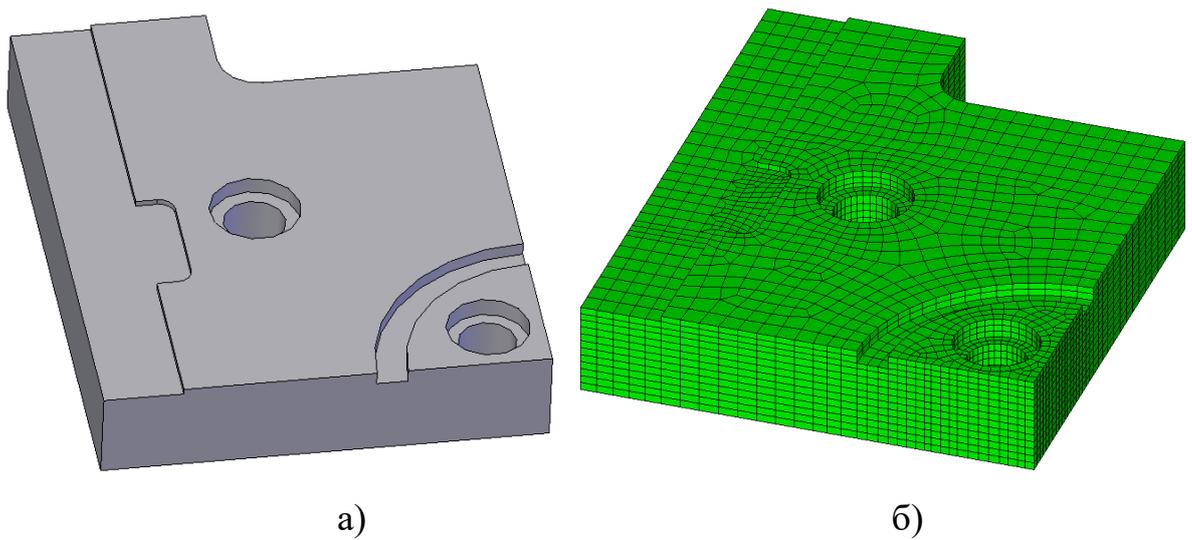


Рисунок 22. Геометрическая а) и конечно-элементная б) модели верхней плиты

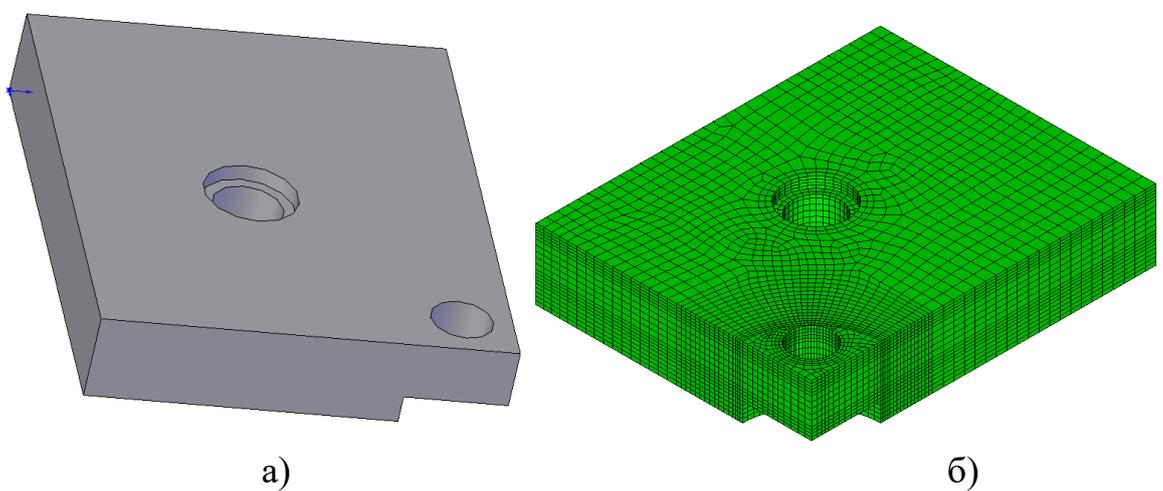


Рисунок 23. Геометрическая а) и конечно-элементная б) модели опорной плиты

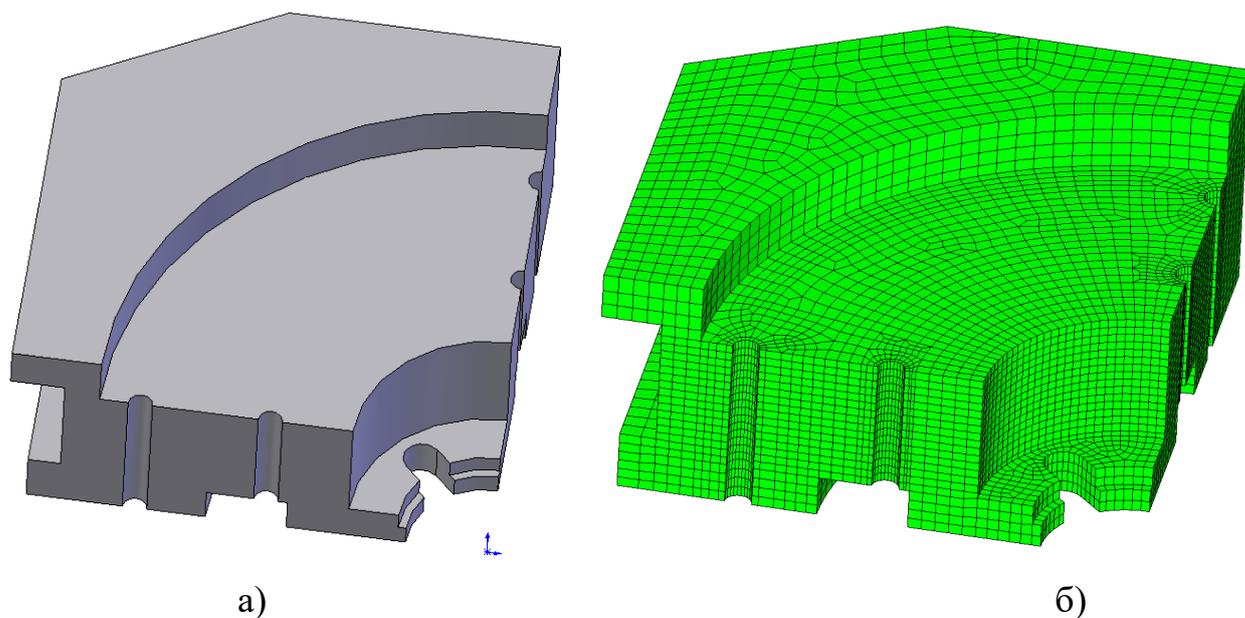
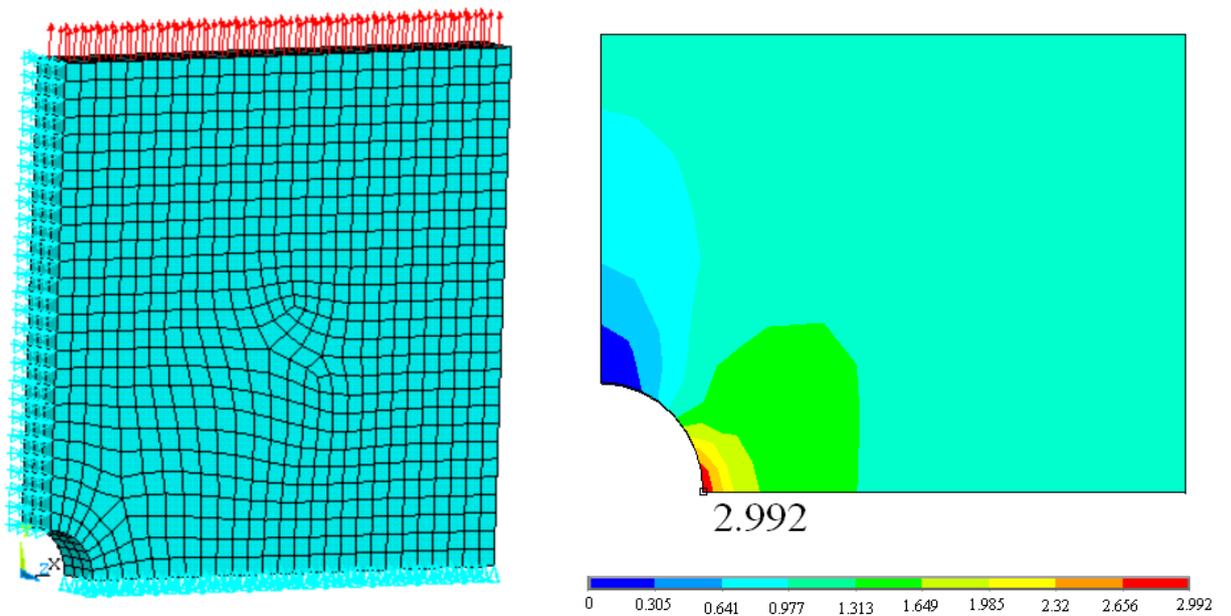


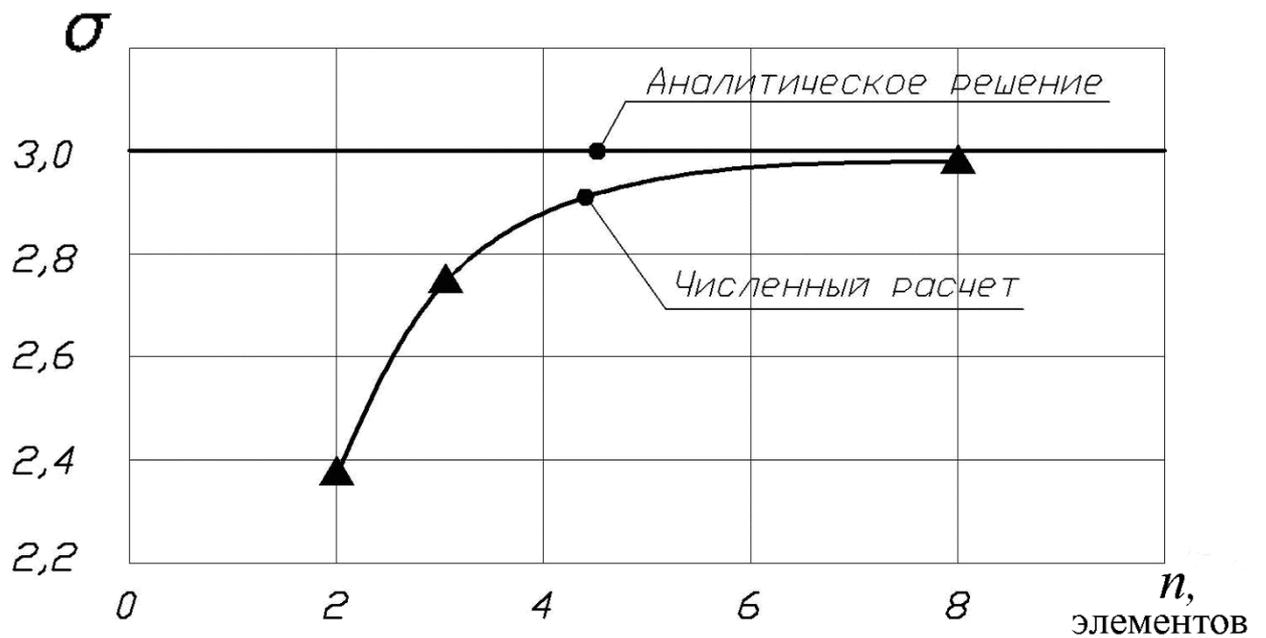
Рисунок 24. Геометрическая а) и конечно-элементная б) модели штамподержателя

Многолетний опыт обследования прессов различной конструкции, эксперименты на моделях из оптически чувствительных материалов и расчеты методом конечного элемента (МКЭ) показывают, что технологические отверстия в стенках и полках базовых деталях прессы являются концентраторами напряжений и вероятными местами возникновения усталостных трещин. Поэтому в области технологических отверстий к конечно-элементному разбиению предъявлены особые требования. Исследование плотности конечно-элементного разбиения в области технологических отверстий проводилось путем решения задачи об одноосном растяжении полосы с центральным отверстием (Задача Кирша), которая имеет точное аналитическое решение. При действии на полосу нагрузки, которая при отсутствии отверстия создало бы напряжения в 1 Па, максимальные напряжения на поверхности отверстия составят 3 Па. Тестовые расчеты показали, что наилучшим образом описывает напряженное состояние в области отверстий конечно-элементная сетка, в которой на дуге, соответствующей сектору окружности в  $90^\circ$ , расположено  $6 \div 8$  элементов. Погрешность вычислений при такой плотности разбиения не превышает 4%, что вполне приемлемо для инженерных расчетов (рисунок 25). На рисунках 26 – 27 показано конечно-элементное разбиение в области технологических отверстий подштамповых плит.



а)

б)



в)

Рисунок 25. Тестовая задача для выбора параметров плотности конечно-элементного разбиения

а) Конечно-элементная модель, граничные условия нагружение (8 элементов на дуге, соответствующей сектору окружности в  $90^\circ$ );

б) Распределение растягивающих напряжений,  $\sigma_1$ , МПа;

в) Максимальные напряжения на контуре отверстия в зависимости от числа  $n$  элементов на дуге, соответствующей сектору окружности в  $90^\circ$

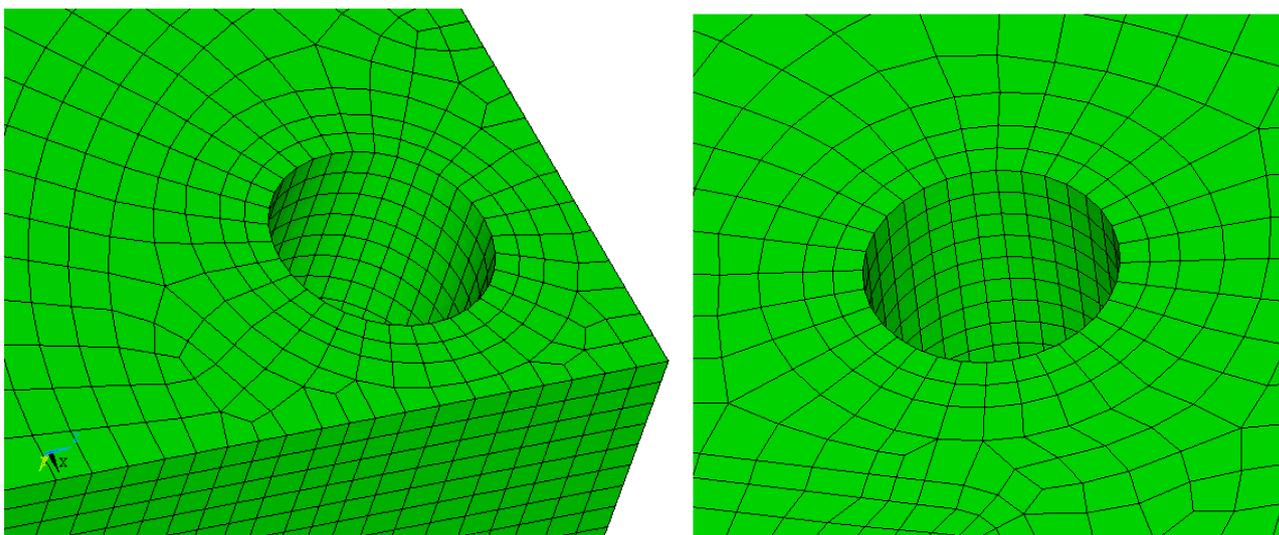


Рисунок 26.Конечно-элементное разбиение в области технологических отверстий в верхней плите

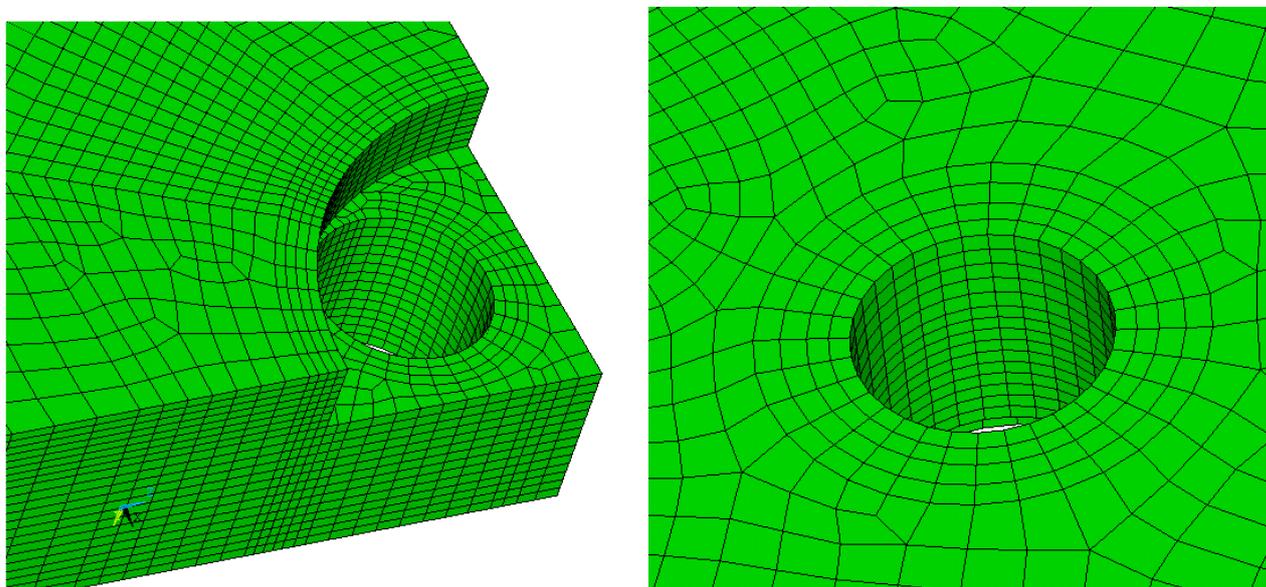


Рисунок 27.Конечно-элементное разбиение в области технологических отверстий в опорной плите

Между сопряженными деталями узла моделируются контактные взаимодействия с помощью элементов CONTA173 и TARGE170.

Задача определения напряженно-деформированного состояния подштамповых плит решается в линейно-упругой постановке. Свойства материалов, из которых выполнены базовые детали, были приняты следующими:

- модуль Юнга  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;
- коэффициент Пуассона для материала  $\mu = 0,27$ ;
- коэффициент трения  $f = 0,15$ .

Приведем основные механические характеристики материалов подштамповых плит, которые потребуются при дальнейшем анализе их напряженно-деформированного состояния. Плиты изготовлены из стали 17Г1С.

Предел временного сопротивления стали  $\sigma_B=510$  МПа;

Предел текучести стали  $\sigma_T=280$  МПа.

Плиты работают в условиях отнулевого цикла. В справочной литературе нет упоминаний об усталостных испытаниях деталей, выполненных из этой стали, соответственно нет точных данных о пределе выносливости отнулевого цикла  $\sigma_0$ . Однако, по известным зависимостям, полученным Серенсеном и Кина-сошвили:

$$\eta = (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0 \quad (2.1)$$

и Хейвудом

$$\eta = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \quad (2.2)$$

можно получить интервал значений предела выносливости. В этих выражениях  $\eta$  – это коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла. Для большинства кованных металлов, используемых в прессостроении,  $\eta = 0.25 \div 0.4$  (статья Пылайкина [2]). Таким образом, предел выносливости стали  $\sigma_0 = 0.4 \div 0.6\sigma_B$ , т.е. порядка  $210 \div 310$  МПа. Для дальнейших расчетов принимаем  $\sigma_0 = 255$  МПа.

Таким образом, математическая модель исследуемого объекта построена и можно проводить расчеты.

### **2.2.2. Проведение расчетов математической модели в среде ANSYS на примере основания пресса SPR-R 9000 со штамповым набором**

В результате проведенных расчетов получено напряженно-деформированное состояние базовых деталей узлов «основание – штамповый набор».

Напряженное состояние верхней плиты в растянутой зоне (крайнее нижнее сечение) представлено на рисунке 28. Максимальные напряжения достигаются на поверхности отверстия №1.

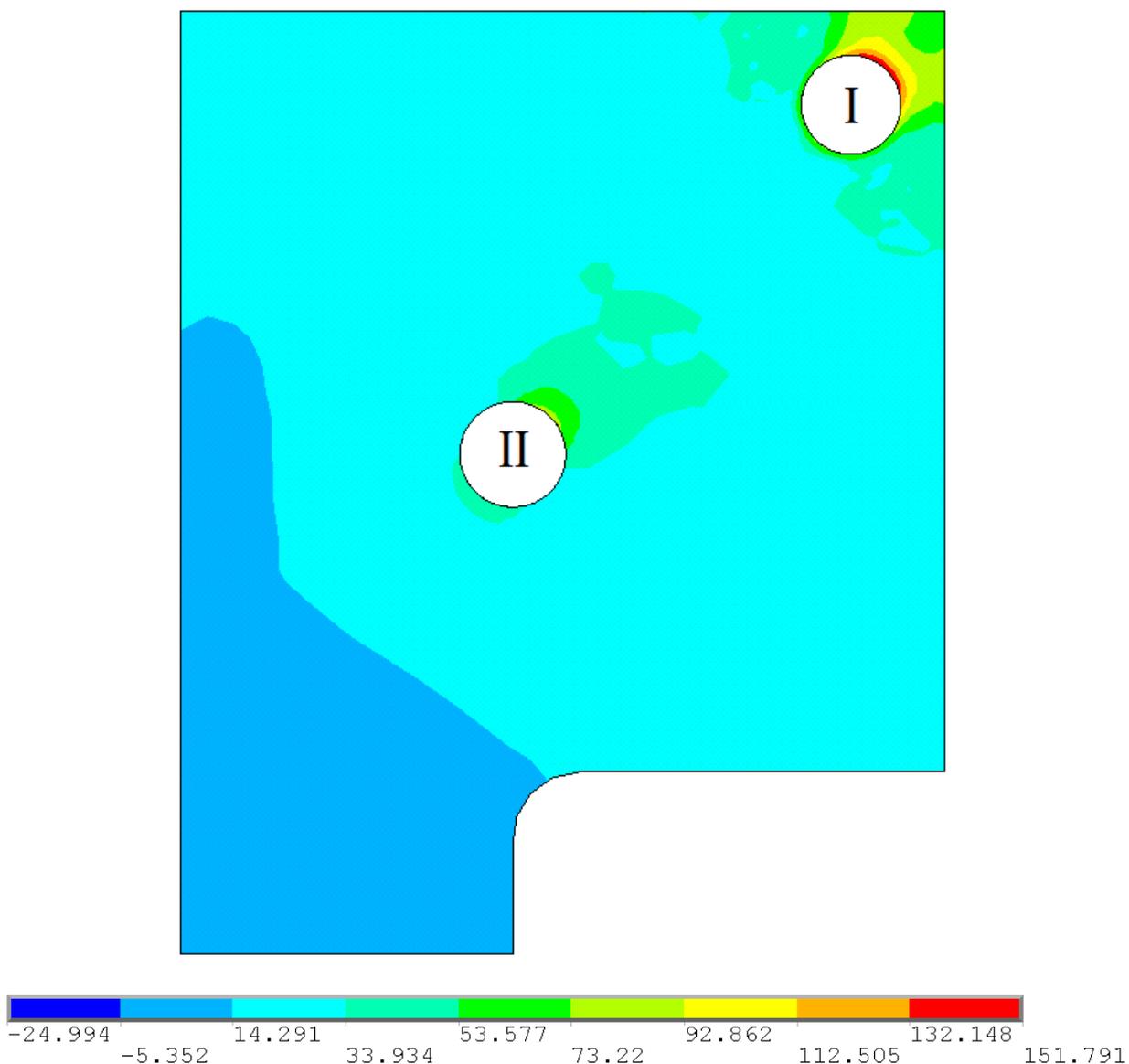


Рисунок 28. Нумерация отверстий и напряженное состояние верхней плиты в растянутой зоне (крайнее нижнее сечение),  $\sigma_1$ , МПа

На рисунке 29 показано напряженное состояние в области отверстий под выталкивателем. Для более ясного понимания картины распределения напряжений на поверхности технологических отверстий в наиболее растянутом крайнем нижнем сечении построены эпюры (рисунок 30). Как видно, максимальные напряжения на контуре №I составили 152 МПа, на контуре № II – 83 МПа.

Запас прочности по усталости для верхней плиты будет равен:

$$n = \sigma_0 / \sigma_1^{max} = 255 / 152 = 1,68$$

Запас по усталости для верхней подштамповой плиты превосходит минимально допустимое значение  $[n] = 1.2$ , деталь имеет неограниченную долговечность.

Рассмотрим теперь напряженное состояние опорной плиты. На рисунке 31 представлено напряженное состояние плиты в растянутой зоне. На рисунке 32 показано напряженное состояние на контурах отверстий. Эпюры напряжений по контурам технологических отверстий представлены на рисунке 33. Максимальные напряжения в опорной плите составили 126 МПа, что также недостаточно для образования усталостных трещин.

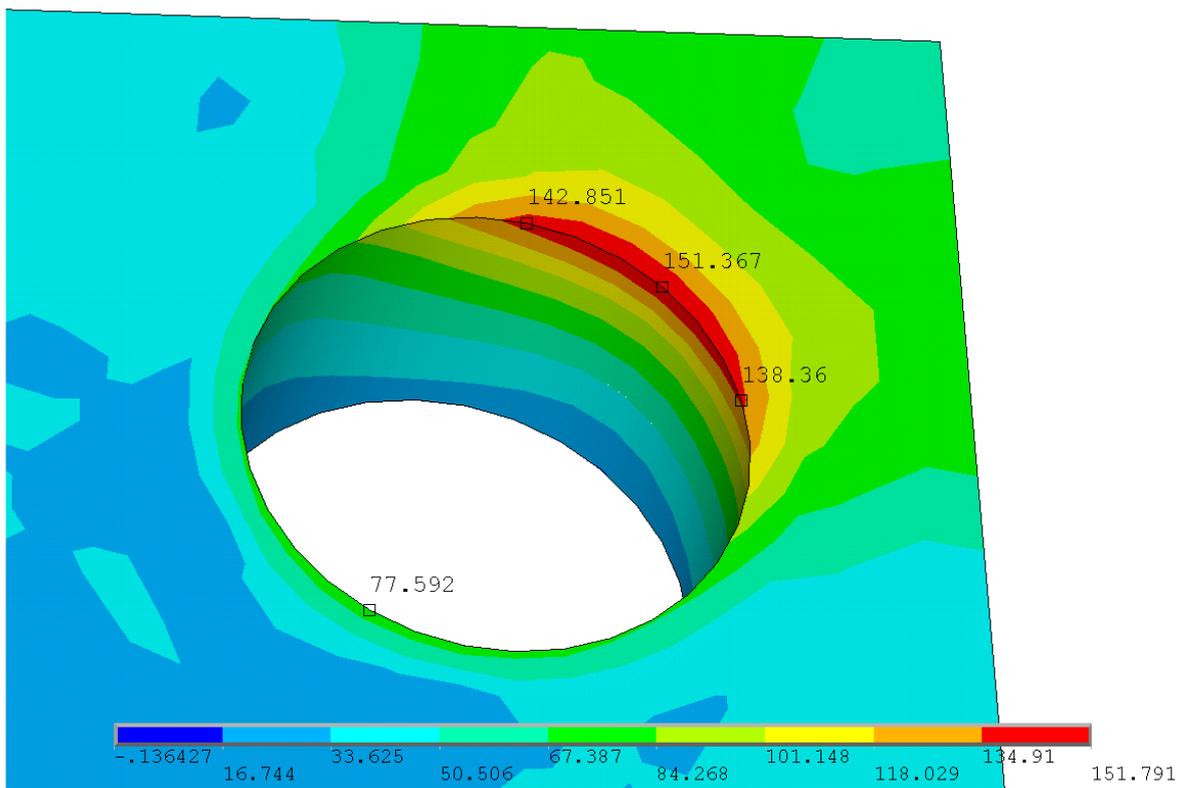
Запас прочности по усталости для опорной плиты будет равен:

$$n = \sigma_0 / \sigma_1^{max} = 255 / 126 = 2,02$$

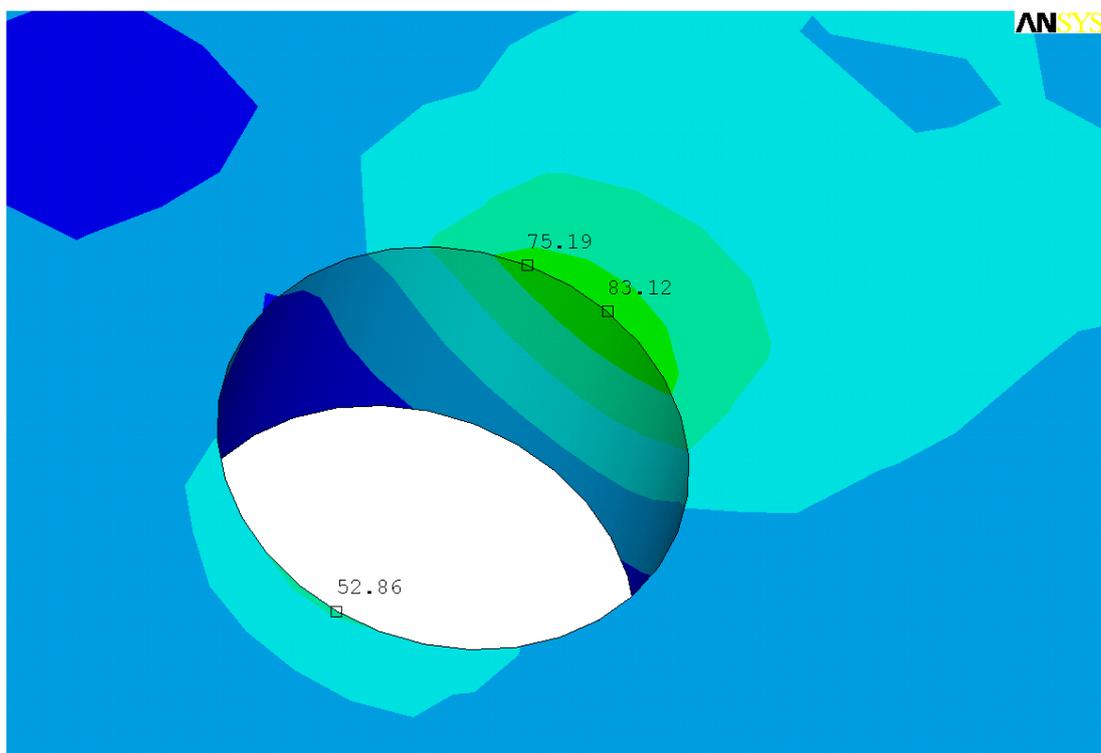
Запас по усталости для опорной подштамповой плиты превосходит минимально допустимое значение  $[n] = 1.2$ , деталь также имеет неограниченную долговечность.

По результатам проведенных расчетов можно сделать вывод о том, что уровень растягивающих напряжений при работе прессы в проектном режиме недостаточен для образования усталостных трещин.

Однако при проведении обследования были обнаружены трещины в области технологических отверстий плит. Таким образом, необходимо найти причину возрастания напряжений до величины, достаточной для разрушения деталей. Проверить соблюдение проектных режимов работы, отсутствие эксцентриситета и изношенных поверхностей базовых деталей. Для этого понадобятся подтвержденные методики проведения неразрушающего контроля, электротензометрии и системы контроля за соблюдением режимов работы.



a)



б)

Рисунок 29. Напряженное состояние верхней плиты в области технологических отверстий,  $\sigma_1$ , МПа

- а) отверстие №I;
- б) отверстие №II.

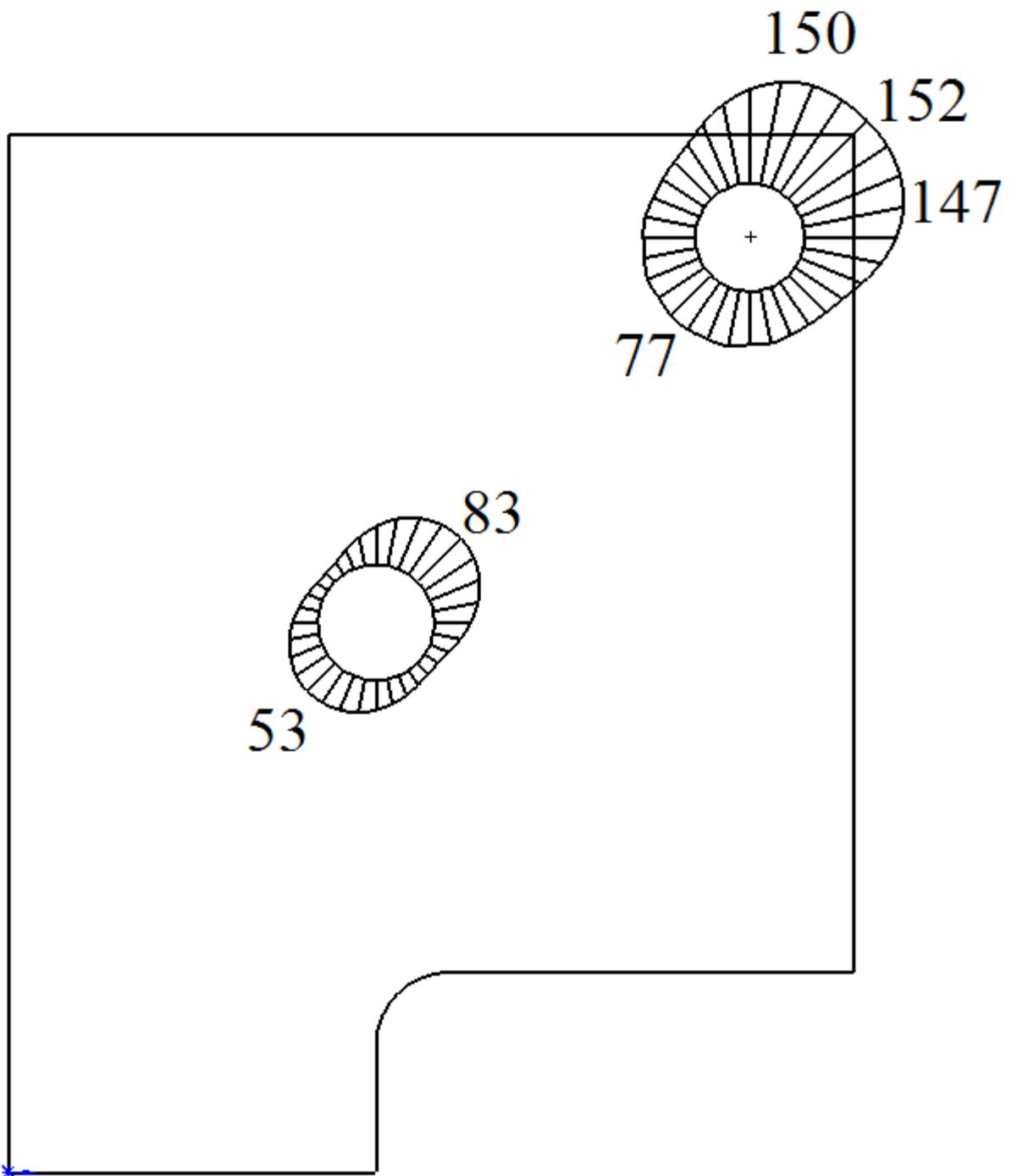


Рисунок 30. Эпюра напряжений на контурах технологических отверстий верхней плиты в растянутой зоне,  $\sigma_1$ , МПа

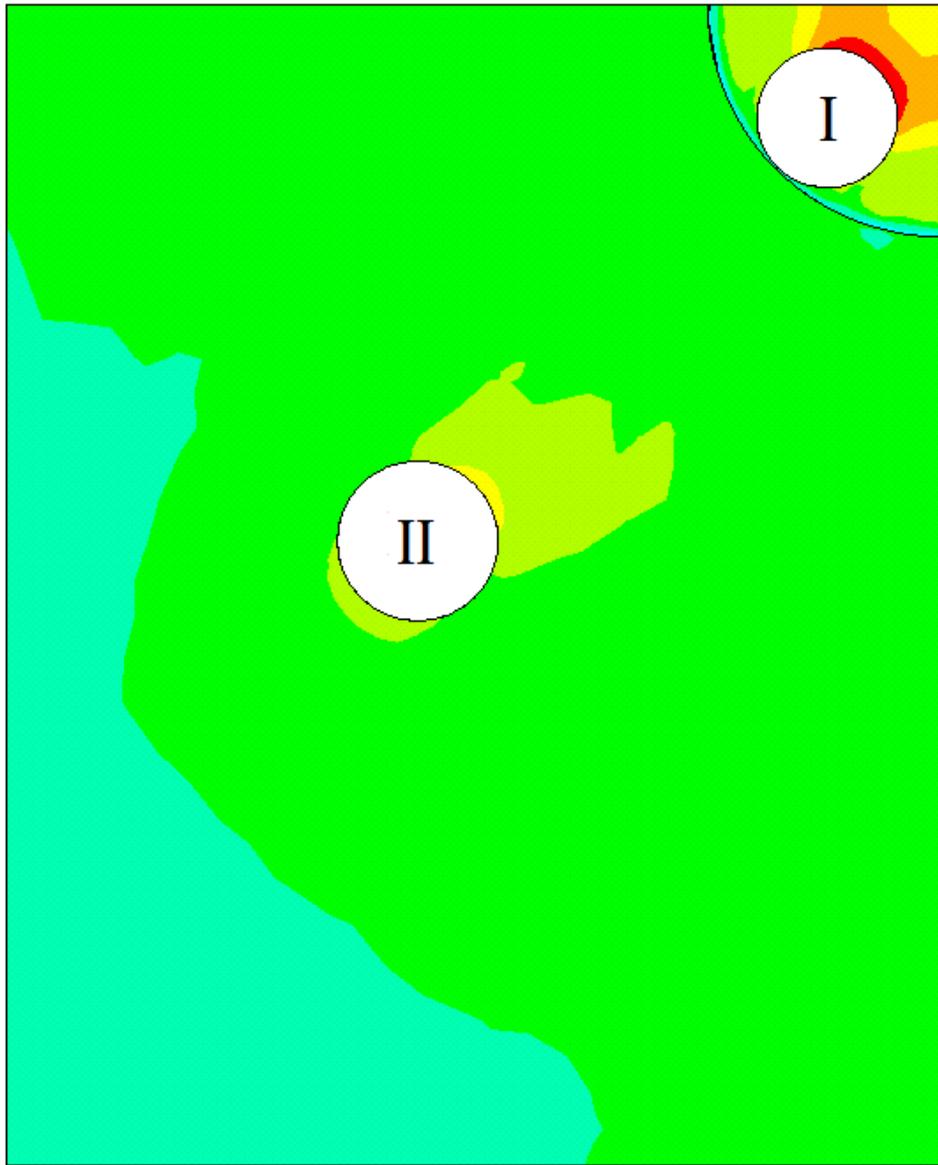
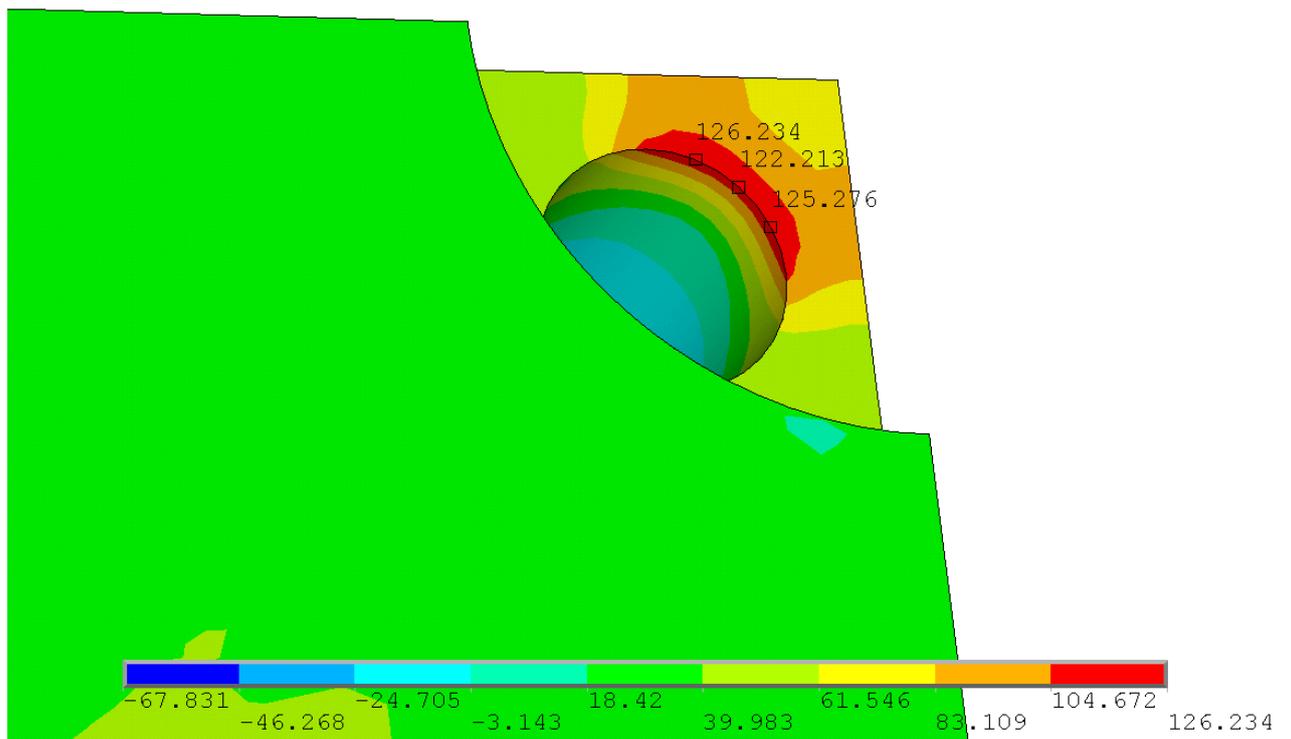
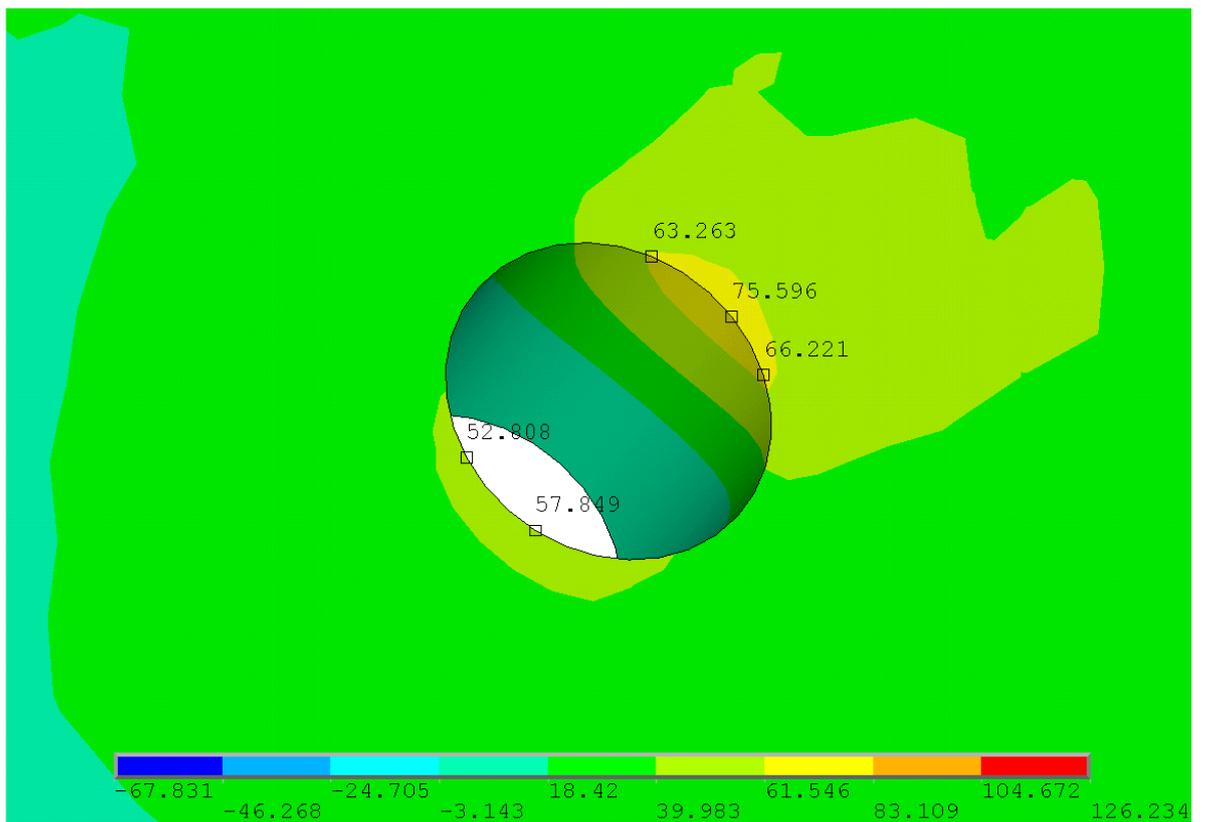


Рисунок 31. Нумерация отверстий и напряженное состояние опорной плиты в растянутой зоне,  $\sigma_1$ , МПа



a)



б)

Рисунок 32. Напряженное состояние опорной плиты в области технологических отверстий,  $\sigma_1$ , МПа  
 а) отверстие № I;  
 б) отверстие № II.

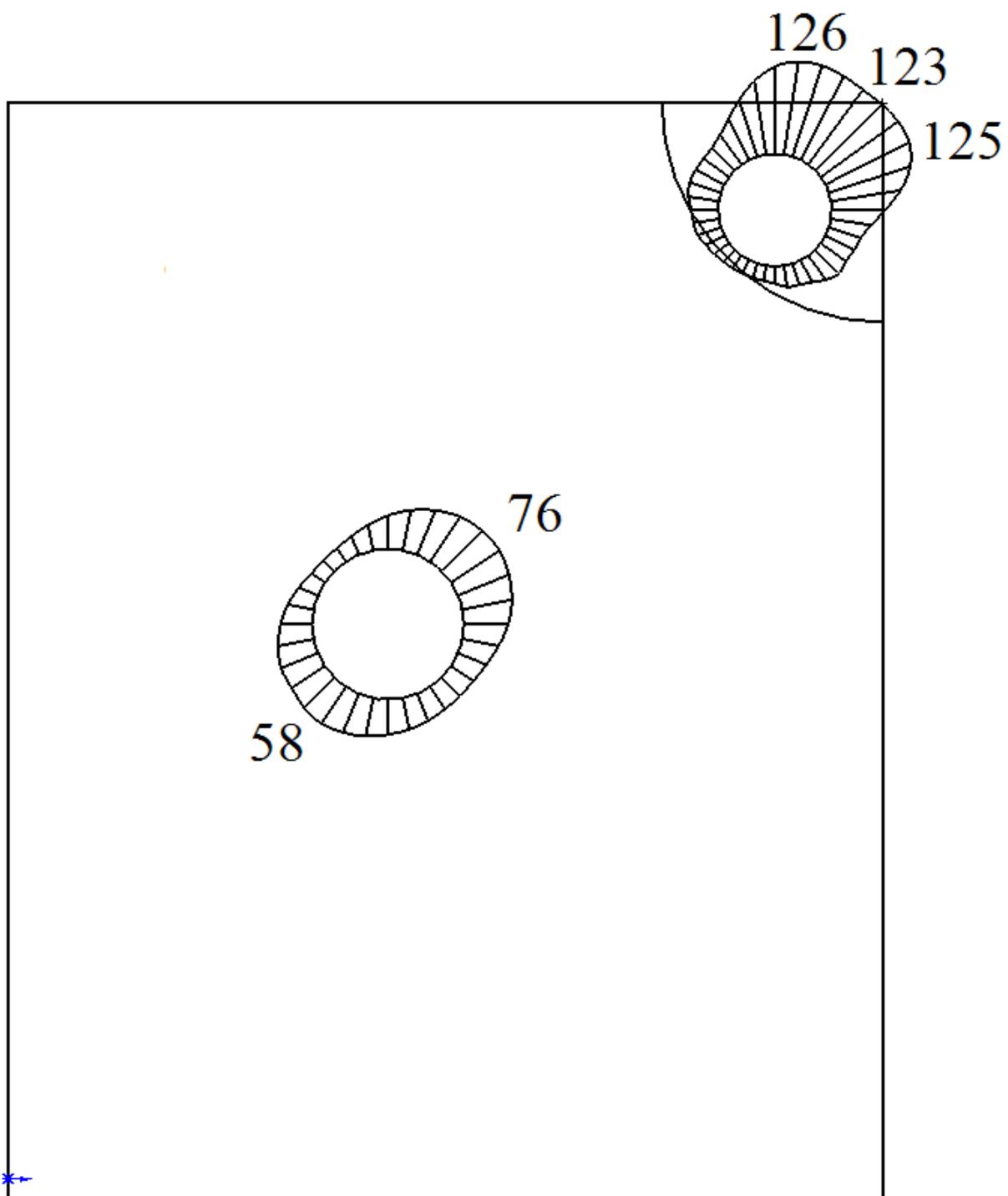


Рисунок 33. Эпюра напряжений на контурах технологических отверстий опорной плиты в растянутой зоне,  $\sigma_1$ , МПа

## **2.3. Методы неразрушающего контроля, применяемые для оценки состояния базовых деталей объектов тяжелого машиностроения**

При выполнении дефектоскопии тяжелых машин первостепенное внимание уделяется традиционным зонам концентрации напряжений, таким как технологические отверстия и радиусные переходы стенок.

Для выявления дефектов в корпусных деталях применяются следующие методы неразрушающего контроля:

- капиллярный;
- вихретоковый;
- визуально-измерительный.

### **2.3.1. Капиллярный метод**

Капиллярная дефектоскопия является одним из основных методов неразрушающего контроля и предназначена для обнаружения поверхностных и сквозных дефектов в объектах контроля, определения их расположения, протяженности и ориентации на поверхности. Капиллярный метод неразрушающего контроля основан на капиллярном проникновении внутрь дефекта индикаторных жидкостей, хорошо смачивающих материал объекта – поверхность контроля, и последующей регистрации индикаторных следов.

При контроле красящий пенетрант наносится на контролируемую поверхность и благодаря своим особым качествам под действием капиллярных сил проникает в мельчайшие дефекты, имеющие выход на поверхность объекта контроля. Проявитель, наносимый на поверхность объекта контроля через некоторое время после осторожного удаления с поверхности пенетранта, растворяет находящийся внутри дефекта краситель и за счет диффузии “вытягивает” оставшийся в дефекте пенетрант на поверхность объекта контроля. Имеющиеся дефекты видны достаточно контрастно. Индикаторные следы в виде линий указывают на трещины или царапины, отдельные точки – на поры.

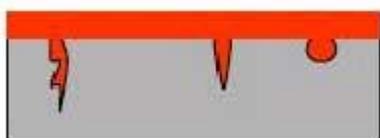
Для простоты понимания процесс капиллярного неразрушающего контроля можно разделить на 5 этапов: 1 – подготовка поверхности, 2 – нанесение пенетранта, 3 – удаление пенетранта, 4 – нанесение проявителя, 5 – контроль.

## 1 – предварительная очистка поверхности:



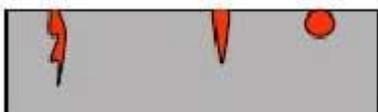
Чтобы краситель мог проникнуть в дефекты на поверхности, ее предварительно следует очистить водой или органическим очистителем. Все загрязняющие вещества (масла, ржавчина, и т.п.) любые покрытия должны быть удалены с контролируемого участка. После этого поверхность высушивается, чтобы внутри дефекта не оставалось воды или очистителя.

## 2 – нанесение пенетранта:



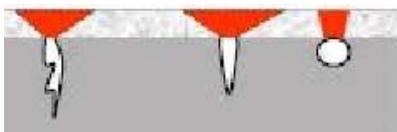
Пенетрант, обычно красного цвета, наносится на поверхность путем распыления, как правило, при температуре 5...50°C, на время 5...30 мин.

## 3 - удаление излишков пенетранта:



Избыток пенетранта удаляется протиркой салфеткой или промыванием тем же очистителем, что и на стадии предварительной очистки. При этом пенетрант должен быть удален только с поверхности контроля, но никак не из полости дефекта.

## 4 – нанесение проявителя:



После просушки сразу же на поверхность контроля тонким ровным слоем наносится проявитель белого цвета.

## 5 – контроль:

Выявление имеющихся дефектов начинается непосредственно после окончания процесса проявки. При контроле выявляются и регистрируются индикаторные следы, интенсивность окраски которых говорит о глубине и ширине раскрытия дефекта, чем бледнее окраска, тем дефект мельче. Интенсивную окраску имеют

глубокие трещины (рисунок 34). После проведения контроля проявитель удаляется водой или очистителем.



Рисунок 34. Трещина, обнаруженная с помощью капиллярного метода неразрушающего контроля

### 2.3.2. Вихретоковый метод контроля

В случае затруднения при определении границы развития трещины методом капиллярной дефектоскопии применялся вихретоковый метод.

Вихретоковый метод контроля основан на анализе взаимодействия внешнего электромагнитного поля с электромагнитным полем вихревых токов, наводимых возбуждающей катушкой в электропроводящем объекте контроля этим полем. В качестве источника электромагнитного поля чаще всего используется вихретоковый преобразователь. Импульсный ток, действующий в преобразователе, создает электромагнитное поле, которое возбуждает вихревые токи в электромагнитном объекте. Электромагнитное поле вихревых токов воздействует на

катушки преобразователя, наводя в них ЭДС или изменяя их полное электрическое сопротивление. Регистрируя напряжение на преобразователе, получают информацию о свойствах объекта контроля.

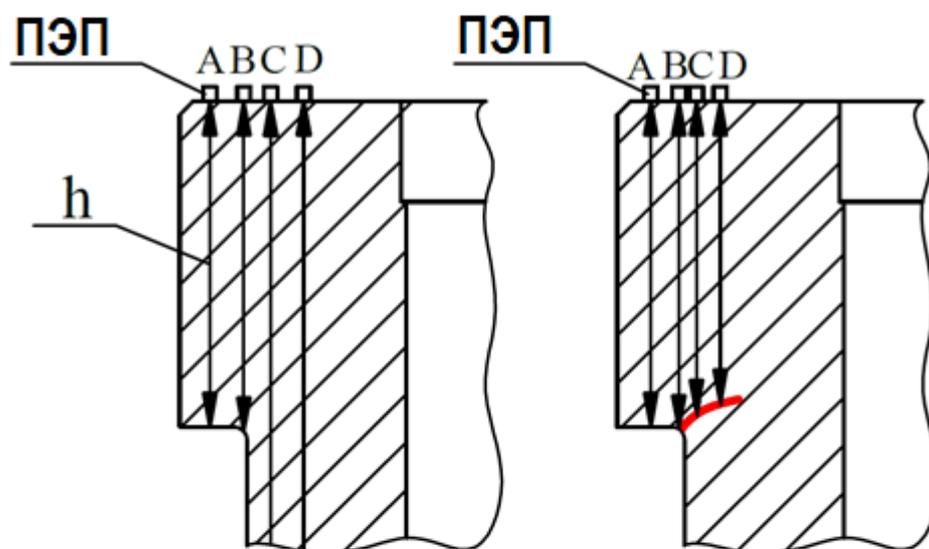
Вихретоковый метод применяется в основном для контроля качества электропроводящих объектов, например, металлов. Приборы и установки, реализующие вихретоковый метод, широко используются для обнаружения несплошностей материалов и структурного состояния.

Дефектоскопы, реализующие вихретоковый метод, предназначены для обнаружения различных трещин, расслоений, закатов, раковин, неметаллических включений и т. д. Метод позволяет выявлять трещины глубиной от 0,5 мм, протяженностью  $1 \div 2$  мм.

### **2.3.3. Ультразвуковой метод контроля**

Рассмотрим методику поиска трещин на примере галтели фланца гидравлического цилиндра, основанную на предложениях, сделанных в работе [38]. На экране ультразвукового дефектоскопа на горизонтальной шкале откладывается глубина поверхности, которая отражает испускаемый сигнал, на вертикальной шкале – амплитудное значение сигнала в децибелах. При обследовании участка цилиндра без дефектов при перемещении преобразователя от точки «А» к точке «D» (рисунок 35 а) у отражающегося эхо-сигнала увеличивается глубина и снижается амплитуда. В момент, когда фланец заканчивается и пьезоэлектрический преобразователь (ПЭП) встаёт над стенкой гидравлического цилиндра эхо-сигнал исчезает, т.к. не попадает в отображаемый диапазон по глубине. При обследовании детали с дефектом (рисунок 35, б) расстояние до сигнала по горизонтальной шкале уменьшается, т.к. глубина залегания поверхности дефекта, отражающей сигнал, меньше, чем на бездефектном участке, а сам сигнал увеличивается по амплитуде, если дефект не уменьшается в размерах.

Метод ультразвукового контроля позволяет определить наличие внутренних дефектов практически у любой базовой детали. Он позволяет определить состояние зон концентрации напряжений, не прибегая к разборке оборудования, например, проверить резьбовые участки колонн или галтели гидроцилиндров.



### Экран дефектоскопа

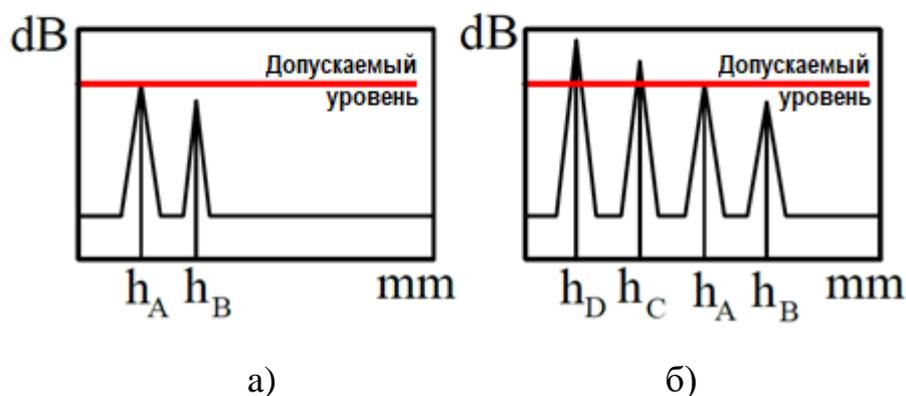


Рисунок 35. Схема выполнения контроля со стороны фланца:  
 б – на участке без дефекта; в – на участке с дефектом.

## 2.4. Определение напряженного состояния с помощью метода электротензометрии

### 2.4.1. Основы метода электротензометрии при исследовании напряженно-деформированного состояния

Для определения напряженно-деформированного состояния деталей в условиях реальной работы пресса с учетом динамики процесса нагружения наиболее точным является метод электротензометрии, основанный на принципе изменения электрического сопротивления проводника при его растяжении или сжатии [63].

В качестве чувствительных элементов датчиков, разработанных для измерения деформаций, применяются тензорезисторы. Проволочный тензорезистор массового применения (рисунок 36) представляет собой плоскую петлеобразную проволочную обмотку 2 прямоугольной формы (решетку), к концам которой припаяны выводы из медной проволоки 4. Проволочная решетка с помощью специального клея 3 закрепляется на тонкой бумажной подложке 1.

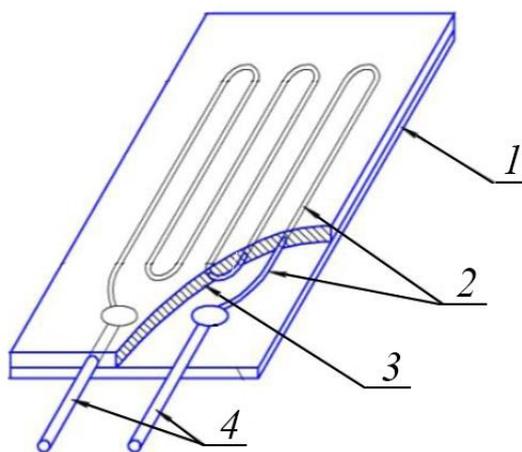


Рисунок 36. Конструкция проволочного тензорезистора

Тензодатчик, установленный на деталь, испытывает те же деформации, что и поверхностный слой материала детали в месте наклейки датчика. Тензорезистор сконструирован так, что поперечное деформирование не приводит к изменению сопротивления датчика, он реагирует только на продольные деформации. Для регистрации изменения сопротивления тензодатчика, вызванного деформациями исследуемого корпуса детали, один или несколько тензорезисторов соединяют в измерительный мост различных модификаций: «четверть моста», «полумост», «полный мост».

При исследовании напряженно-деформированного состояния деталей пресса измерения проводились по полумостовой схеме, которую рассмотрим далее. Полумостовая схема состоит из трех функциональных частей (рисунок 37). Это источник постоянного напряжения  $U$ , четыре резистора, образующие мост ( $R_1, R_4$  – тензодатчики;  $R_2, R_3$  – резисторы, дополняющие мост), и схема, регистрирующая выходное напряжение моста  $\Delta U$ .

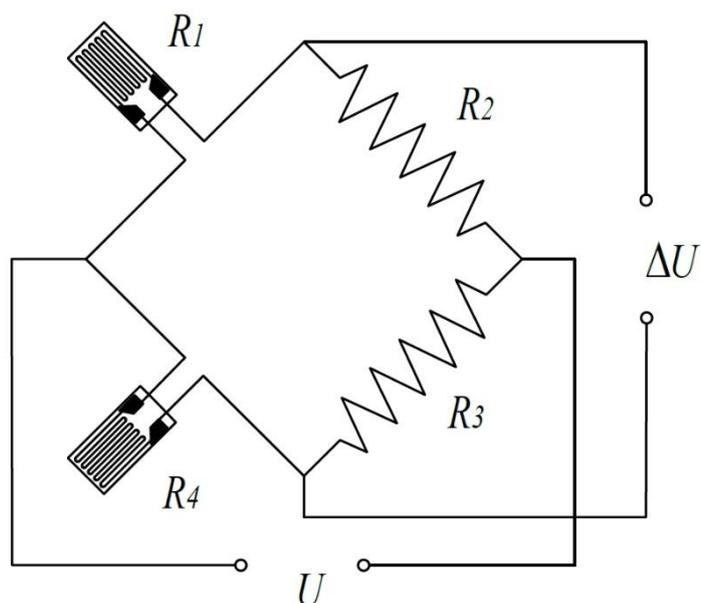


Рисунок 37. Полумостовая схема подключения тензодатчиков

Рассматриваемая мостовая схема находится в равновесии, т.е.  $\Delta U=0$ , если выполняется условие:

$$R_1 \cdot R_3 = R_2 \cdot R_4 \text{ или } \frac{R_1}{R_2} = \frac{R_4}{R_3}$$

Выходное напряжение  $\Delta U$  регистрируется при изменении сопротивления тензодатчиков  $R_1$  и  $R_4$  на величины  $\Delta R_1$  и  $\Delta R_4$ . Такие изменения сопротивления возникают, например, вследствие деформации или изменения температуры тензорезисторов.

В качестве регистрирующей аппаратуры при проведении тензометрических работ используется специальный мерительный комплекс на основе 8-канального измерительного усилителя *HBM «Spider8»*.

Принципиальная схема измерения деформаций методом электротензометрии детали (рисунок 38), находящейся в одноосном напряженном состоянии, выглядит следующим образом: на исследуемую деталь в направлении растягивающей (сжимающей) силы с помощью клея крепится рабочий тензорезистор  $R_1$ , для исключения влияния температуры в измерительную схему включают компенсационный датчик  $R_4$ , расположенный перпендикулярно к рабочему датчику, соединительными проводами тензодатчики подключаются в измерительный усилитель «*Spider8*»; регистрируемые прибором электрические параметры цепи в

виде отношения измеряемого напряжения к питающему ( $\Delta U/U$ ) передаются и записываются в компьютере, где в дальнейшем они обрабатываются.

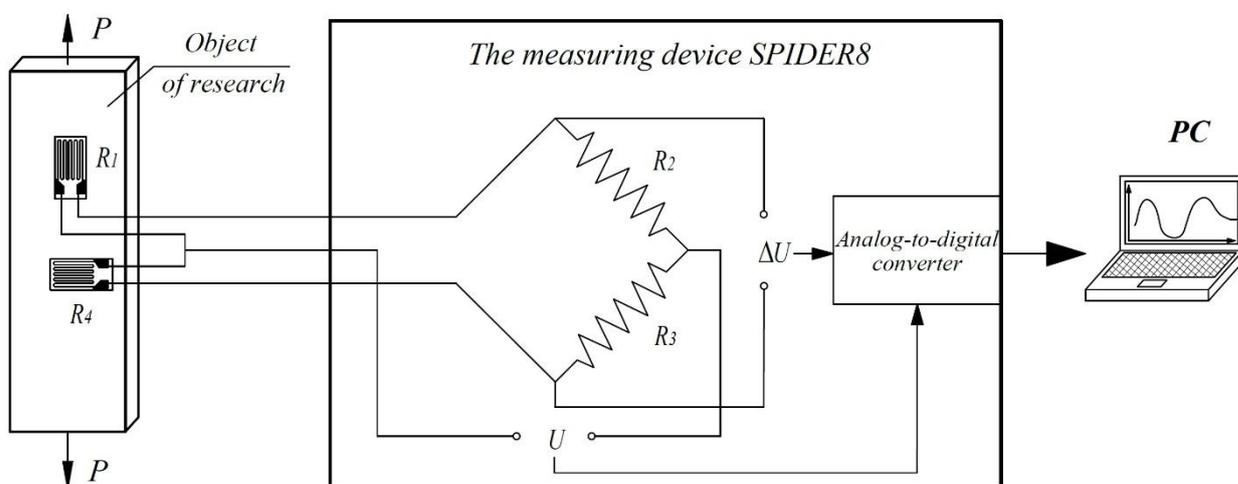


Рисунок 38. Принципиальная схема измерения деформаций образца методом электротензометрии

Для расчета фактических значений деформаций рассмотрим некоторые зависимости. Отношение ( $\Delta U/U$ ) пропорционально  $\Delta R/R$ , т.е.

$$\frac{\Delta U}{U} = K \Delta R/R,$$

где  $K$  – коэффициент пропорциональности для рассматриваемой полумостовой схемы.

Учитывая, что

$$\Delta R/R = S\varepsilon,$$

где  $S$  – коэффициент тензочувствительности датчика, можно определить относительные деформации:

$$\varepsilon = \frac{\Delta U}{U} \frac{1}{KS}.$$

Зная деформации  $\varepsilon$  и учитывая, что напряженное состояние деталей в местах установки датчиков является одноосным, напряжения  $\sigma$  определяются как

$$\sigma = E\varepsilon_{max}, \text{ где}$$

$E = 2,07 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль Юнга для стали,

$\varepsilon_{max}$  - деформации, приведенные к максимальной нагрузке.

#### **2.4.2. Методика контроля затяжки гаек колонн методом электротензометрии**

Контроль силы затяжки гаек колонн методом электротензометрии основан на анализе графика изменения напряжений в колонной проставке прессы и графика силы деформирования. Под действием усилия затяжки в колонной проставке возникают сжимающие напряжения (рисунок 39, а). Под действием рабочего усилия  $P$  напряжения сжатия проставки уменьшаются (рисунок 39, б). Если принять напряженное состояние колонной проставки на ненагруженном прессе за нулевое, то тензометрический датчик, установленный на проставке, будет фиксировать растягивающие напряжения от рабочей нагрузки. Если стык при достижении максимального значения силы прессования остается закрытым, то изменения в графиках напряжений колонной проставки будут происходить синхронно с графиком силы прессования, т.е. при увеличении рабочего усилия в местах установки тензодатчиков будет наблюдаться одновременный рост величины растягивающих напряжений, при сбросе рабочей нагрузки одновременное падение величины растягивающих напряжений до нулевого значения (рисунок 40, а).

Если колонна не имеет требуемой силы затяжки, то при увеличении рабочей нагрузки в какой-то момент времени значение растягивающих напряжений в колонной проставке примет постоянную величину, а график изменения напряжений станет горизонтальным, при этом будет наблюдаться дальнейшее увеличение силы прессования (рисунок 40, б). В таком случае произойдет раскрытие стыка между колонной проставкой и поперечинами прессы на величину  $\Delta$  (рисунок 39, в).

В связи со сравнительной простотой и достаточно полной информацией по затяжке колонны, этот способ может быть применен для изучения состояния затяжки гаек колонн прессов в цеховых условиях.

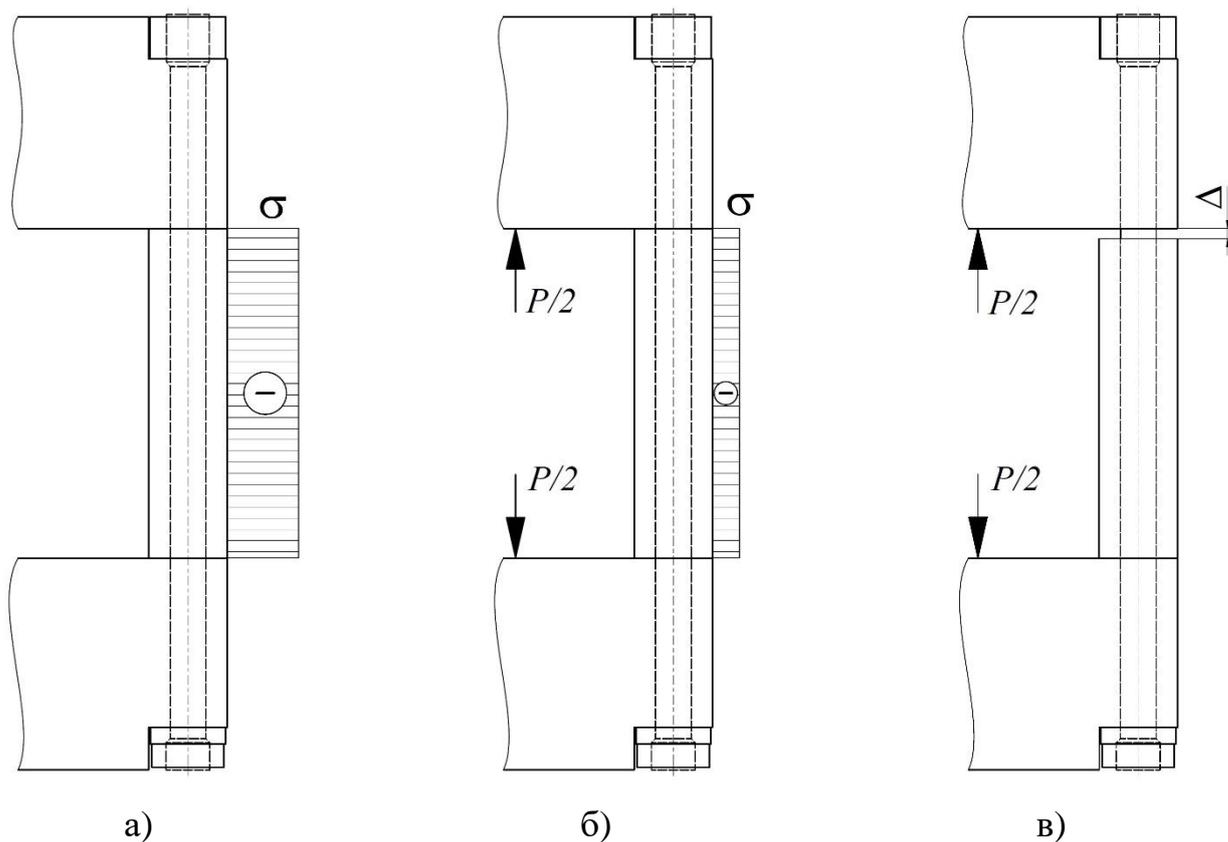


Рисунок 39.Эпюра напряжений в колонном стакане при различном усилии предварительной затяжки

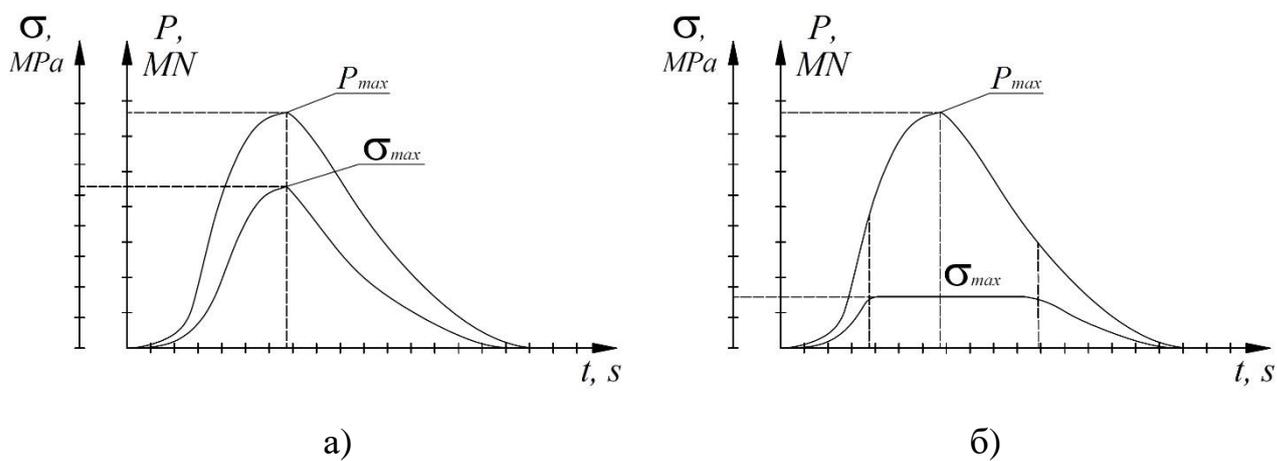


Рисунок 40.Графики изменения напряжений в колонной проставке в зависимости от силы нагружения прессы при различных усилиях предварительной затяжки гаек колонны

- а) усилие предварительной затяжки обеспечивает нераскрытие стыка
- б) недостаточное усилие предварительной затяжки

## 2.5. Пределы выносливости базовых деталей применяемые при определении запаса прочности на усталость

Наиболее развернутые, достоверные и подтвержденные пятью десятками лет результаты усталостных испытаний металлов для производства деталей тяжелых машин представлены в работе «Усталостная прочность сталей для прессов» [47], проведенной Гохбергом, Пылайкиным и Юшкевичем в 1971г. Для проведения испытаний сталей на усталость изготавливались специальные образцы в виде отливок и поковок. Технология образцов для испытаний полностью соответствовала технологии производства материала для производства базовых деталей на уральском заводе тяжелого машиностроения. Механические свойства, полученные в результате испытаний приведены в таблице 1.

Таблица 1

Механические характеристики сталей, применяемые для изготовления базовых деталей объектов тяжелого машиностроения

Параметр	Сталь					
	22К	35	40	50	35Л	25Л
$\sigma_B$ , МПа	455	510	541	683	594	490
$\sigma_{0,2}$ , МПа	248	244	279	352	308	310

Для проведения эксперимента в отфрезерованных и отшлифованных образцах сверлили отверстие. Количество экземпляров образцов для каждого эксперимента составляло от 8 до 15 штук. Ширина образца составляла  $b = 28 \div 51$  мм, а толщина порядка  $t = 10 \div 12$  мм. Эксперимент выполнялся с частотой 10 Гц при количестве циклов  $2 \cdot 10^6$ . Вид установки с захватами для образцов показана на рисунке 41. Параметры образцов и результаты испытаний представлены в таблице 2.6 в диссертационной работе Суркова И.А. [31].

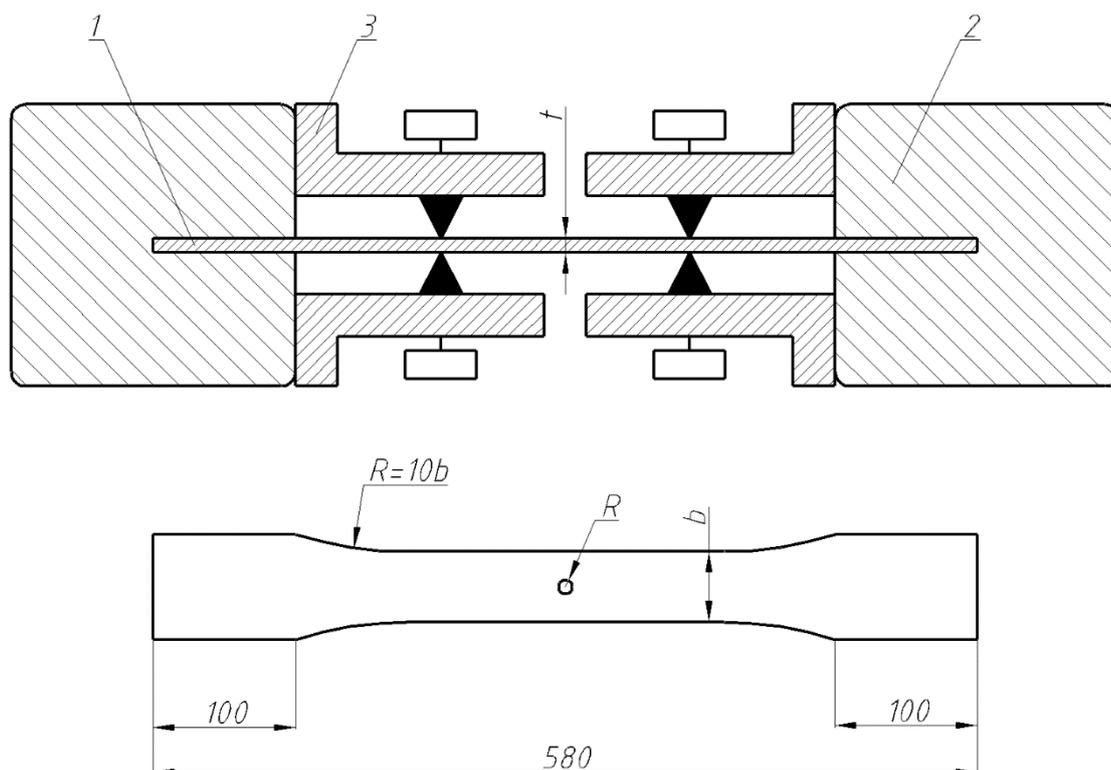


Рисунок 41. Схема установки образцов в захватах машины для проведения усталостных испытаний: 1 – образец; 2 – клиновые захваты; 3 – кронштейны с приспособлениями для фиксации положения образца.

Испытания на усталость, результаты которых приведены в таблице 2.6 работы [31], уникальны как по количеству испытанных сталей, так и по числу разновидных образцов. Эксперименты проводились при отнулевом и симметричном циклах. Однако приведенные результаты невозможно использовать для вычисления запасов усталостной прочности  $n$  общепринятой методологии в соответствии с формулой (1.1).

Тем не менее, используя результаты исследований [47], в работе [31] на их основе получены зависимости пределов выносливости сталей 22К, 35, 40, 50 от эффективной площади напряженной поверхности образца  $S$  для испытанных образцов (рисунок 42).

На основе полученных зависимостей для сталей 22К, 35, 40, 50, и исходя из того, что предел текучести для стали 35Л составляет  $\sigma_{0,2} = 208$  МПа, и предел прочности  $\sigma_B = 594$  МПа, допускается принять характер зависимости для литой стали 35Л  $\sigma_{0,2} - \lg S$  как и для испытанных образцов. Взяв за начальную

точку значение предела выносливости гладкого образца с эффективной площадью напряженной поверхности  $lgS = 4,33$ , полученная зависимость позволяет определить предел выносливости стали 35Л, равный  $\sigma_{0 max} = 190$  МПа [31].

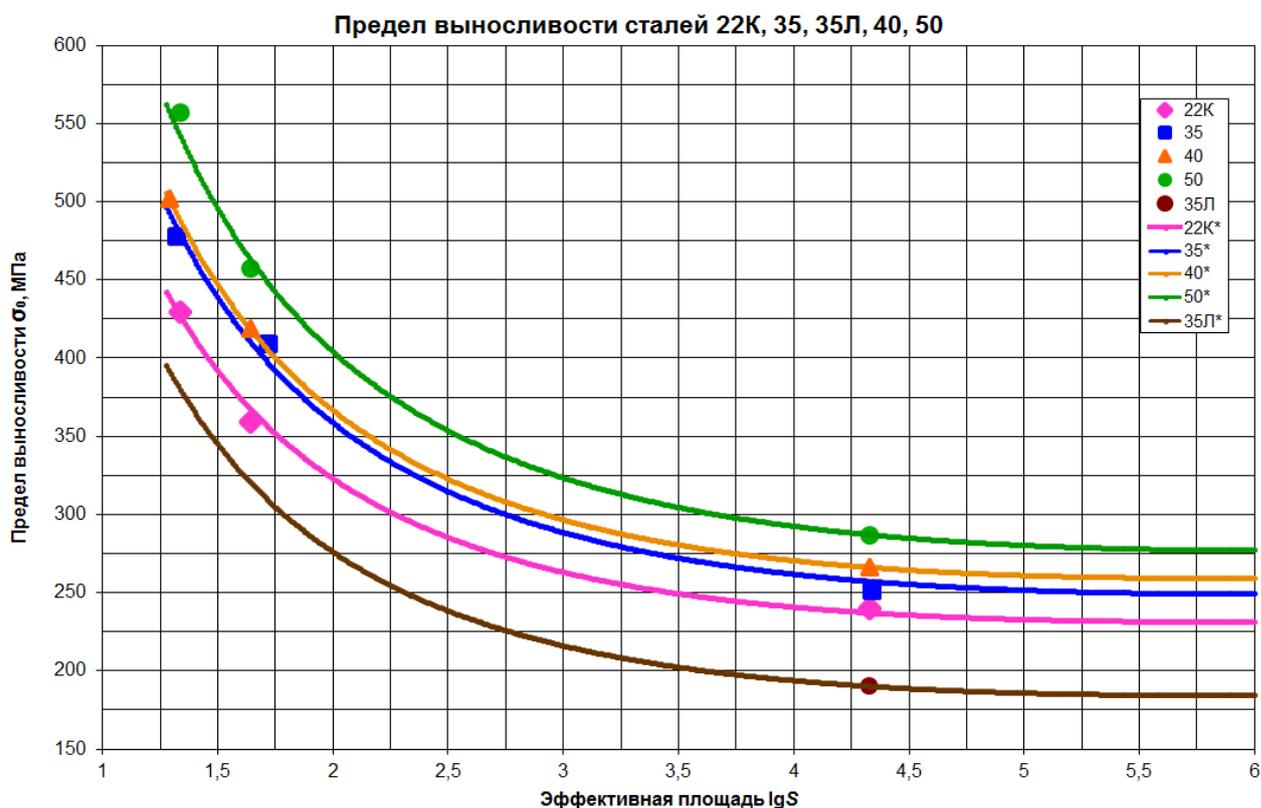


Рисунок 42. Соотношение пределов усталости сталей 22К; 35, 40; 50 от эффективной площади  $S$  испытанных образцов

## 2.6. Выводы по главе 2

Предложен и обоснован метод расчёта и определения напряженно-деформированного состояния конструкций тяжелых машин с помощью метода конечных элементов. Определена необходимая густота конечно-элементной сетки в зоне концентраторов напряжений для получения результатов с минимальной, по сравнению с аналитическими методами погрешностью (не более 4-х процентов).

Выбраны методы выполнения неразрушающего контроля, позволяющие выявлять трещины как в местах, доступных для контроля, так и в местах, не доступных для контроля.

Предложен метод проведения электротензометрии для определения напряженно-деформированного состояния базовых деталей и валидации результатов конечно-элементного анализа путем сравнения измеренных и посчитанных напряжений.

Предложена, теоретически и методически проработана система контроля нагружения и затяжки колонн с помощью метода электротензометрии.

Подтверждены графические зависимости, позволяющие связать площадь поверхности действия максимальных напряжений, действующих в конструкции, с пределом выносливости материала. Это позволяет использовать общепринятую методику определения запаса прочности по усталости для деталей, изготовленных из кованных сталей: 22К, 35, 40, 50, и литых сталей 25Л и 35Л.

## **ГЛАВА 3. ОБСЛЕДОВАНИЕ ОБЪЕКТОВ ТЯЖЕЛОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИЧИН РАЗРУШЕНИЯ, ПРОВЕДЕНИЕ ПРОВЕРОЧНЫХ РАСЧЁТОВ**

Представленные во второй главе методы расчета и контроля состояния деталей объектов тяжелого машиностроения позволяют перейти к проведению обследования, оценке напряженно-деформированного состояния и разработке технических предложения для продления их срока службы.

Поскольку различные элементы металлургического оборудования отличаются характером нагружения и напряженно-деформированным состоянием, а также индивидуальными особенностями расположения концентраторов напряжений, для их обследования необходимо применять индивидуальный подход.

### **3.1. Экспертиза и расчёт главных гидравлических цилиндров**

#### **3.1.1. Разрушения вблизи галтели перехода днища и стенки**

Появление и рост усталостных трещин в галтелях днищ гидроцилиндров является одной из основных причин отказов и разрушения гидравлических цилиндров мощных гидравлических прессов при воздействии циклической нагрузки [65]. Практика обслуживания и обследования прессов для формовки показала, что цилиндры, произведенные из стали ст35, разрушаются из-за трещин в галтели днища так же, как цилиндры из стали 25 ГС, приведенные на рисунке 43. Более подробно, эта тема освещена в публикации материалов конференции «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» [49].

Конструкционная качественная углеродистая сталь 35 используется для изготовления продукции, для которых нет необходимости в высокой прочности, работающих с небольшими напряжениями – цилиндры, колонны прессов, оси, коленчатые валы, тяги, поперечины, другие базовые детали. Эта сталь имеет предел текучести  $\sigma_T = 244$  МПа.

Сталь 25 ГС конструкционная низколегированная чаще используется для сварных конструкций. Её предел текучести несколько ниже и равен

$\sigma_T = 235$  МПа. Прочностные свойства стали 25ГС зависят от вида термообработки, температуры отпуска и сечения. Существенным различием стали 25ГС от 35 представляется её хорошая свариваемость. Сварку допускается выполнять без проведения предварительного нагрева, любыми доступными методами, без последующей термообработки швов. Таким образом, применение стали 25 ГС является экономически более целесообразным, чем работа со сталью 35.

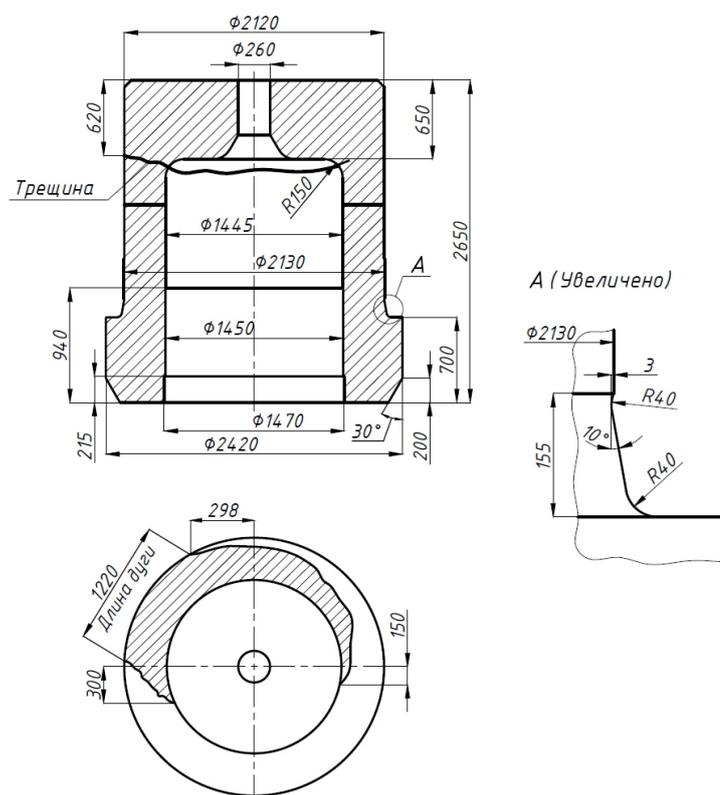


Рисунок 43.Схема расположения трещины, приведшей к разрушению гидроцилиндра усилием 50МН

Отдельно следует отметить, что обследование методами неразрушающего контроля ряда прессов после ремонта, в ходе которого трещины в гидроцилиндрах устраняются сваркой и сварочный материал имеет предел текучести 450МПа, наблюдается разрушение гидроцилиндров в области галтели непосредственно по сварному шву.

Для определения истинных причин разрушения цилиндров выполнен конечно-элементный расчет [59]. Напряженное состояние главных гидроцилин-

дров прессов для формовки общим усилием 35МН и 50МН представлено на рисунке 44, максимальные главные напряжения  $\sigma_1$ , определенные в галтелях днищ гидроцилиндров, равны соответственно 140.1МПа и 130.5МПа.

В гидроцилиндрах, произведённых из разных сталей, усталостные трещины всегда появляются в одной и той же зоне с равной величиной максимальных эквивалентных напряжений. Это означает, что источник появления усталостных трещин и разрушения днищ гидроцилиндров определяет не материал, а, вероятно, процесс производства, который не изменялся при выборе другой марки стали.

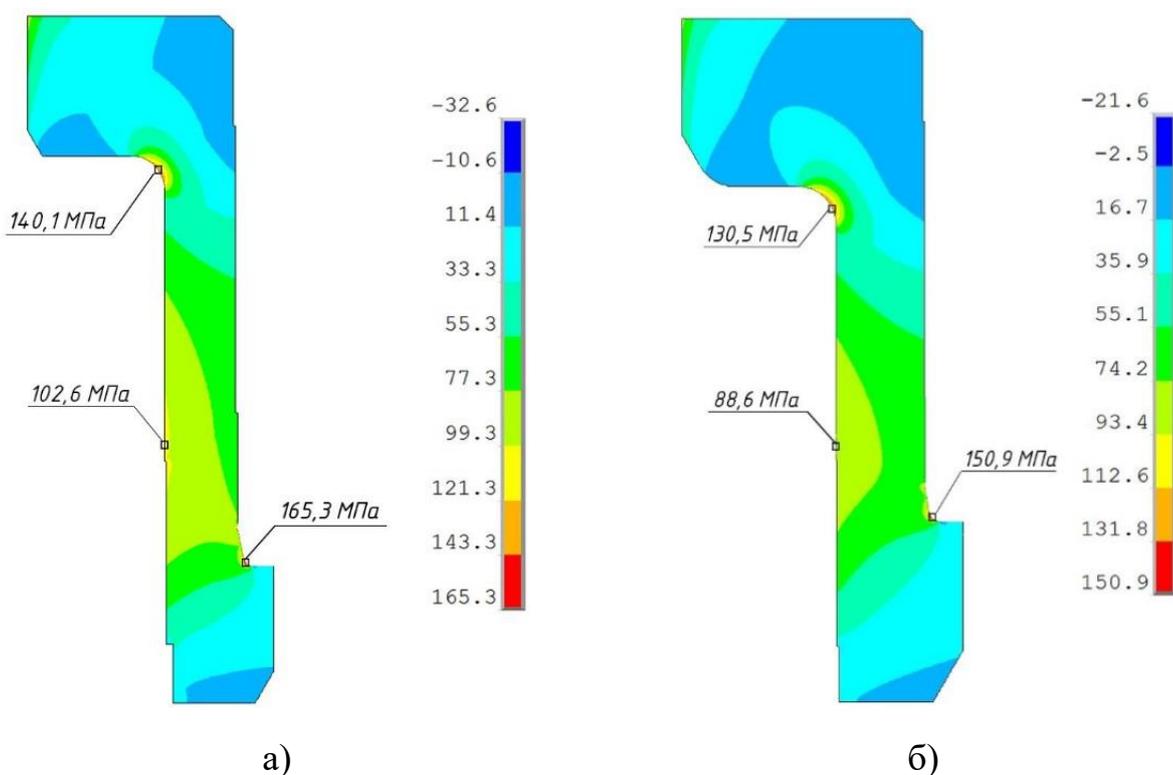


Рисунок 44. Напряженное состояние гидроцилиндров усилием 35МН и 50МН, изготовленных из 35 стали: а – гидроцилиндр усилием 35МН; б– гидроцилиндр усилием 50МН

Отчёт о влиянии причин разрушения днищ гидравлических цилиндров с принятой технологией проковки заготовок подтверждает результаты проведённых усталостных испытаний. Вес заготовки слитка около 79 тонн в полтора раза больше веса слитка днища, равного 57 тоннам, значит при одних и тех же усло-

вияхковки предел усталости для материала днища должен быть больше, чем предел усталости материала обечайки. Предел выносливости днища вблизи галтели составляет  $\sigma_{\text{дн}} \leq 130$  МПа, а обечайки  $\sigma_{\text{орд}} = 235 \sim 250$  МПа

Предложенная более интенсивная технология проковки заготовки днища цилиндра существенно увеличивает предел выносливости галтельной зоны. Однако, максимальные напряжения в галтели будут выше, чем максимальные напряжения внутреннего контура обечайки. Так, для гидроцилиндра усилием 35МН и 50МН максимальные эквивалентные напряжения, распределяющиеся на контуре галтели днища в полтора раза больше, чем аналогичные напряжения внутреннего контура обечайки (рисунок 44). В общем случае это существенно уменьшает запас прочности гидравлического цилиндра на усталость. В результате из-за появления коррозии от воздействия рабочей жидкости, или вследствие случайных повреждений поверхности галтели образуются усталостные трещины, разрушающие гидроцилиндр.

Существенное снижение максимальных напряжений в галтели достигается увеличением радиуса галтели. Тогда максимальные напряжения в галтели снижаются в 1.4 раза, с 140.1 МПа до 103.4 МПа для гидроцилиндра усилием 35 МН и с 130.5 МПа до 95.2 МПа для гидроцилиндра усилием 50МН (рисунок 45). Эти значения максимальных напряжений практически совпадают с напряжениями внутреннего контура обечайки, и, в теории, обеспечивают неограниченную долговечность гидравлических цилиндров даже при использовании в качестве рабочей жидкости – обыкновенной воды[30]. Однако перевод на другую рабочую жидкость может отрицательно сказаться на других узлах работы гидравлического оборудования.

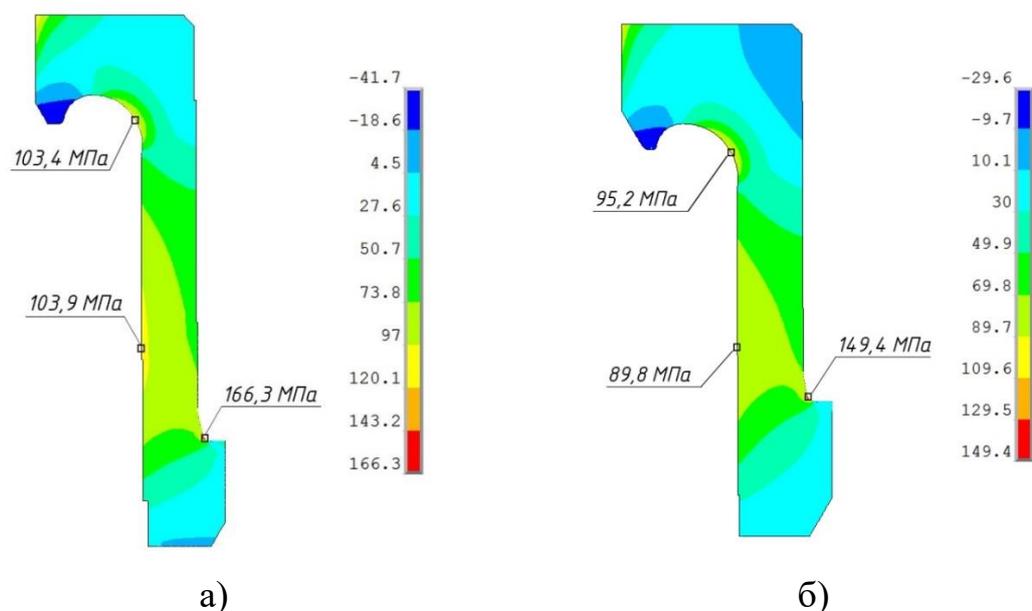


Рисунок 45. Напряженное состояние гидроцилиндров усилием 35МН и 50МН при предложенной конструкции галтелей днища:

а – гидроцилиндр усилием 35МН; б – гидроцилиндр усилием 50МН

Гидроцилиндры, произведенные с применением описанной технологии, устанавливались на Выксунском Metallургическом Заводе с 2005 года на линии формовки колёс для железнодорожного транспорта. Эта линия выпускает до 800 тысяч железнодорожных колёс в год, что считается крупным или даже мировым рекордом производительности как для одной производственной линии, так и в целом для уникальных объектов тяжёлого машиностроения. За пятнадцать лет работы производственной линии возникновения новых трещин в галтелях не регистрировалось, что позволяет использовать эту методику при модернизации гидроцилиндров.

### Теоретическая оценка влияния динамического давления жидкости

Еще одним фактором, влияющим на появление и развитие трещин в галтелях, является неравномерное распределение давления. При подаче давления в рабочем объеме цилиндра происходит гидроудар, в результате которого давление на стенках возле поверхности плунжера оказывается выше, чем давление в галтели днища, особенно в случаях, когда траверса находится в нижнем положении (лежит на заготовке) и между днищем и плунжером расстояние больше внутреннего диаметра цилиндра, что подтверждается моделированием (рисунок 46).

Из сосуда высокого давления в цилиндр с атмосферным давлением подается несжимаемая жидкость (вода) с максимальным давлением, равным 320 МПа. Постановка задачи по моделированию распределения потока воды в рабочей области, а также алгоритм проведения исследования в среде «SOLIDWORKS Flow Simulation» включают в себя определение граничных условий на входе в гидроцилиндр, задание свойств жидкости, начальной скорости и температуры. Выбирается нестационарный тип задачи, а в качестве цели исследования, при которой программа завершает расчет, задается установившееся среднее давление на стенках и днище цилиндра.

На рисунке 46 показано распределение динамического давления в сечении цилиндра в зависимости от времени, из которого видно, что давление имеет неравномерный характер распределения. Возникает вопрос, насколько влияет кратковременное неравномерное распределение давления на значение напряжений в галтели.

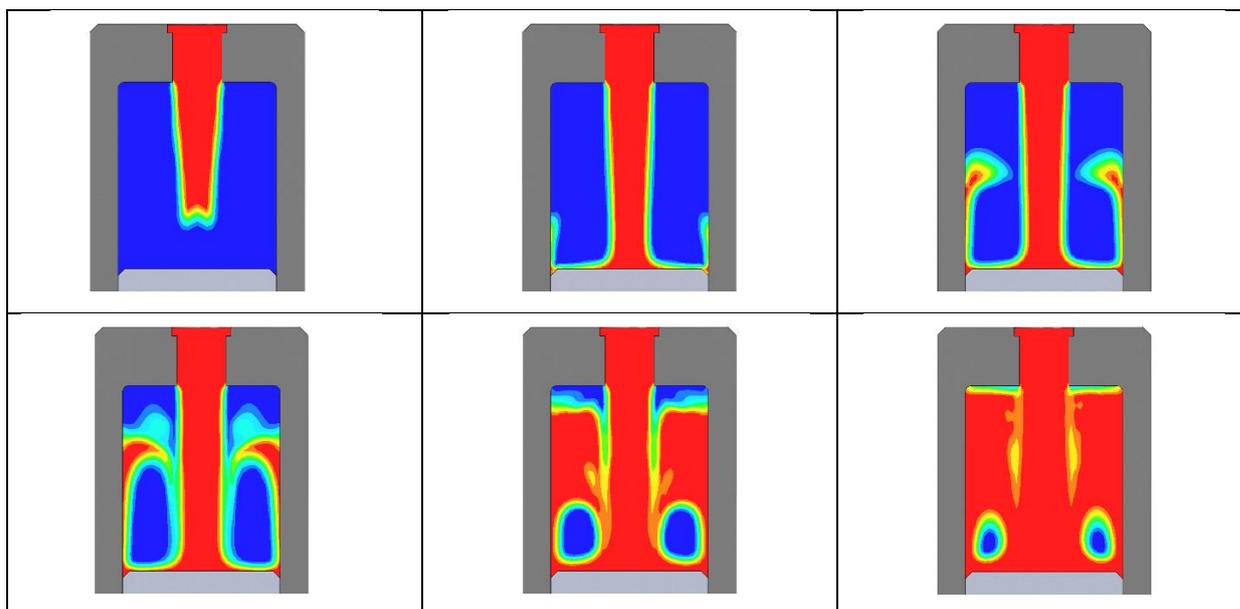


Рисунок 46. Динамическое давление жидкости при наполнении

Практическое подтверждение этого вопроса не получено в рамках настоящей диссертации ввиду отсутствия возможности провести электротензометрическое обследование с необходимой скоростью снятия показаний. Однако дальнейшее исследование крайне необходимо для повышения отказоустойчивости главных цилиндров гидравлических прессов.

### 3.1.2. Разрушения вблизи концентраторов напряжений

Во время обследования рабочего цилиндра прессы 15 МН на волжском трубном заводе (ВТЗ) с помощью УЗК метода неразрушающего контроля была обнаружена продольная трещина, исходящая от небольшого отверстия, предназначенного для подключения датчика давления жидкости (рисунок 47). На момент обследования необходимость в датчике отпала и он более не подключался, отверстие закрывалось герметичным болтом.

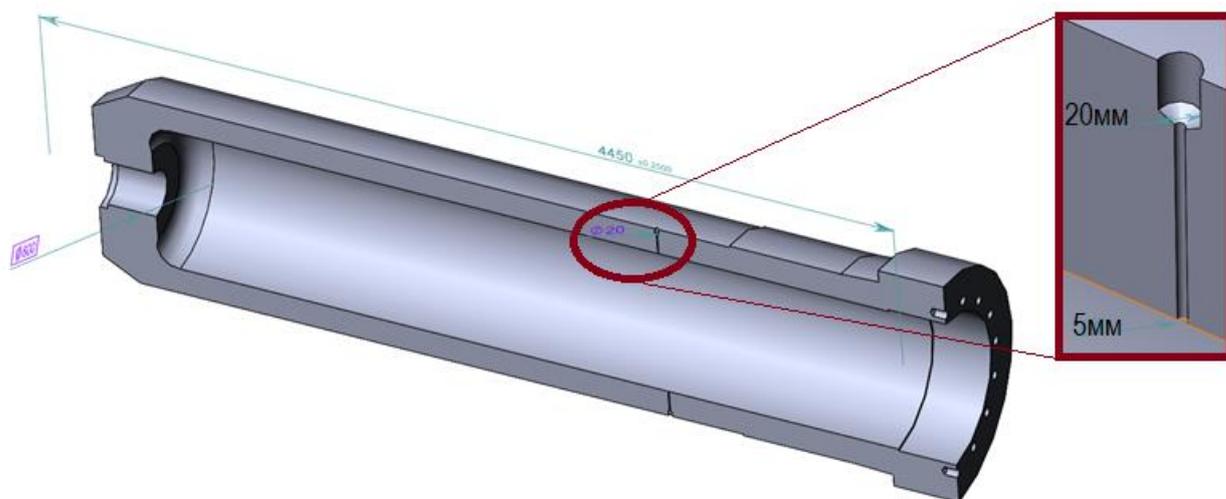


Рисунок 47. Трехмерная модель рабочего цилиндра прессы 15 МН (½ часть)

Согласно предоставленной документации цилиндр сделан из стали 35.

Свойства материала:

- $E = 2 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости;
- $\mu = 0,3$  – коэффициент Пуассона;
- $\sigma_T = 244$  МПа – предел текучести.
- $\sigma_B = 510$  МПа – предел временной прочности

Результаты расчета напряженного состояния цилиндра представлены на рисунках 48 – 49. Максимальные эквивалентные напряжения реализуются в зоне отверстия для подключения датчика и составляют  $\sigma_1^{max} = 342,9$  МПа.

Коэффициент запаса прочности составляет

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_1^{max}} = \frac{244}{342,9} = 0,71$$

Минимальное рекомендуемое значение предела запаса прочности для базовых деталей мощных гидравлических прессов составляет  $[n]=1,2$ . Таким

образом, зарождение и развитие трещин в рабочем цилиндре прессы при работе является неизбежным.

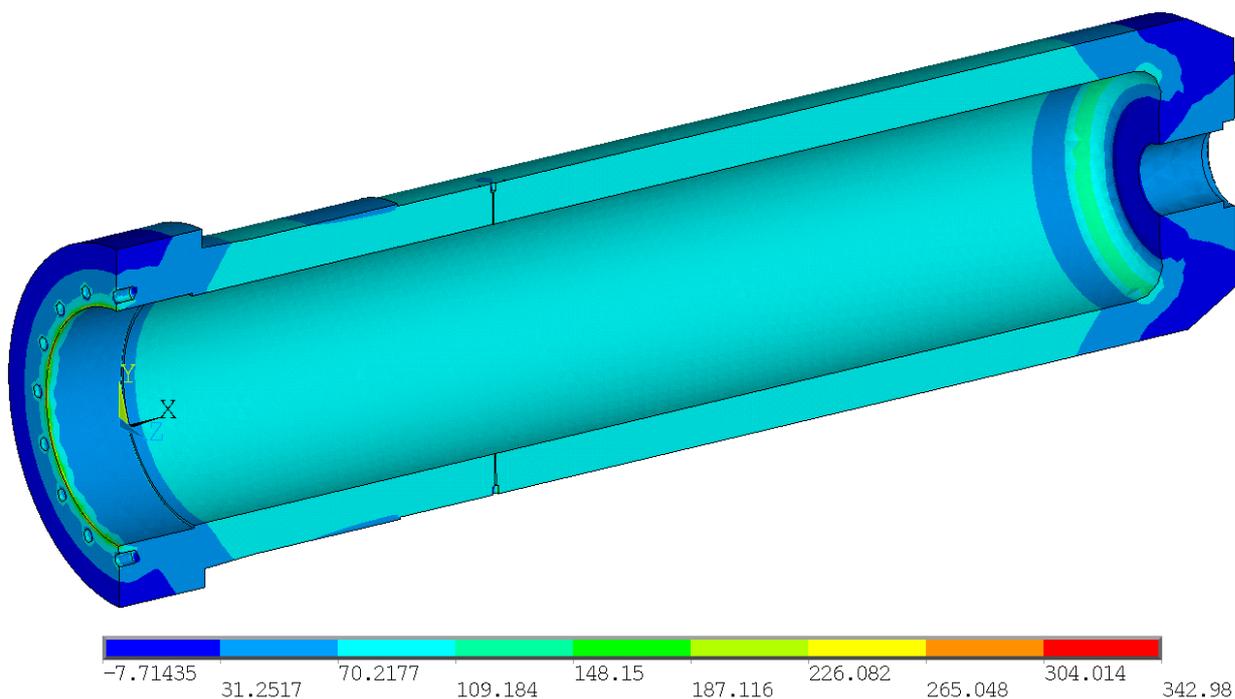


Рисунок 48. Поле напряжений в цилиндре оригинальной конструкции, главные напряжения  $\sigma_1$ , МПа

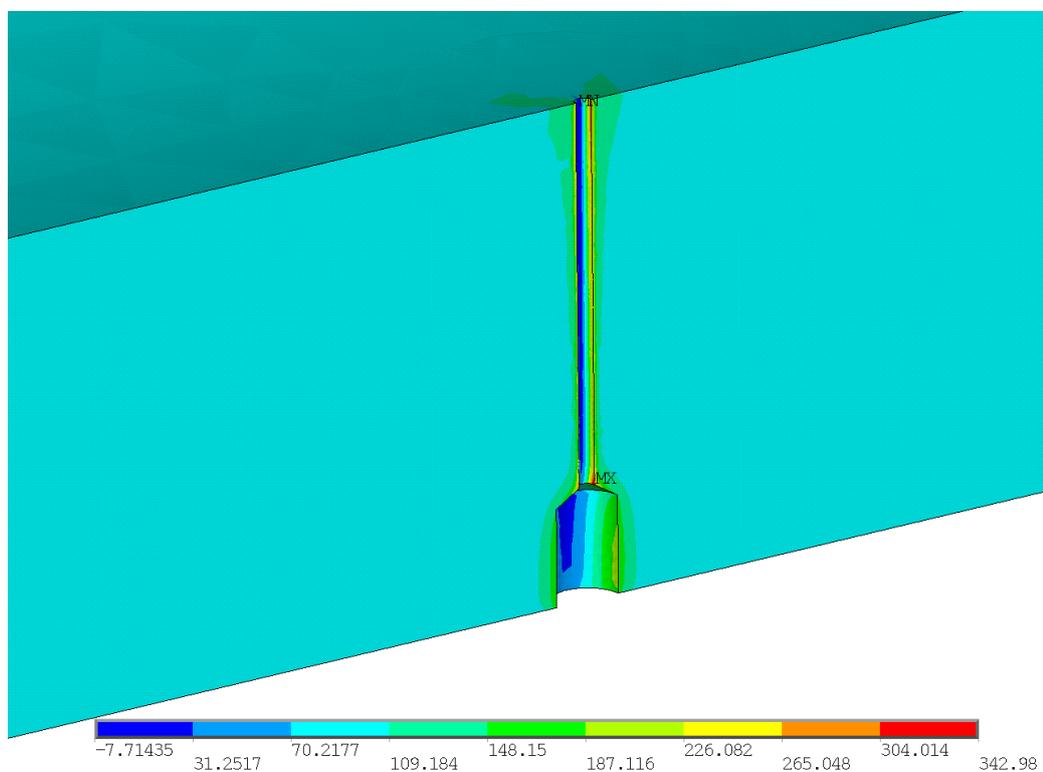


Рисунок 49. Поле напряжений в области бокового отверстия для слива  $\sigma_1$ , МПа

Результаты расчета напряженного состояния цилиндра с заваренной трещиной и без отверстия представлены на рисунке 50. Максимальные главные напряжения составляют  $\sigma_1^{max} = 201,2$  МПа.

Коэффициент запаса прочности составляет

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_1^{max}} = \frac{244}{201,2} = 1,21$$

Полученный коэффициент запаса прочности удовлетворяет требованиям, следовательно, данная конструкция цилиндра при рассмотренных нагрузках обеспечивает достаточный запас прочности.

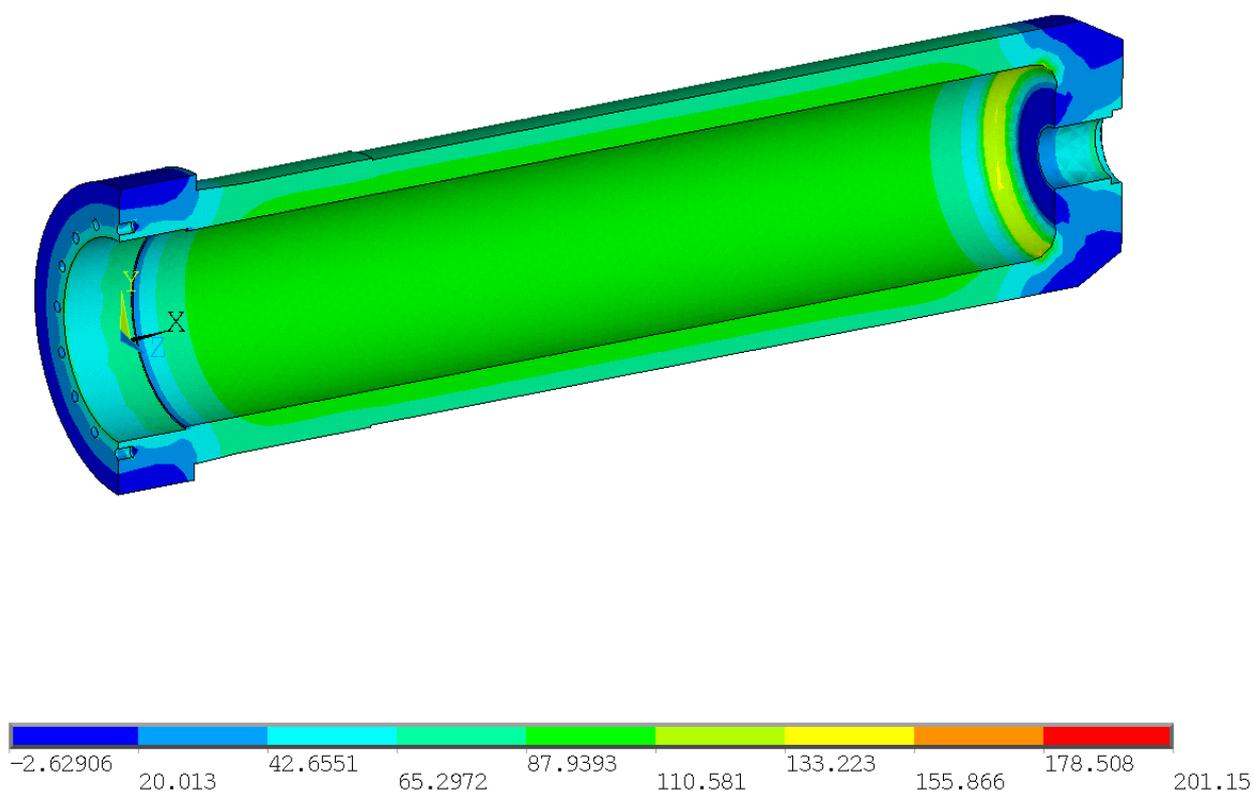


Рисунок 50. Поле напряжений в цилиндре без отверстия, главные напряжения  $\sigma_1$ , МПа

### 3.1.3. Восстановление цилиндра сваркой в цеховых условиях

По результатам расчёта, на ВТЗ было направлено предложение о проведении восстановительного ремонта путем разделки стенки цилиндра, подразумевавшего в результате устранения как трещины, так и концентратора напряжений.

Трещина была разделана снаружи на глубину 142,5 мм методом ручной воздушно-дуговой строжки (РВДС). Разделка проводилась быстрыми пилящими поступательными движениями вдоль направления распространения трещины. Схема разделки приведена на рисунке 51.

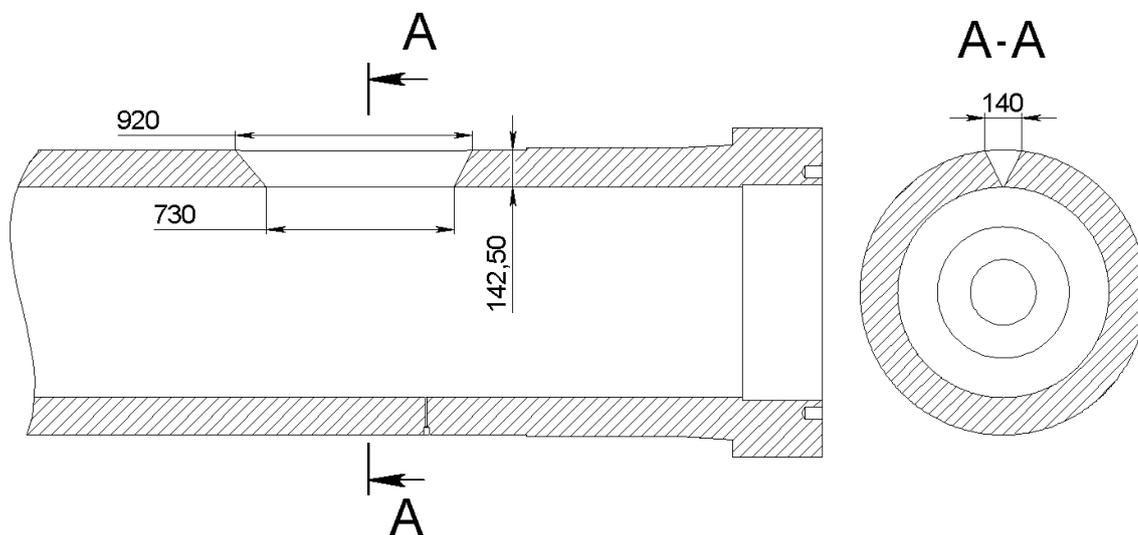


Рисунок 51.Схема разделки стенки цилиндра

### Заполнение разделанного дефекта

Предварительный подогрев разделанного участка цилиндра был выполнен при разделке дефекта. Далее сопутствующий подогрев металла осуществлялся за счет тепла, выделяемого непосредственно при сварке, т.е. за счет автоподогрева.

Заполнение разделки выполнялся с помощью сварочных электродов Sabaros ME122 и проволоки SW146. Сначала первые семь швов в корне шва накладывались вдоль разделки, используя электрод марки ME122 для улучшения механических свойств в зоне максимума. Далее зона разделки заполнялась сварочной проволокой марки SW146. Порядок наложения швов показан на рисунке 52.

После завершения заполнения всех участков разделки и остывания металла до температуры  $25\div 30^{\circ}\text{C}$  верхние сварочные слои были отшлифованы ручным инструментом и выполнен ультразвуковой контроль, показавший отсутствие дефектов как в зоне наплавки, так и в прилегающем основном металле гидроцилиндра (рисунок 53).

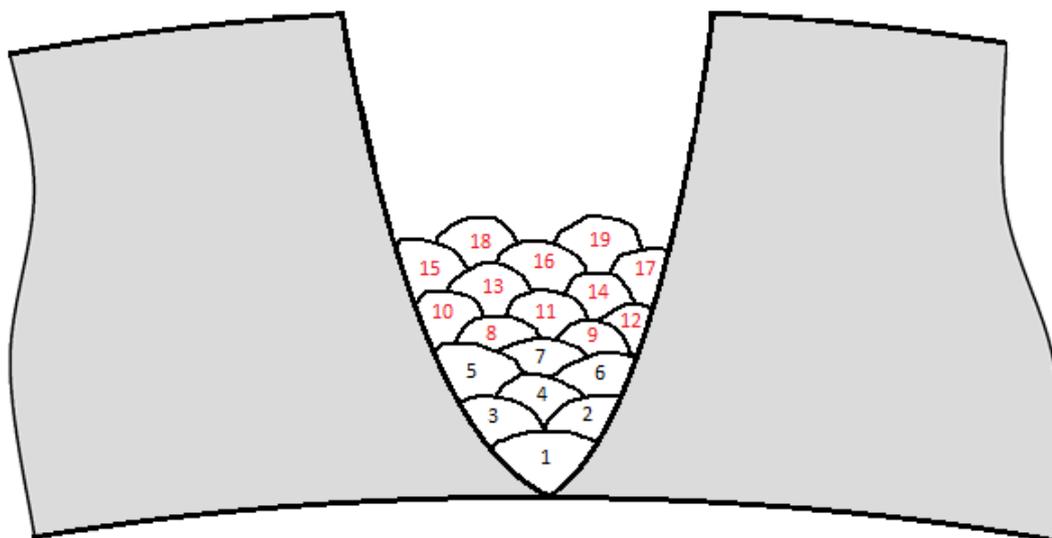


Рисунок 52.Порядок наложения сварных швов



Рисунок 53.Проведение неразрушающего контроля методом УК специалистами II уровня Капускиным Ю.И. и Зуевым Е.А.

### 3.2. Экспертиза и расчёт колонн гидравлических прессов

Среди базовых деталей колонна является наиболее простой по геометрической форме, но с наиболее высокими значениями максимальных напряжений находящимися во впадинах витков наружной резьбы [55]. Поэтому причиной разрушения колонн зачастую становятся усталостные трещины, начинающиеся во впадинах резьбы, где возникают опасные растягивающие напряжения, превышающие предел выносливости материала. На рисунке 54 изображена оборванная колонна гидравлического пресса силой 70 МН, установленного на колесопрокатной линии Нижнетагильского металлургического комбината. Разрыв колонны спровоцировали усталостные трещины, образовавшиеся по внутреннему диаметру резьбы *DIN 2781*, причины разрушения подробно описаны в работе [31].

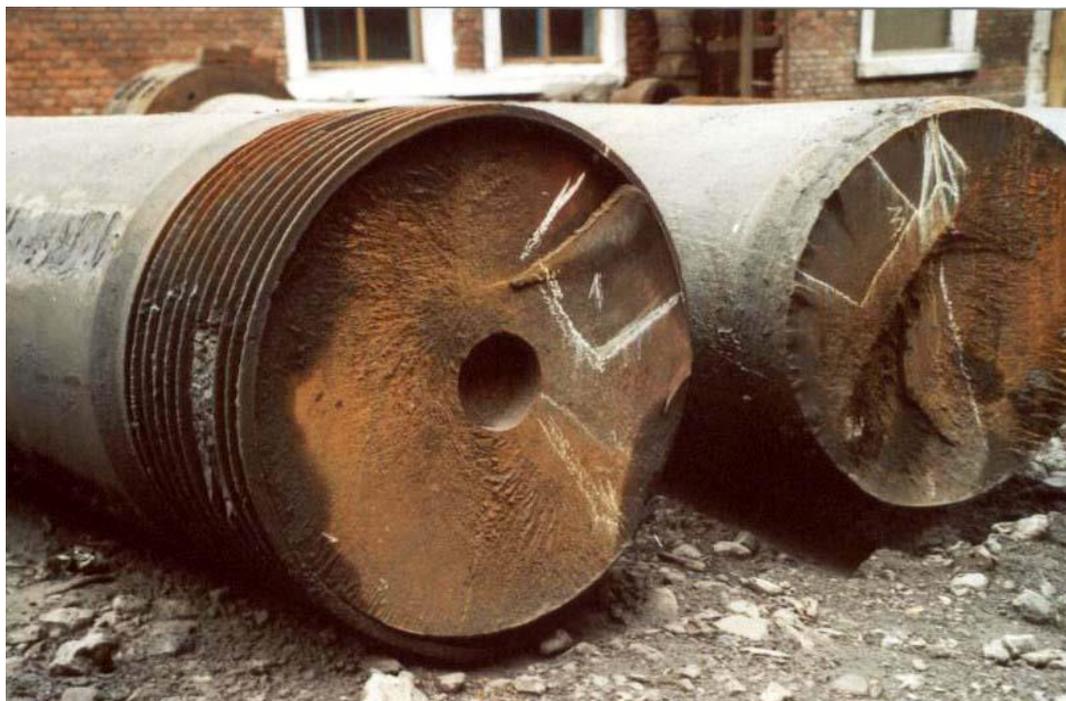


Рисунок 54. Разрушение колонн пресса усилием 70 МН на современной колесопрокатной линии НТМК. Первоначальные усталостные трещины образовались по внутреннему диаметру витков внешней резьбы

Практически все разрушения колонн уникальных гидравлических прессов происходили по внешней резьбе. Результаты исследований показали, что причиной разрушения колонн по виткам внешней резьбы является недостаточное усилие затяжки колонн, осуществленное по инструкциям заводов-изготовителей.

### 3.2.1. Определение коэффициента запаса усталостной прочности колонн при затянутых гайках

Для расчёта запаса прочности используется методика, описанная в 1 главе.

В выражение для определения коэффициента запаса прочности при напряжениях, изменяющихся во времени (1.1) подставляются значения, полученные по формулам (1.2 – 1.4).

Для резьбы колонн, относительный градиент нормальных напряжений в зоне их максимума –  $\bar{G}$ , определяется следующим образом:

$$G = \frac{2,3(1 + \phi)}{r}, \quad (3.1)$$

$$\phi = \frac{1}{\sqrt[4]{\frac{t}{r}} + 2} \quad (3.2)$$

где  $t$  – высота зуба резьбы;

$r$  – радиус сопряжения витков резьбы.

Коэффициент концентрации напряжений в резьбе определяется с использованием метода конечных элементов. Расчет проводится в осесимметричной постановке. Между колонной и гайкой описывается контактное взаимодействие. В гайке должны быть запрещены вертикальные перемещения по торцу, к колонне прикладывается растягивающее усилие, создающее в гладкой части колонны напряжения  $\sigma = 1 \text{ МПа}$  (см. рисунок 55).

Теоретический коэффициент концентрации напряжений определяется по формуле

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_1^{max}}{\sigma_{ном}} \quad (3.3)$$

Где  $\sigma_1^{max}$  – наибольшее значение первых главных напряжений;

$\sigma_{ном} = p \cdot F / F_0$  – номинальные напряжения в расчетном сечении;

$F$  – площадь гладкой части колонны;

$F_0$  – площадь колонны в расчетном сечении.

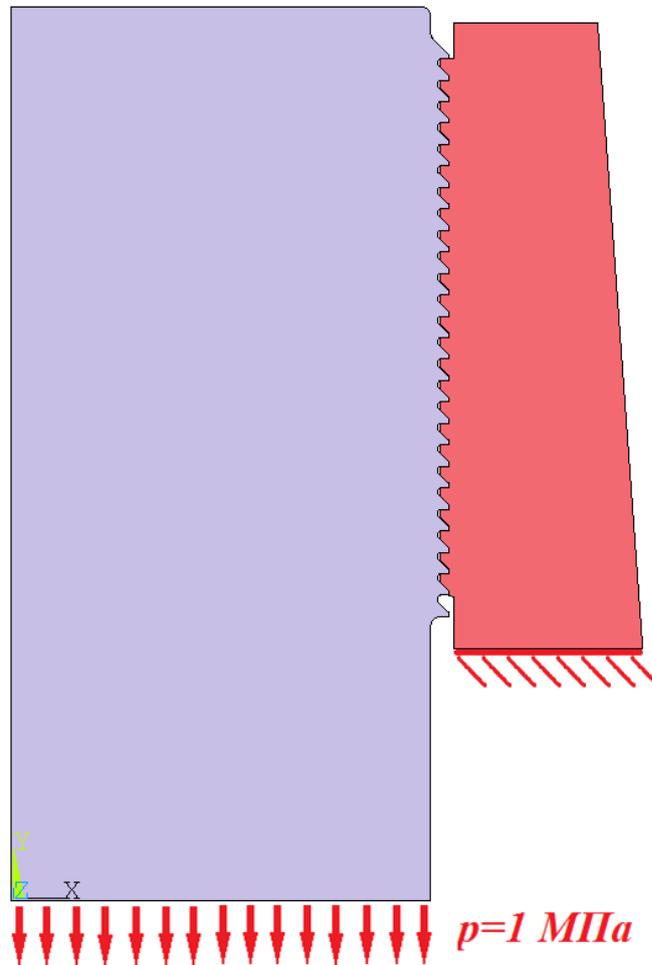


Рисунок 55. Расчетная схема для определения коэффициента концентрации напряжений в резьбе

Амплитудные напряжения цикла нагружения определяются следующим выражением:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_p}{2} = \chi \cdot \frac{P_p}{2 \cdot F_0}, \quad (3.4)$$

где  $\sigma_p = \chi \frac{P_p}{F_0}$  – напряжения от рабочей нагрузки  $P_p$ , приходящейся на одну

колонну;

$\chi$  – коэффициент основной нагрузки для узла колонна-поперечина, который определяется из выражения

$$\chi = \frac{\delta_{ст}}{\delta_{ст} + \delta_{к}} \quad (3.5)$$

Для определения коэффициента основной нагрузки узла колонна – поперечина, необходимо вычислить податливость колонны и колонного стакана. Колонным стаканом называется область архитрава или основания, сжимаемая при затянутой колонне.

$$\delta_{ст} = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{EF_i} \quad (3.6)$$

$$\delta_k = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{EF_i} + 2 \cdot \lambda_p \quad (3.7)$$

где  $\delta_{ст}$  – податливость колонного стакана траверсы;

$\delta_{ст}$  – податливость участка колонны, находящегося в поперечине.

$n$  – число участков различных диаметров;

$L_i$  – длина сжимаемых участков стакана и растягиваемых участков колонны;

$F_i$  – площадь поперечного сечения участка;

$E = 2 \cdot 10^5$  МПа – модуль Юнга стали;

$\lambda_p$  – коэффициент податливости резьбы в пределах гайки, при  $d/s = 20 \div 30$  ( $d$  – диаметр резьбовой части колонны,  $s$  – шаг резьбы).

$$\lambda_p \approx (0.6 \div 0.7) \frac{1}{Ed}. \quad (3.8)$$

Средние напряжения цикла нагружения определяются следующим выражением:

$$\sigma_m = \sigma_3 + \sigma_a, \quad (3.9)$$

где  $\sigma_3 = T/F_0$  – номинальные напряжения от усилия предварительной затяжки колонны  $T$ , которое определяется следующим выражением

$$T = K \cdot (1 - \chi) \cdot P_p, \quad (3.10)$$

где  $K=1,3$  – минимальный коэффициент затяжки, равный отношению усилия раскрытия стыка к усилию рабочей нагрузки.

Суммарная нагрузка на затянутое резьбовое соединение определяется выражением

$$Q = T + \chi \cdot P_p \quad (3.11)$$

### 3.2.2. Определение запаса прочности колонн при незатянутых гайках

При незатянутых гайках витки резьбы работают в условиях отнулевого цикла нагружения от 0 до  $P_p$ , поэтому коэффициент запаса прочности по усталости определяется выражением

$$n = \frac{\sigma_0}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_r}, \quad (3.12)$$

где  $\sigma_0$  – предел выносливости стали, из которой изготовлена колонна, при отнулевом цикле нагружения;

$\sigma_r = P_p / F_0$  – напряжения от рабочей нагрузки  $P_p$ , приходящейся на одну колонну;

$K_{\sigma D}$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

### 3.2.3. Расчёт запаса прочности колонн на примере вертикального гидравлического пресса Schloemann P-350 силой 1570 тс

Работа проводилась в 2018 году с целью определения возможности увеличения усилия прессования с 1570тс до 2000 тс при сохранении базовых деталей с точки зрения обеспечения их прочности

В гидравлическом прессе колонна находится в предварительно натянутом состоянии в двух колонных стаканах – в архитраве и основании.

Для начала по формуле (3.5) следует определить, в каком из колонных стаканов коэффициент основной нагрузки на колонну выше. При учёте одинаковой резьбы в этом стакане вероятность образования трещины будет выше.

На рисунке 56 представлено сечение колонны с колонным стаканом архитрава, а также некоторые размеры, которые понадобятся в расчёте коэффициентов основной нагрузки  $\chi$ .

Коэффициент основной нагрузки для узла колонна – архитрав:

$$\chi_{\text{арх}} = \frac{\delta_{\text{ст}}^{\text{арх}}}{\delta_{\text{ст}}^{\text{арх}} + \delta_{\text{к}}^{\text{арх}}} = \frac{5,38}{5,38 + 5,16} = 0,51.$$

Коэффициент основной нагрузки для узла колонна – основание:

$$\chi_{\text{осн}} = \frac{\delta_{\text{ст}}^{\text{осн}}}{\delta_{\text{ст}}^{\text{осн}} + \delta_{\text{к}}^{\text{осн}}} = \frac{3,52}{3,52 + 5,16} = 0,41$$

Поскольку коэффициент основной нагрузки больше для узла колонна – архитрав, то этот узел более нагружен. Поэтому в дальнейшем принимаем коэффициент основной нагрузки  $\chi=0,51$  и все расчеты ведем для узла колонна – архитрав.

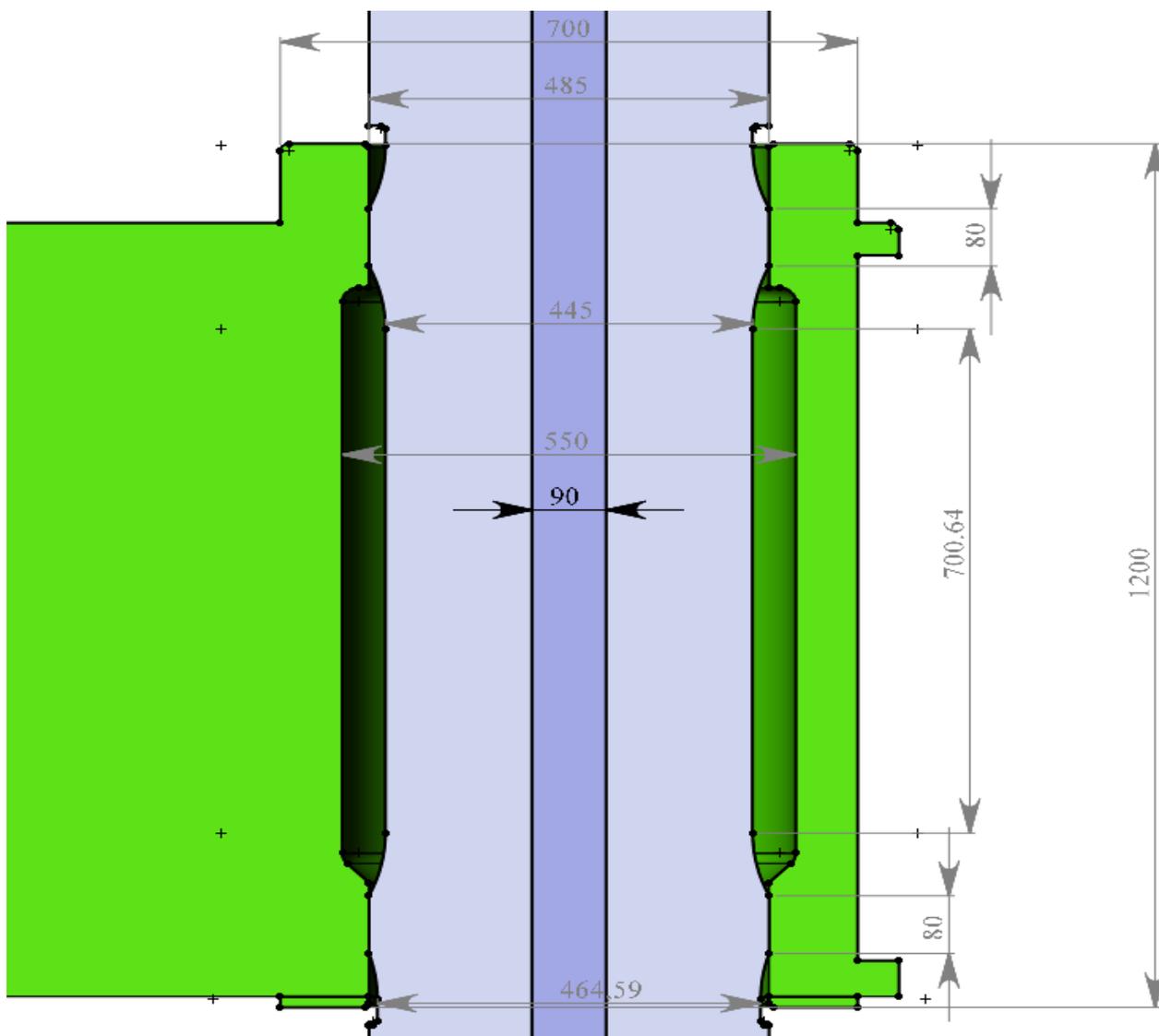


Рисунок 56. Колонна в колонном стакане основания прессы Schloemann P-350

## Определение коэффициента концентрации напряжений в резьбе

Коэффициент концентрации напряжений в резьбе определялся с использованием метода конечных элементов. Для расчетов использовался программный комплекс ANSYS (лицензия № 386383).

Расчет проводился в осесимметричной постановке, расчетная схема представлена на рисунке 55. Между колонной и гайкой описано контактное взаимодействие. Гайка находится в контакте с абсолютно жесткой закрепленной горизонтальной поверхностью. К торцу колонны в сечении разреза приложено единичное растягивающее усилие, реализующее в гладкой части колонны напряжения  $p=1$  МПа. Фрагмент КЭ-сетки в области резьбы представлен на рисунке 57. Напряжения в зоне первого нагруженного витка резьбы представлены на рисунке 58.

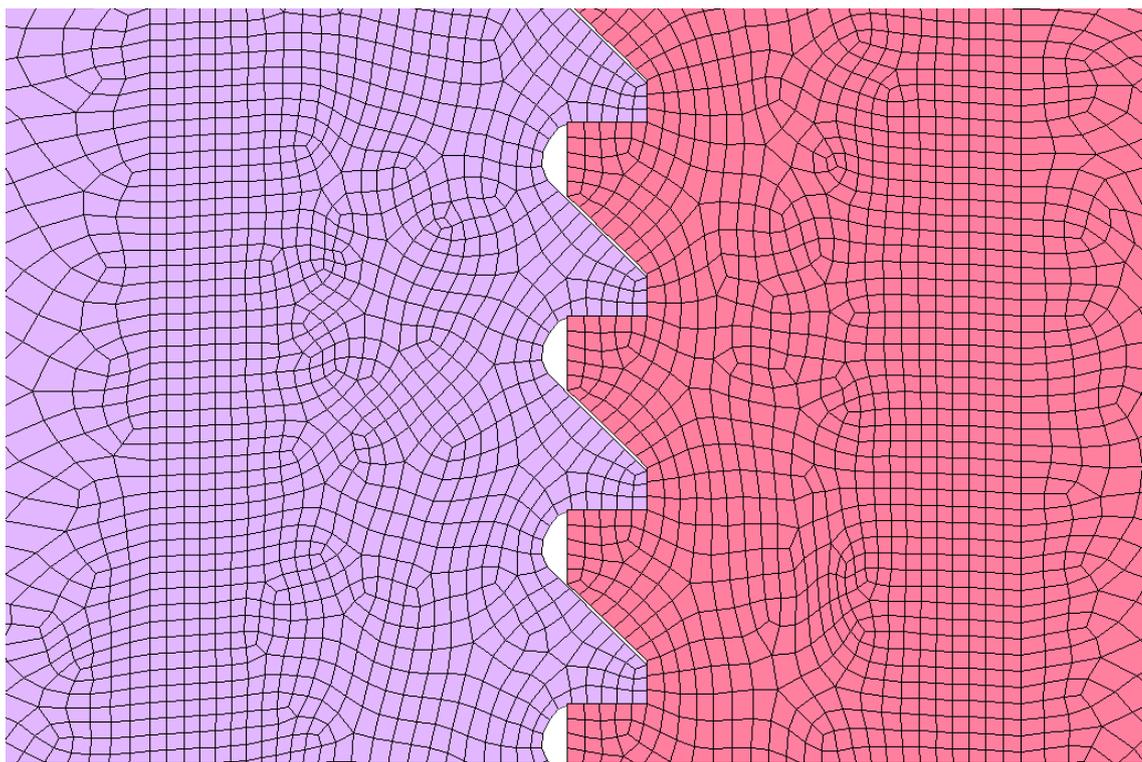


Рисунок 57. Конечно – элементная сетка в зоне витков резьбы

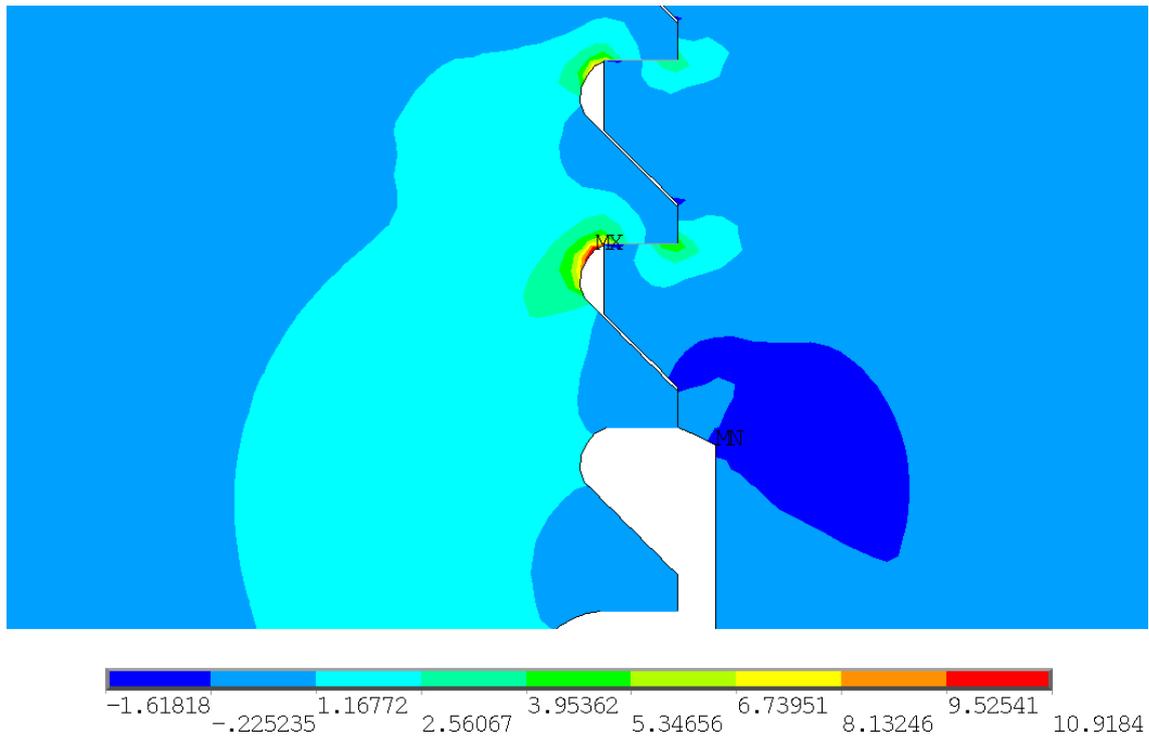


Рисунок 58. Первые главные напряжения  $\sigma_1$  в области первого нагруженного витка резьбы, МПа

Определим коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  по формуле (3.3), для этого сначала вычислим номинальные напряжения в сечении колонны по впадинам резьбы:

$$\sigma_{\text{НОМ}} = \frac{p \cdot F}{F_0} = \frac{465^2 - 90^2}{464,2^2 - 90^2} = 1,004 \text{ МПа}$$

Таким образом, коэффициент концентрации напряжений  $\alpha_\sigma$  составляет:

$$\alpha_\sigma = \frac{10,918}{1,004} = 10,88$$

### Расчет резьбового соединения на усталость при затянутых стыках

Внешняя нагрузка на одну колонну  $P_p$  изменяется по пульсирующему циклу. Усилие затяжки резьбового соединения определяется по формуле (3.10):

$$T = K \cdot (1 - \chi)P_p = 2(1 - 0,51)4,9 = \text{МН},$$

где  $K = 2,0$  – коэффициент затяжки, равный отношению усилия раскрытия стыка к усилию рабочей нагрузки.

$P_p = 4,9$  МН – номинальное рабочее усилие на колонну.

Суммарная нагрузка на затянутое резьбовое соединение  $Q$  определяется по формуле (3.11):

$$Q = T + \chi P_p = 4,8 + 0,51 \cdot 4,9 = 7,31 \text{ МН},$$

Номинальные напряжения от усилия затяжки

$$\sigma_3 = \frac{T}{F_0} = \frac{4 \cdot 4,8 \cdot 10^6 \text{ Н}}{\pi(462,2^2 - 90^2) \text{ мм}^2} = 29,49 \text{ МПа}$$

Напряжения от рабочей нагрузки

$$\sigma_p = \chi \cdot \frac{P_p}{F_0} = 0,51 \cdot \frac{4,9 \text{ МН}}{\pi(462,2^2 - 90^2) \text{ мм}^2} = 15,36 \text{ МПа}$$

Амплитудные и средние напряжения определяем по формулам (3.4) и (3.9)

$$\sigma_a = \frac{\sigma_p}{2} = \frac{15,36}{2} = 7,68 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \sigma_3 + \sigma_a = 29,49 + 7,68 = 37,17 \text{ МПа}$$

Значения, определяемые размерами резьбы:

$L$  - длина окружности по внутреннему диаметру резьбы,

$$L = \pi \cdot d = 3,14 \cdot 464,2 \text{ мм} = 1458 \text{ мм};$$

При высоте резьбы  $t=9$  мм и радиусе сопряжения  $r=1,5$  мм:

$$\phi = \frac{1}{\sqrt[4]{\frac{t}{r}} + 2} = \frac{1}{\sqrt[4]{\frac{9}{1,5}} + 2} = 0,28.$$

Тогда по формуле (3.1) относительный градиент нормальных напряжений в зоне их максимума, будет равен:

$$G = \frac{2,3(1 + \phi)}{r} = \frac{2,3(1 + 0,28)}{1,5} = 1,96$$

Определив относительный градиент, можем приступить к вычислению значений коэффициента подобия усталостного разрушения по формуле (1.4)

$$F\left(\frac{L}{\bar{G}}, v_{\sigma}\right) = 0,5 + (1 - 0,5) \left(\frac{1}{88,3} \cdot \frac{1458}{1,96}\right)^{-0,1} = 0,904$$

Подставив его в формулу (1.3) получаем значение коэффициента  $K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma}$

$$\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{\alpha_{\sigma}}{F\left(\frac{L}{\bar{G}}, v_{\sigma}\right)} = \frac{10,88}{0,892} = 12,2.$$

Коэффициент  $K_{\sigma D}$  определяется по формуле (1.2):

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{\beta_{\sigma}} - 1\right) = \left(12,2 + \frac{1}{0,9} - 1\right) = 12,14, \text{ где}$$

$\beta_{\sigma} = \beta_{\text{т}} \cdot \beta_{\text{кор}} = 1,0 \cdot 0,9 = 0,9$  – коэффициент обработки поверхности;

$\beta_{\text{кор}} = 0,9$  – коэффициент коррозии;

$\beta_{\text{т}} = 1,0$  – коэффициент чистового точения поверхности детали.

Запас по усталости резьбы при работе колонны с затянутыми стыками определяется формулой (1.1):

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{178}{12,14 \cdot 7,68 + 0,15 \cdot 37,17} = 1,81$$

Полученный запас прочности в резьбе при затянутых гайках  $n_{\text{зат}} = 1,81$  существенно выше минимально допустимого для колонны  $[n] = 1,2$ . Можно утверждать, что при работе с затянутыми стыками будет обеспечена длительная долговечность колонн.

### Запас усталостной прочности при раскрытых стыках

При раскрытых стыках внешняя резьба колонны нагружается циклически от 0 до 5 МН,

$$\sigma_r = \frac{P_p}{F_0} = \frac{4,9 \text{ МН}}{\pi(462,2^2 - 90^2) \text{ мм}^2} = 30,11 \text{ МПа},$$

Запас прочности по усталости  $n$  составляет

$$n = \frac{\sigma_0}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_r} = \frac{244}{12,14 \cdot 30,11} = 0,66.$$

Полученный запас прочности  $n_{\text{раск}} = 0,66$  значительно ниже допустимого значения  $[n]=1,2$ . Соответственно, длительная работа колонн с раскрытыми стыками приведет развитию усталостных трещин в витках резьбы колонны.

#### 3.2.4. Контроль равномерности распределения усилий по колоннам и определение затяжки методом электротензометрии

Так как распределение напряжений по сечению колонны является линейным, т.е. дополнительные напряжения от изгиба колонн, вызванного деформированием поперечин пресса при нагружении, в двух противоположных и равноудаленных от центра точках в поперечном сечении колонны имеют одинаковое значение, но противоположны по знаку, то напряженно-деформированное состояние колонны в конкретном поперечном сечении может быть точно описано, если известны значения напряжений в трех точках на внешней поверхности, две из которых расположены диаметрально противоположно, а третья равноудалена от первых двух на  $90^\circ$ .

Сечение, в котором условие линейного распределения напряжений не выполняется, расположено на расстоянии, равном диаметру колонны, от внутренней гайки. Подобное явление носит название «краевой эффект» и его следует обязательно учитывать при выборе сечения для установки тензометрических датчиков на колонны.

Во время проведения замеров деформаций колонн пресса Schloemann P-350 силой 1570 тс, тензометрические датчики были установлены на удалении 50 мм от ходограничителей колонн. Нумерация и схема установки датчиков на колонны пресса представлены на рисунке 59.

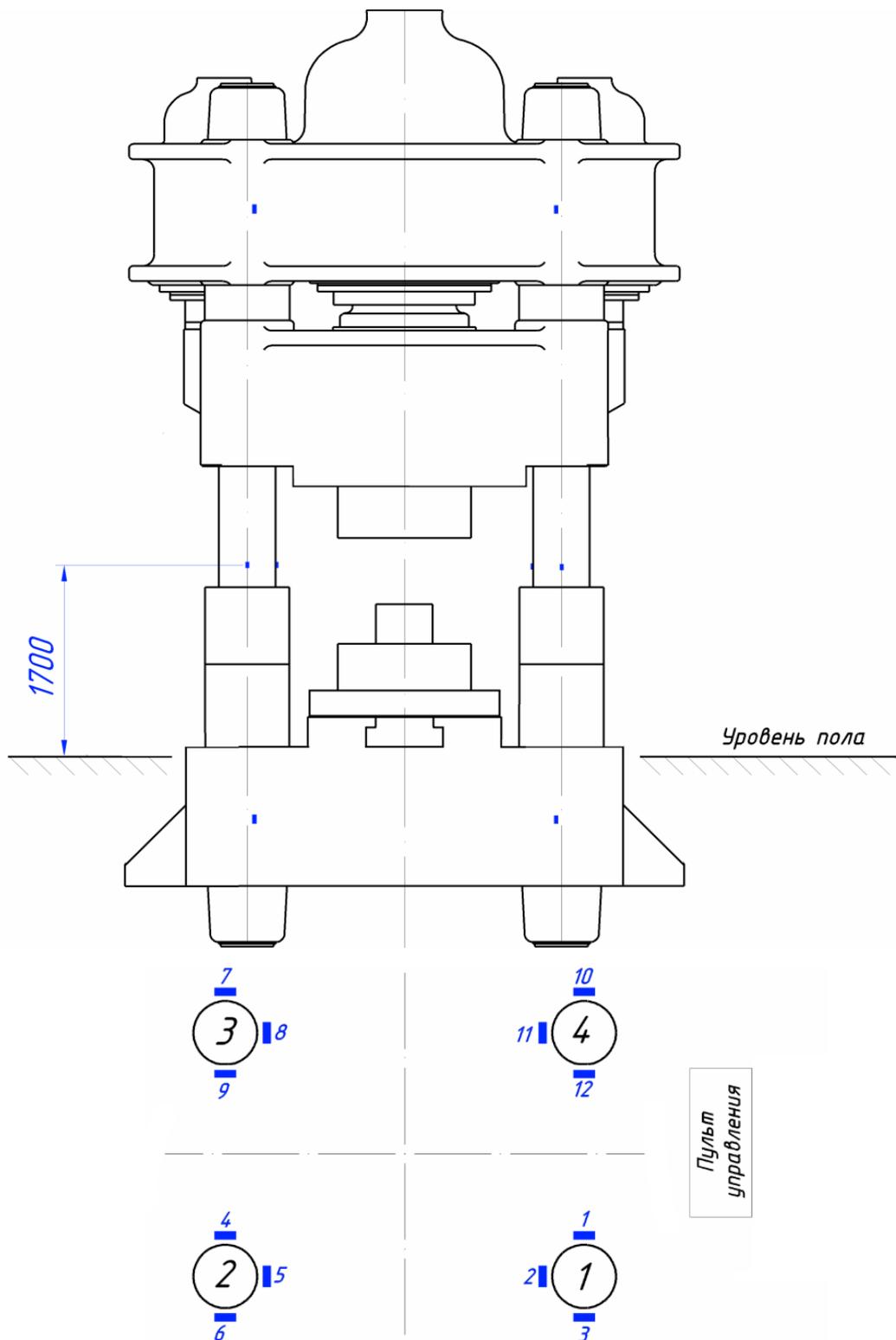


Рисунок 59.Схема установка и нумерация датчиков на колонны пресса

По значениям напряжений, полученным в трех точках на каждой колонне, можно определить средние растягивающие напряжения  $\sigma_p$ , напряжения от изгиба  $\sigma_{изг}$  и максимальные растягивающие напряжения  $\sigma_{max}$  в колоннах по следующим формулам (на примере колонны №1):

$$\sigma_p = 1/2 (\sigma_1 + \sigma_3)$$

$$\sigma_{изг} = \sqrt{\sigma_{изг}^x 2 + \sigma_{изг}^y 2}, \text{ где } \sigma_{изг}^x = \sigma_1 - \sigma_p \text{ и } \sigma_{изг}^y = \sigma_2 - \sigma_p$$

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  - напряжения в местах установки датчиков №1,2,3 соответственно.

Усилие, реализуемое в каждой колонне прессы  $F$  и общее усилие прессования  $F_{пр}$  можно определить по следующим формулам:

$$F = 1/2 A (\sigma_1 + \sigma_3)$$

$$F_{пр} = \sum F_k$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения колонны.

Отклонение величины усилия в каждой колонне от среднего значения по всем колоннам определяется формулой:

$$\delta = \frac{F - F_{ср}}{F_{ср}} \cdot 100\%, \text{ где}$$

$F_{ср}$  - среднее значение усилия прессования по колоннам прессы.

### **Проведение измерений**

Измерения напряжений в местах установки датчиков проводятся при нажатии плоскими штампами на слиток, предварительно подогретый в печи и установленный строго центрально на штампах. Данная схема моделирует центральное нагружение прессы во время реальной работы.

### **Результаты контроля затяжки гаек колонн прессы**

На рисунке 60 представлен график изменения усилия прессования. Так как наиболее стабильный период работы системы гидравлики соответствует треть-

ему нагружению, то дальнейший анализ будет проводиться для этого нагружения. На рисунке 61 представлен график изменения усилия, реализуемого в каждой колонне прессы при нагружении.

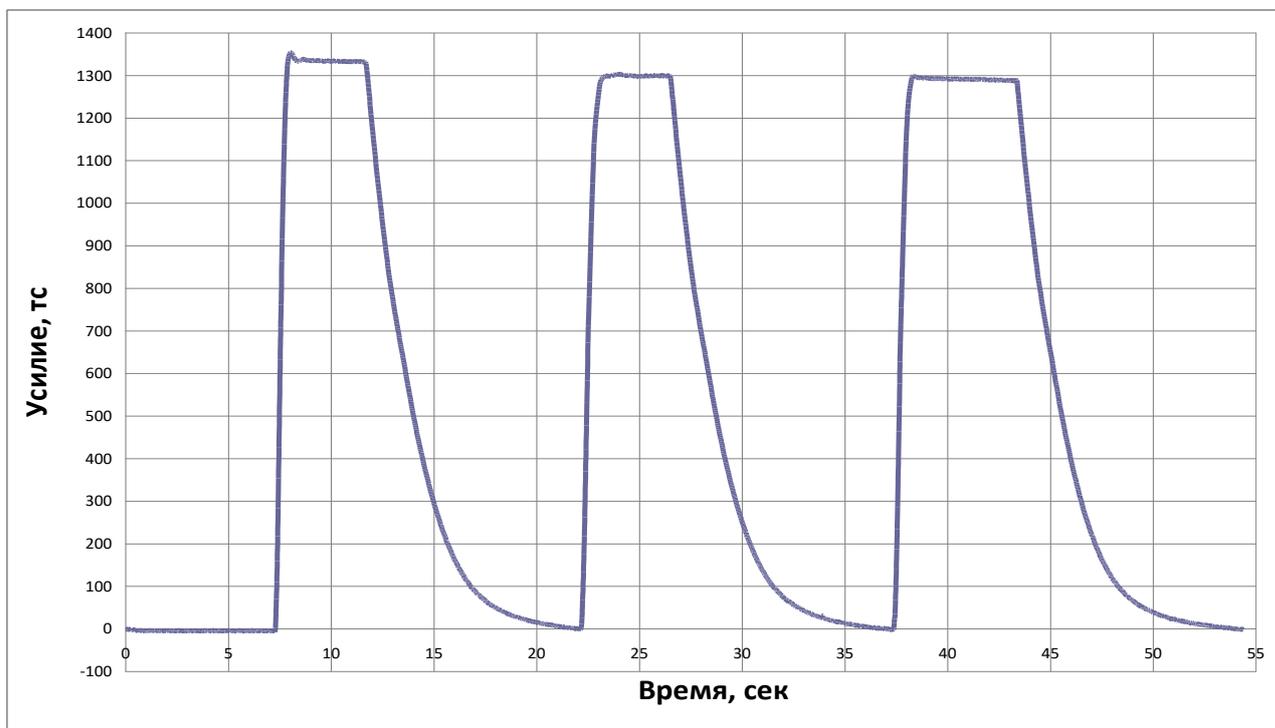


Рисунок 60. График изменения усилия пресования

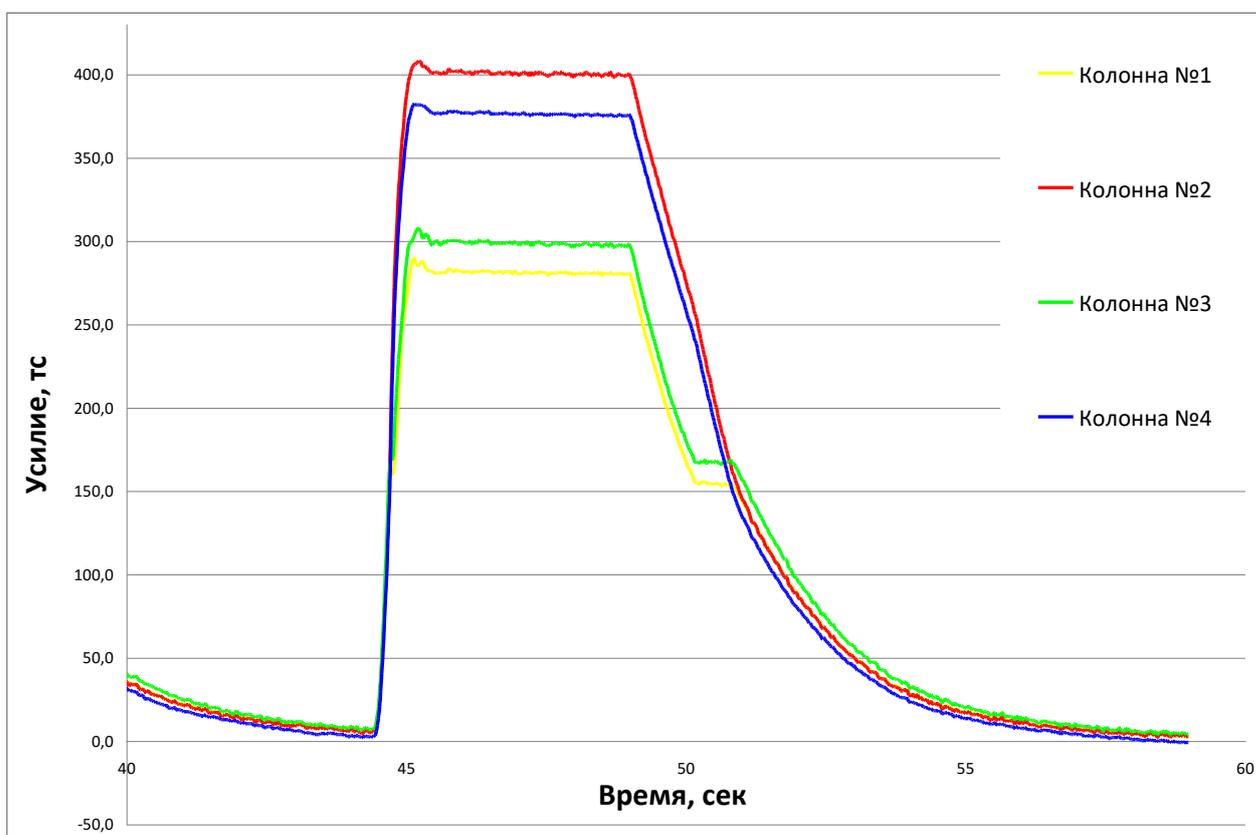


Рисунок 61. График изменения усилия в колоннах прессы

На рисунках 62 - 65 представлены графики изменения осевых напряжений в колоннах и напряжений на поверхности колонных стаканов в местах установки датчиков. Как видно из графиков, в настоящий момент нет ни одной колонны, имеющей гарантированно достаточное усилие предварительного натяжения колонны и в колонном стакане основания, и в архитраве. Лишь стыки между опорными поверхностями гаек колонны №1 и №2 и основания остаются закрытыми, а в архитраве только стыки гаек колонны №3 остается закрытым. При этом следует отметить, что в колоннах №1 и №3 реализуется существенно меньшее усилие по сравнению с проектным. В остальных участках условие обязательного наличия предварительного напряжения не выполняется.

Кратко результаты контроля затяжки гаек колонн представлены в таблице 2.

Таблица 2

Состояние стыков между опорными поверхностями гаек колонн и поперечин при прессовании

№ колонны	Усилие, <i>тс</i>	Усилие прессования, <i>тс</i>	Состояние стыков при нагружении	
			Основание	Архитрава
1	274,8	1333,5	Закрыт	открыт
2	389,3		Закрыт	открыт
3	290,1		круговой зазор 1,5 мм на ненагруженном прессе	закрыт
4	379,3		Открыт	открыт

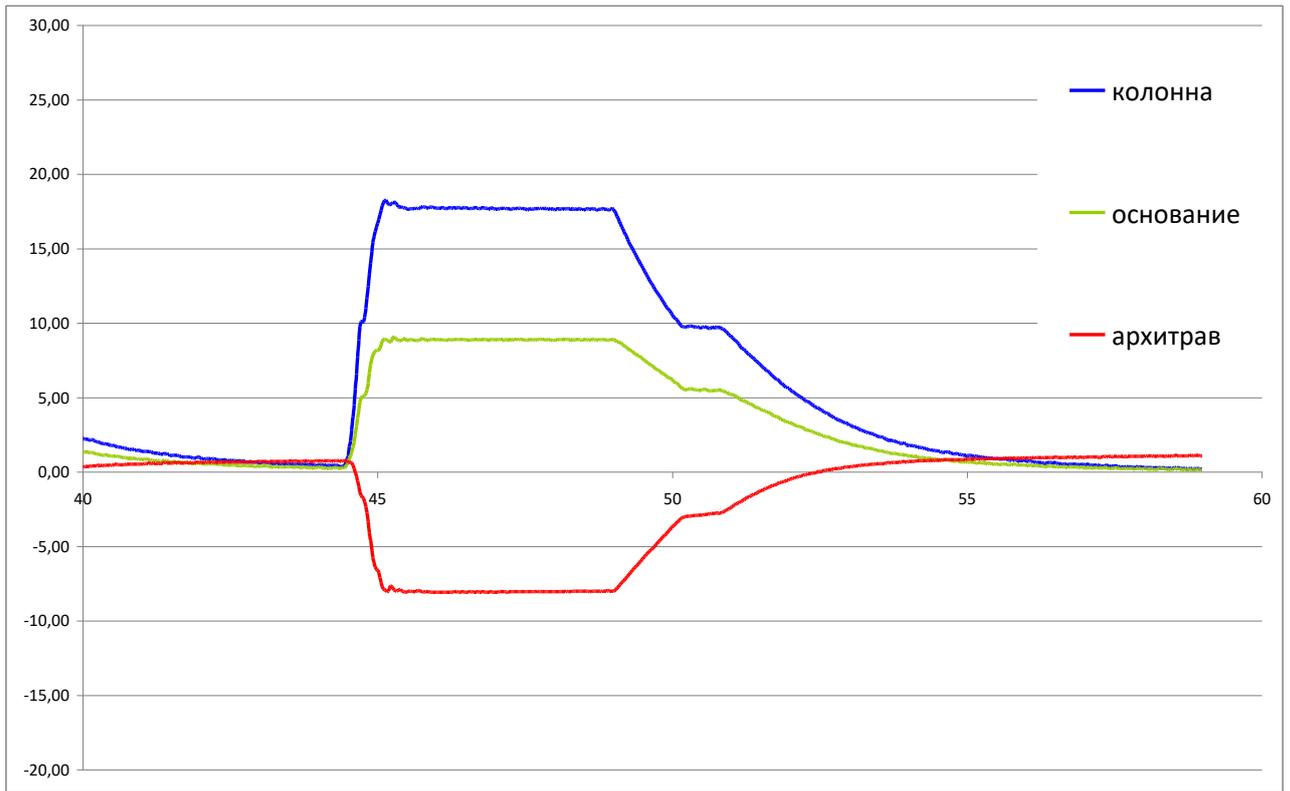


Рисунок 62. График изменения напряжений в колонне №1 и колонных стаканах основания и архитрава

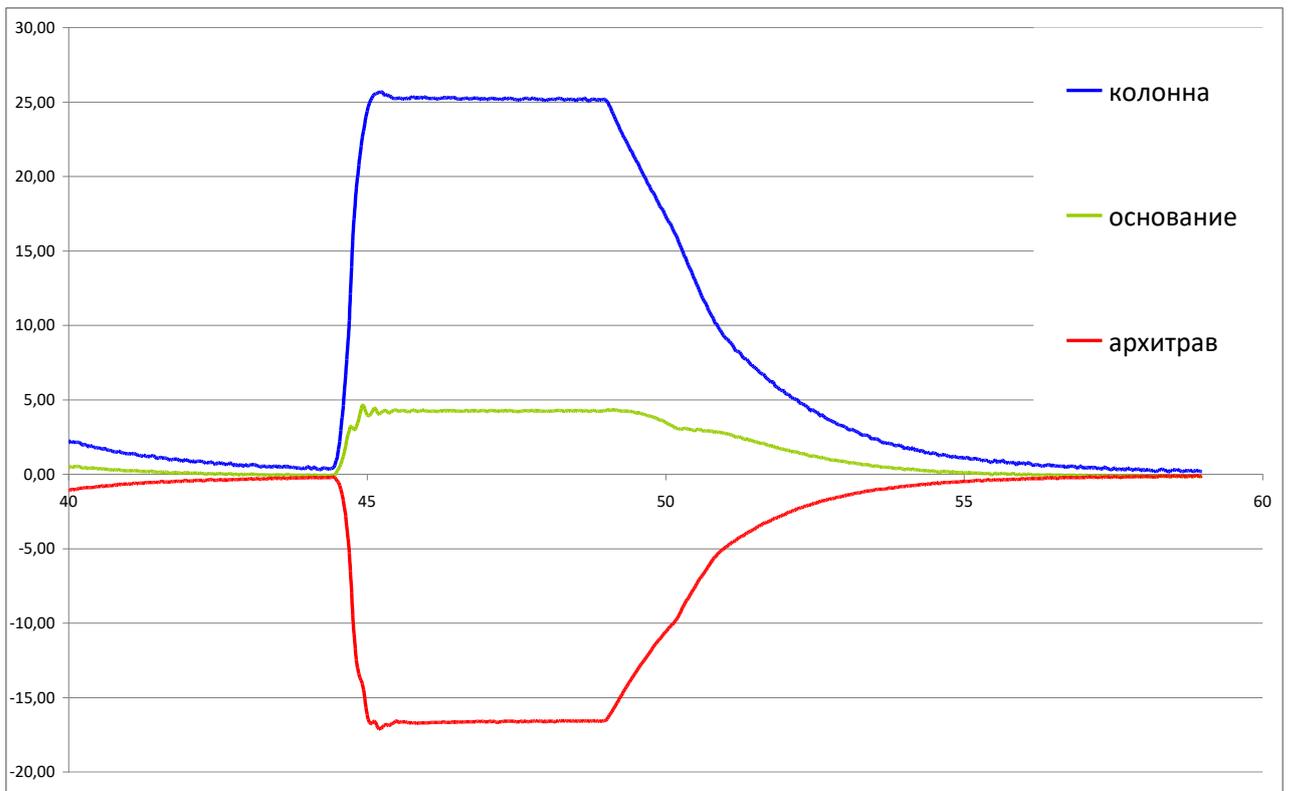


Рисунок 63. График изменения напряжений в колонне №2 и колонных стаканах основания и архитрава

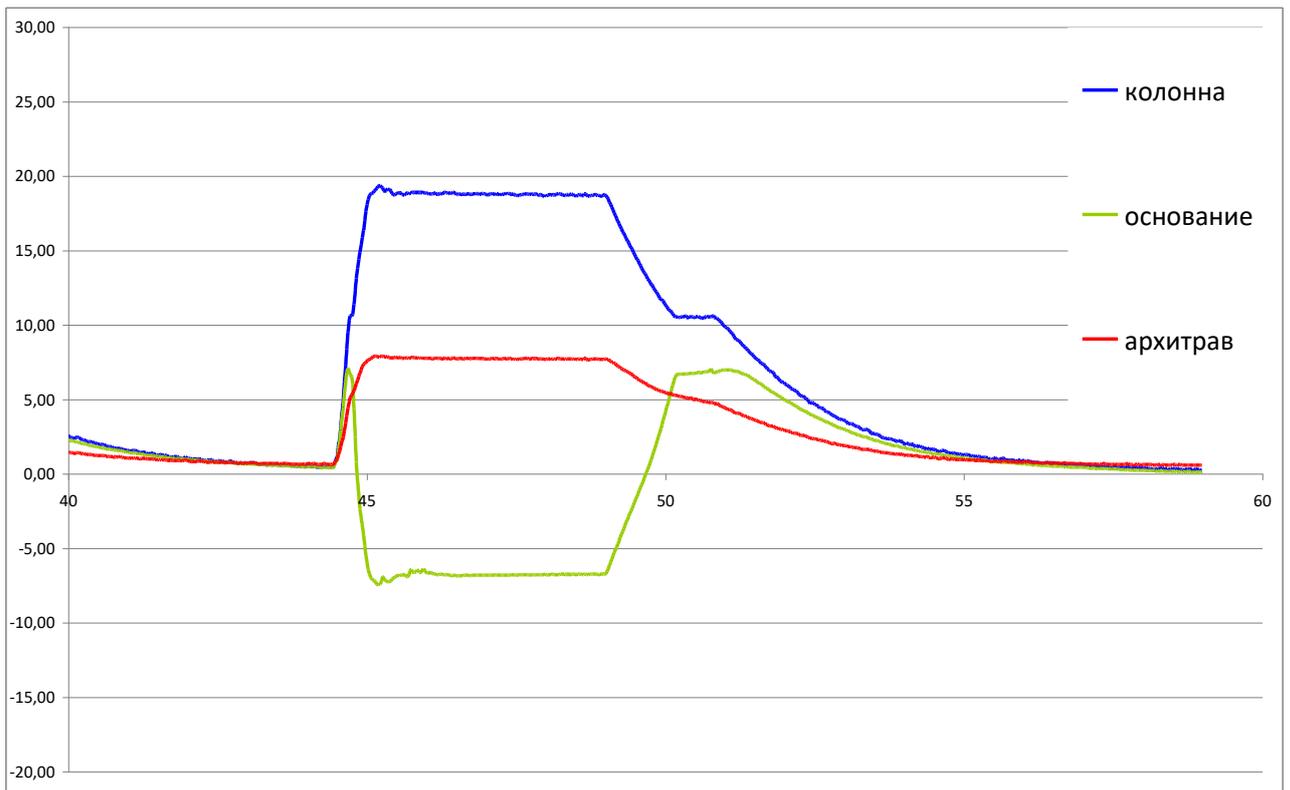


Рисунок 64.График изменения напряжений в колонне №3 и колонных стаканах основания и архитрава

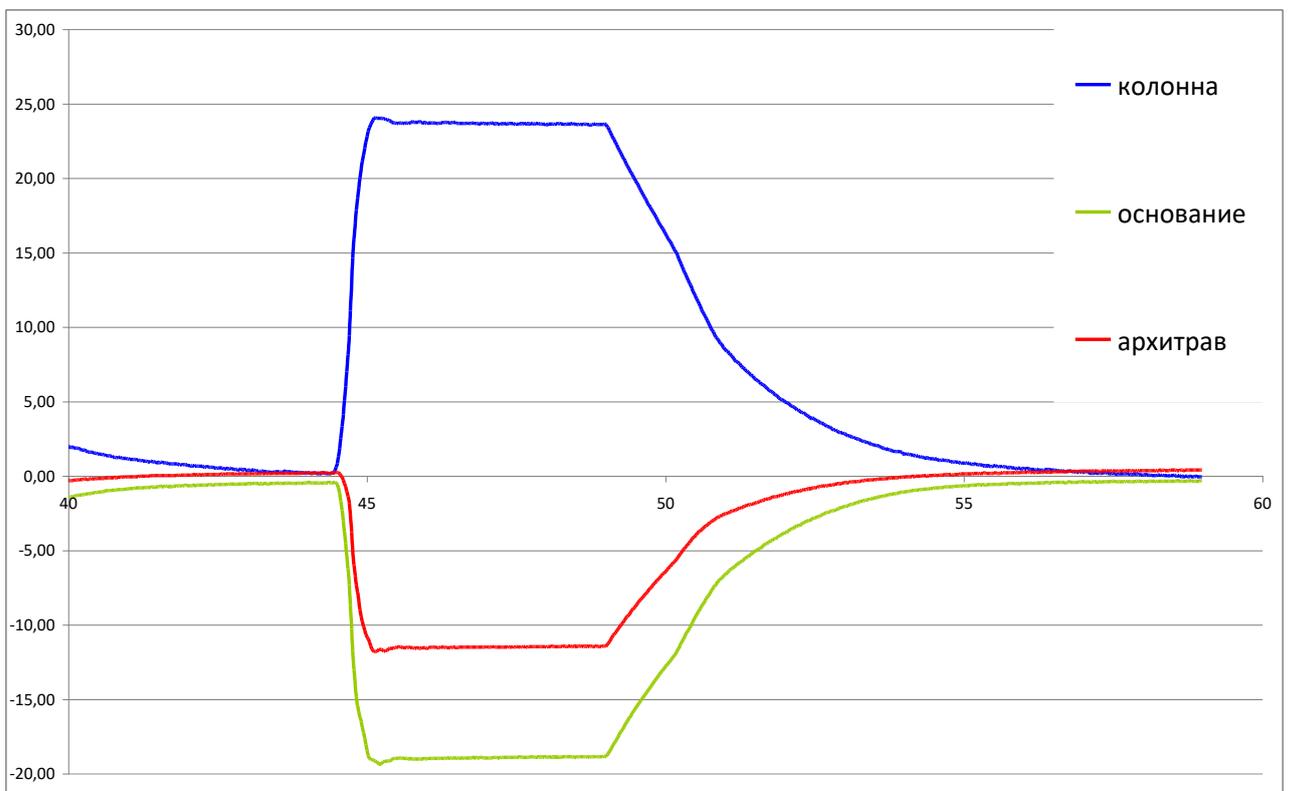


Рисунок 65.График изменения напряжений в колонне №4 и колонных стаканах основания и архитрава

На рисунках 60 – 61 представлены графики изменения величины суммарного усилия прессования и изменения усилий в каждой колонне пресса. Максимальное усилие прессования при давлении в системе 180 атм. составило 1353,6 тс. На графиках хорошо видно, что колонны №№ 2 и 4 воспринимают нагрузку существенно большую по сравнению с колоннами №№ 1 и 3. В таблице 3 представлены величины усилий в каждой колонне, суммарного усилия прессования и отклонения от среднего значения при стабильном прессовании. Отклонения величины усилия по колоннам относительно среднего значения незначительно превышает допустимое значение в 15% (в таблице 3 отмечены красным цветом), однако тот факт, что при всех нагружениях две диагональные колонны воспринимают усилие на 30% больше по сравнению с другой диагональю, является серьёзным отклонением от проектного режима работы пресса.

Подобная ситуация с распределением усилия по колоннам объясняется наличием кругового зазора между верхней гайкой колонны №3 и основанием пресса. Из-за наличия зазора силовая диагональ конструкции «колонна№1-колонна№3» имеет меньшую жесткость, т.е. начинает воспринимать усилие прессования только тогда, когда зазор между гайкой колонны №3 и основанием перекроется, а к этому моменту в диагонали «колонна №2 – колонна №4» уже накоплены деформации растяжения.

Таблица 3

Результаты измерения усилия в колоннах пресса  
(давление в системе 180 атм)

Момент нагружения t=10 сек				
№ колонны	Усилие, тс	Усилие прессования, тс	Среднее значение усилия по колоннам, тс	Отклонение от среднего значения усилия, %
1	274,8	1333,5	333,36	-17,6
2	389,3			16,8
3	290,1			-13,0
4	379,3			13,8

На рисунке 66 представлены эпюры напряжений в колоннах в сечении, в котором установлены датчики, а также показано направление вектора максимального прогиба колонны в момент, соответствующий максимальному усилию прессования 1353,6 тс. Значения замеренных напряжений в местах установки датчиков, а также результаты их математической обработки представлены в таблице 4. Проектный режим совместной работы базовых деталей при центральном нагружении соответствует картине деформации колонн, когда векторы максимального прогиба колонн обращены к центральной оси прессы и симметричны относительно продольной и поперечной плоскостей конструкции, при этом вклад напряжений изгиба в величину максимальных напряжений одинаков для всех колонн. В нашем случае картина изгиба колонн носит следующий характер: векторы максимального прогиба колонн обращены к центральной оси прессы и практически симметричны, однако вклад напряжений изгиба в суммарный уровень напряжений по колоннам сильно различен. Так в колоннах №2 и №4 вклад напряжений изгиба значительно ниже, чем в колоннах №1 и №3.

Таблица 4

Результаты измерения напряжений в колоннах прессы

№ Колонны	№ датчика	Напряжение, МПа	Среднее напряжение, МПа	Максимальное напряжение изгиба, МПа	Максимальное напряжение, МПа
1	1	21,8	17,5	9,7	27,1
	2	25,1			
	3	13,2			
2	4	26,6	24,8	3,8	28,6
	5	28,1			
	6	23,0			
3	7	18,5	18,7	0,4	19,1
	8	19,0			
	9	18,9			
4	10	22,5	24,2	8,5	32,6
	11	32,5			
	12	25,8			

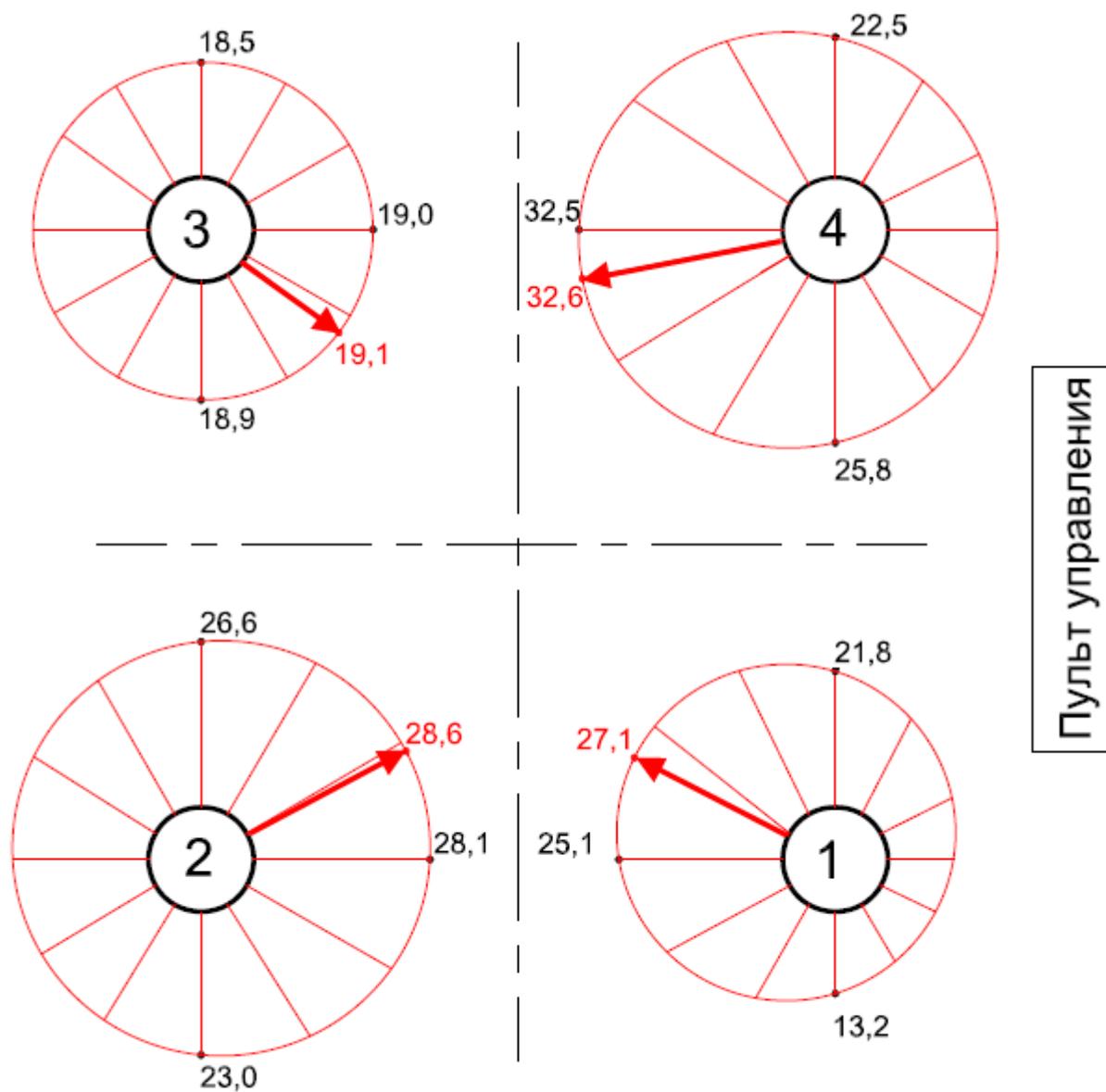


Рисунок 66. Эпюры напряжений в колоннах прессы и направление вектора максимального прогиба в момент максимального усилия прессования

В результате контроля равномерности распределения усилия прессования по колоннам было выявлено, что колонны №№ 2 и 4 несут нагрузку выше практически на 30%, чем колонны №№ 1 и 3. Подобная картина наблюдается на всех нагружениях в течение всего этапа экспериментальных исследований НДС колонн. Причинами подобного отклонения от проектного режима работы являются наличие кругового зазора в 1,5 мм между внешней гайкой колонны №3 и опор-

ными поверхностями основания, а также отсутствие предварительного нагружения колонны №4 в колонном стакане основания и колонн №№1,2,4 в колонных стаканах архитрава, что подтверждено экспериментально.

Дальнейшая эксплуатация колонн в существующем режиме, особенно при увеличении усилия прессования до 2000 *тс*, неизбежно приведет к развитию трещин усталости в резьбовых участках, так как коэффициент запаса усталостной прочности колонн при условии отсутствия предварительного нагружения колонн составляет  $n_f = 0,66$ .

При этом конструкция колонны гарантированно обеспечивает длительную безотказную работоспособность колонн даже при увеличении усилия прессования до 2000 *тс* при условии достаточного предварительного нагружения колонн пресса в колонных стаканах поперечин. Коэффициент запаса усталостной прочности составляет  $n_f = 1,81$ .

### **3.2.5. Повреждение резьбовой части колонны**

Разрушение резьбы у колонн может произойти по нескольким причинам. Первая – срез витков резьбы при превышении допустимых напряжений, расхождении стыков или потери равномерности нагружения. В этом случае рекомендуется восстановить равномерность нагружения колонн и произвести термозатяжку стыков. Вторая причина – коррозия. Большая часть гидравлических прессов работает не на масле и не на эмульсионной жидкости, а на обыкновенной воде. В краткосрочной перспективе, экономия от использования воды в системе может показаться приличной, однако в долгосрочной – стоимость текущих и капитальных ремонтов оборудования значительно возрастает.

На прессе силой 100 МН производства УЗТМ, установленного на «СМК» г. Ступино, в течение долгого времени просочившаяся из системы вода стекала по деталям пресса в подвальное помещение, где потом откачивалась насосом.

Во время проведения электротензометрического исследования равномерности нагружения колонн пресса обнаружено, что пресс нагружается не равномерно (рисунок 67).

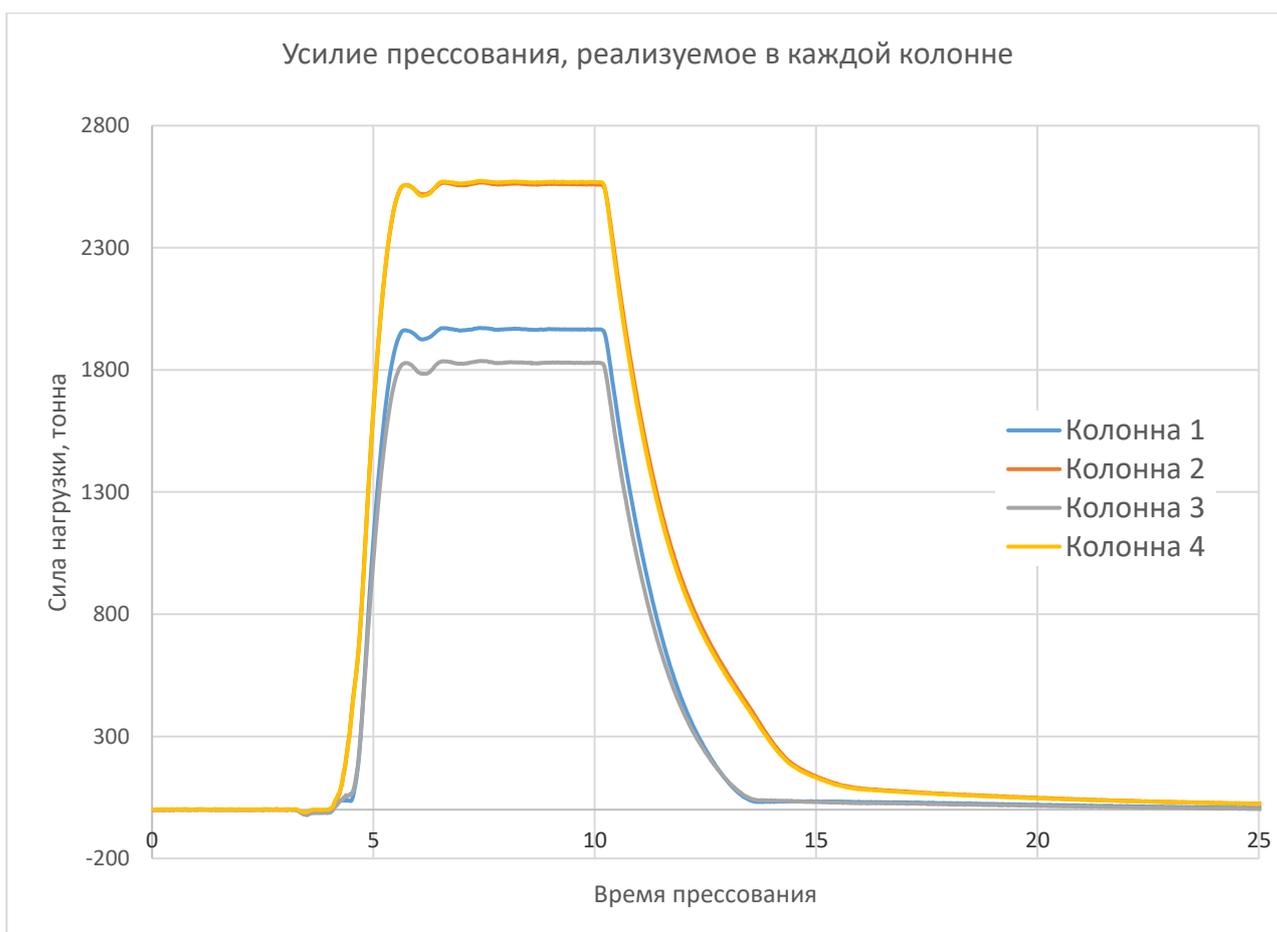


Рисунок 67.График изменения усилий прессования, реализуемых в каждой колонне

После замера зазоров между внутренними гайками и поверхностями архитрава и основании обнаружен полностью раскрытый стык на 3-й колонне в основании пресса. При разборе разрезной гайки обнаружилось, что внешняя резьба 3-й колонны разрушена на 50-60% (рисунок 68).

Для колонны с неповреждённой резьбой, коэффициент концентрации напряжений равен  $a_{\sigma} = 13,7$  (рисунок 69 а). При таком значении, коэффициент запаса прочности колонны при затянутых стыках равен  $n = 1,72$ . Что бы оценить воздействие корродирования резьбы на запас прочности, разработана следующая методика:

Уменьшая высоту профиля резьбы, оставляя другие размеры исходными, моделируем идеализированное корродирование резьбы (рисунок 69 б). Проведя несколько расчётов, получаем график зависимости концентрации напряжений, от процента повреждённой резьбы (рисунок 70) [67].



Рисунок 68. Частично корродированная внешняя резьба колонны 100 МН

Рекомендуемый запас прочности для базовых деталей равен  $n_0 = 1,2$ , поэтому исходя из прямой зависимости коэффициента запаса прочности и коэффициента концентрации напряжений, можем предположить, что для обеспечения минимального запаса прочности представленной колонны, коэффициент концентрации напряжений не должен превышать  $a_\sigma < 19,63$ , а процент поврежденной резьбы, исходя из графика на рисунке 70, не превышать 20%.

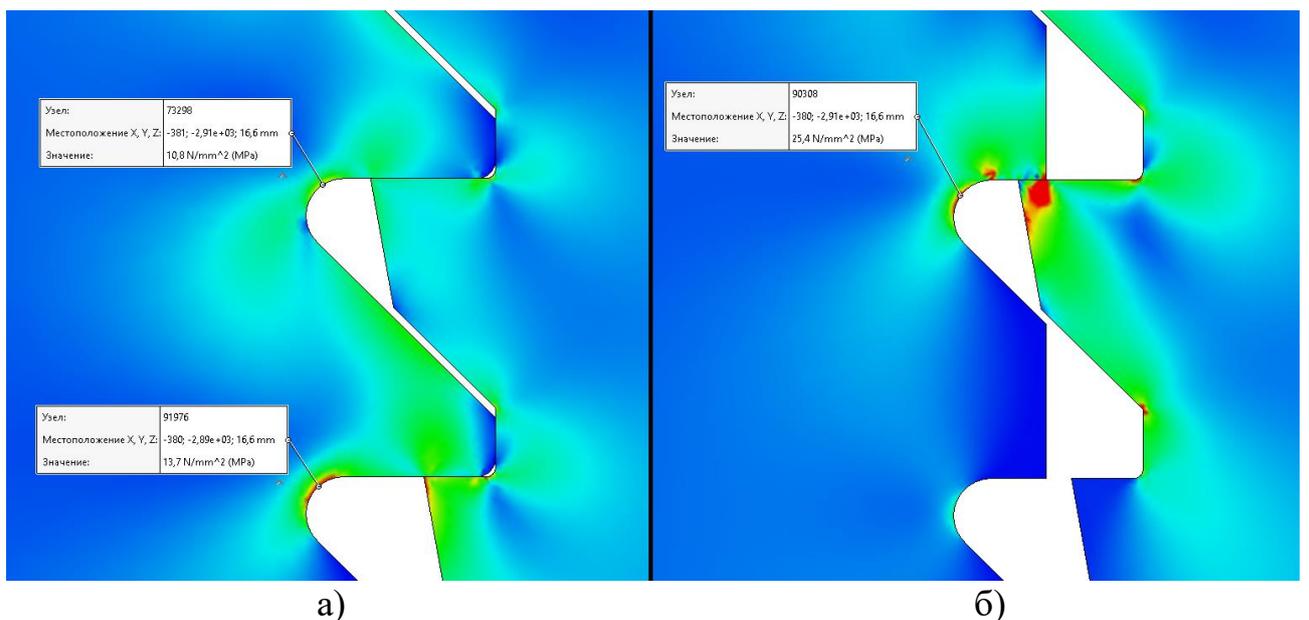


Рисунок 69. Максимальные напряжения в резьбовом соединении в неповрежденной резьбе и при сохранении 60% высоты резьбы

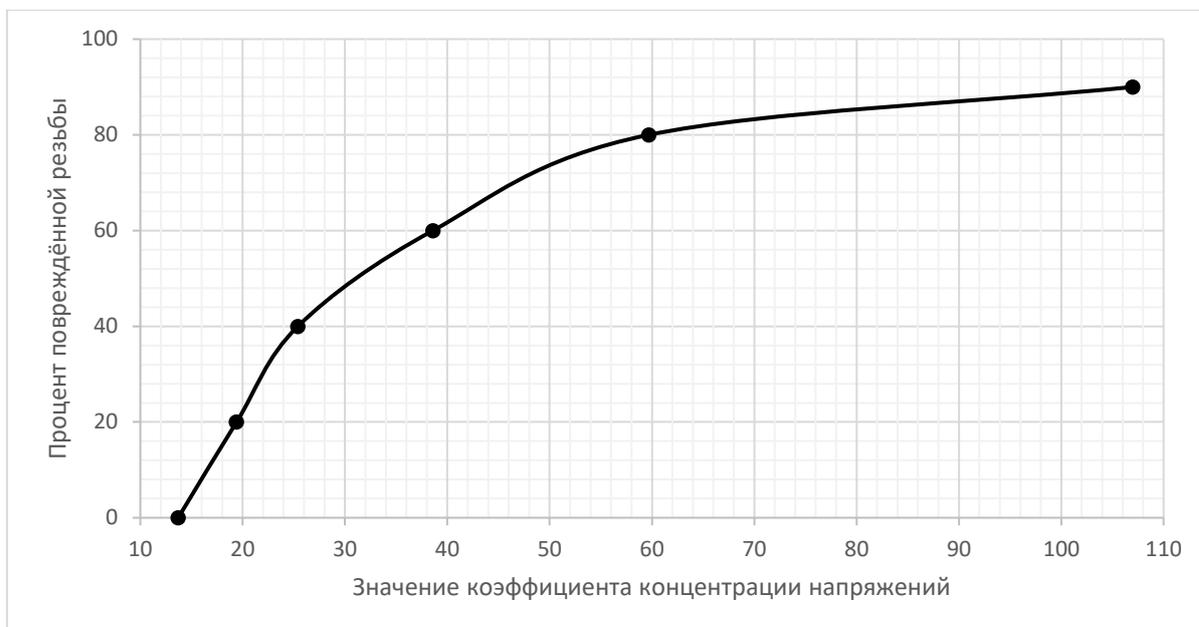


Рисунок 70. График зависимости коэффициента концентрации напряжений в колонне от процента поврежденной резьбы

### 3.2.6. Увеличение запаса прочности с помощью бандажирования гайки при частичном повреждении резьбы

Если запас прочности колонны в результате повреждений становится ниже минимального рекомендуемого  $n_0 = 1,2$ , многократно увеличивается вероятность отказа. Учитывая уникальность мощных гидравлических прессов, производство, доставка и установка новой базовой детали взамен разрушенной, является невыполнимой в короткие сроки задачей. Поэтому для продолжения эксплуатации оборудования необходимо увеличить запас прочности поврежденного резьбового соединения.

Добиться требуемого результата можно несколькими способами. Самый распространенный из них – нарезание новой внешней резьбы меньшего диаметра и изготовление новой гайки. В работе [7] были разработаны специальные резьбы ВНИИМЕТМАШ-I и ВНИИМЕТМАШ-II, которые дали величины коэффициентов концентрации напряжений  $\alpha_\sigma = 6,35$  и  $\alpha_\sigma = 5,3$ , соответственно. Однако в исключительных случаях, из-за отсутствия оборудования для обработки крупногабаритных деталей, цех не имеет технической возможности произвести данную модернизацию.

Для случаев, когда невозможно нарезать новую резьбу, предлагается метод бандажирования гайки (рисунок 71). На разрезную гайку (рисунок 72 а ) «на горячую» надеваются пояса бандажа и монтируются распирающие клинья (рисунок 72 б, в). При остывании бандаж сжимает разрезную гайку, часть резьбы гайки пластически деформируется, тем самым увеличивая площадь соприкосновения.

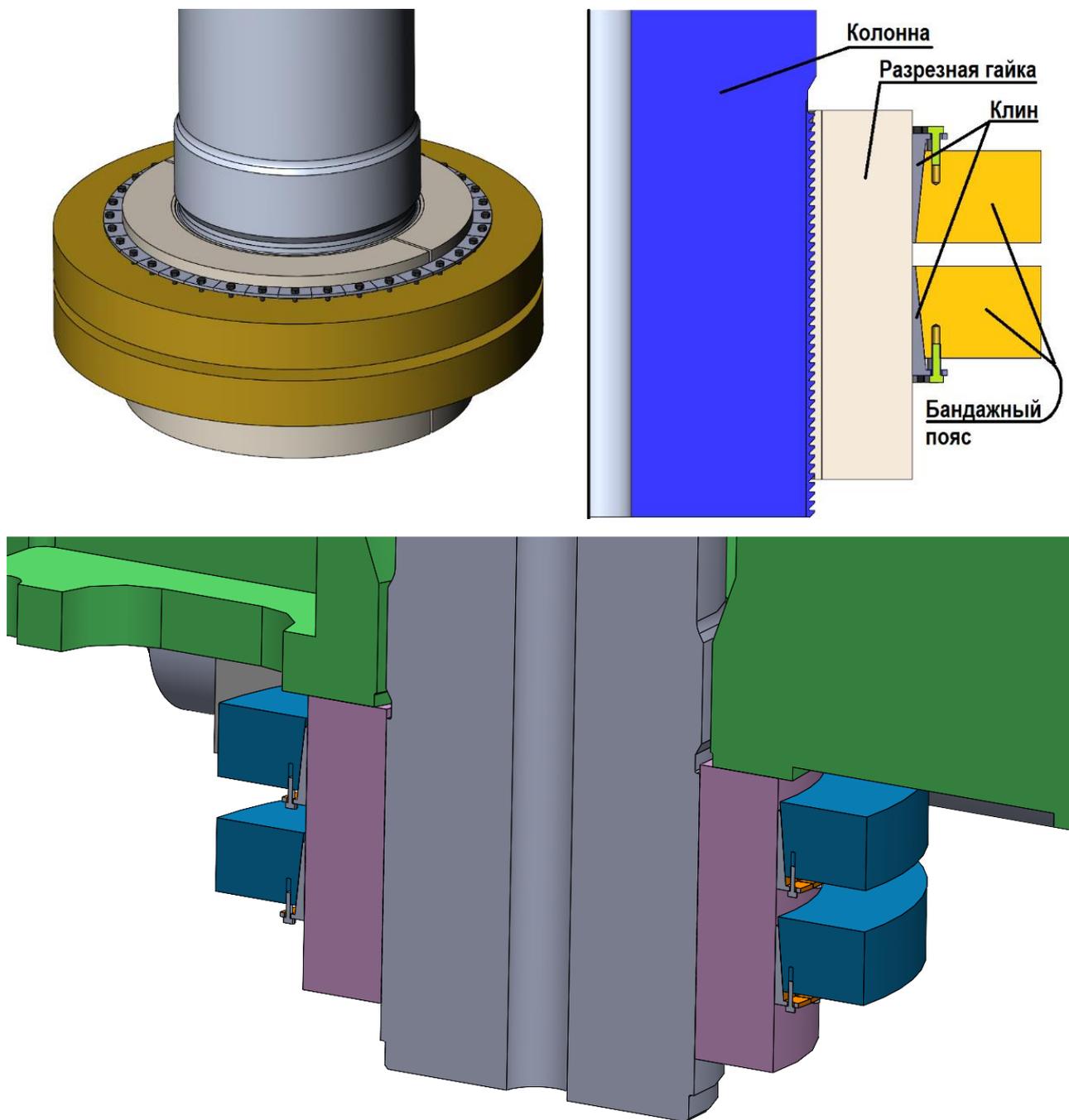


Рисунок 71. Предложенный вариант установки двух бандажных поясов с распирающими клиньями.

Поскольку разрезная гайка имеет площадки для стягивающих винтов, остывший бандаж имеет неравномерное напряженно-деформированное состояние, особенно это заметно на нижнем поясе (рисунок 72 г).

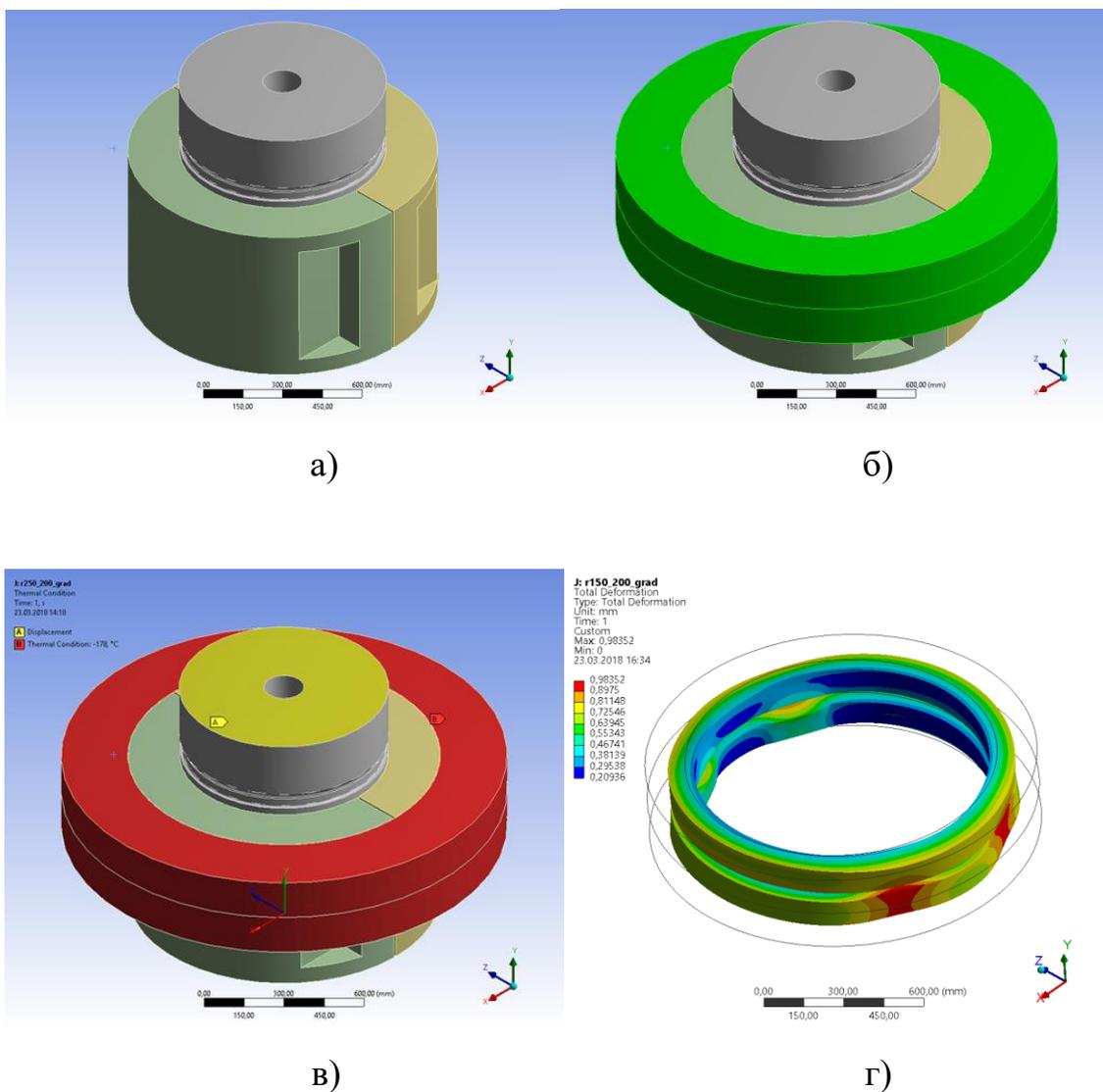


Рисунок 72.Расчётная модель бандажа

Для определения необходимых геометрических размеров бандажных колец проведен расчёт нескольких вариантов исполнения толщиной 150, 200 и 250 мм, максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу в которых равны 491МПа и 565 МПа для а) и б), 477 МПа и 565 МПа для в) и г), 483 МПа и 585 МПа для д) и е) соответственно (рисунок 73).

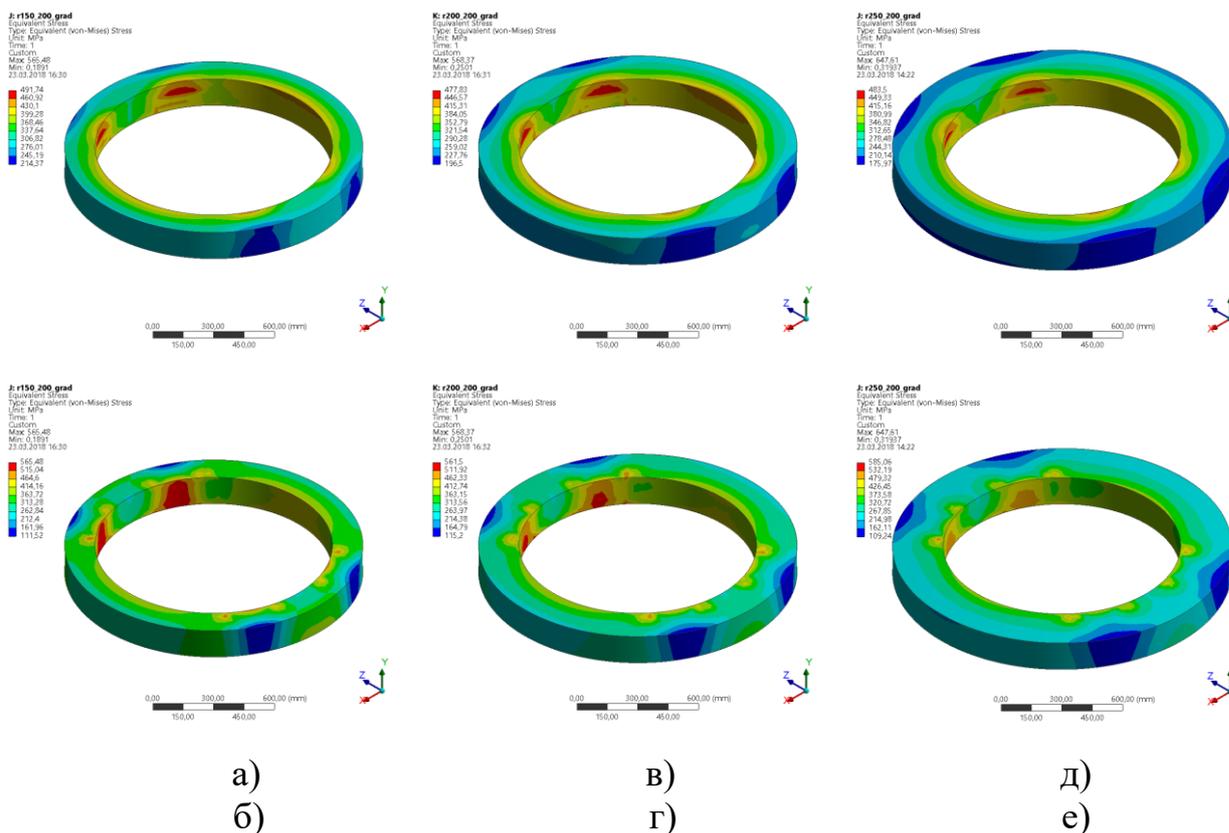


Рисунок 73. Сравнение моделей бандажа разных толщин

Вследствие того, что во всех предложенных вариантах изготовления поясов максимальные напряжения превышают напряжения текучести, проведён дополнительный нелинейный расчёт с материалом сталь 35 (рисунок 74), исходя из которого определено, что пластические деформации проявляются на глубине 40-60 мм от внутренней стенки пояса верхнего кольца и до 30 мм – нижнего кольца. По этой причине для создания давления на гайку будет достаточно пояса с толщиной 150 мм.

После определения необходимых геометрических размеров поясов бандажа, проведена серия расчётов запаса прочности резьбы. К колонне прикладывалось максимальное усилие затяжки, а пояса бандажа охлаждались на 180°C. На рисунке 75 представлено 3 расчётных случая под рабочей нагрузкой: а) – напряжения в неповреждённой резьбе, б) – напряжения в повреждённой резьбе, в) – напряжения в повреждённой резьбе, с установленным бандажом. Действие бандажа на гайку перераспределяет напряженное состояние витков резьбы. Если без бандажа наиболее нагруженными являлись первые витки гайки, то после сжатия, воспринимать усилие начинает большая часть витков.

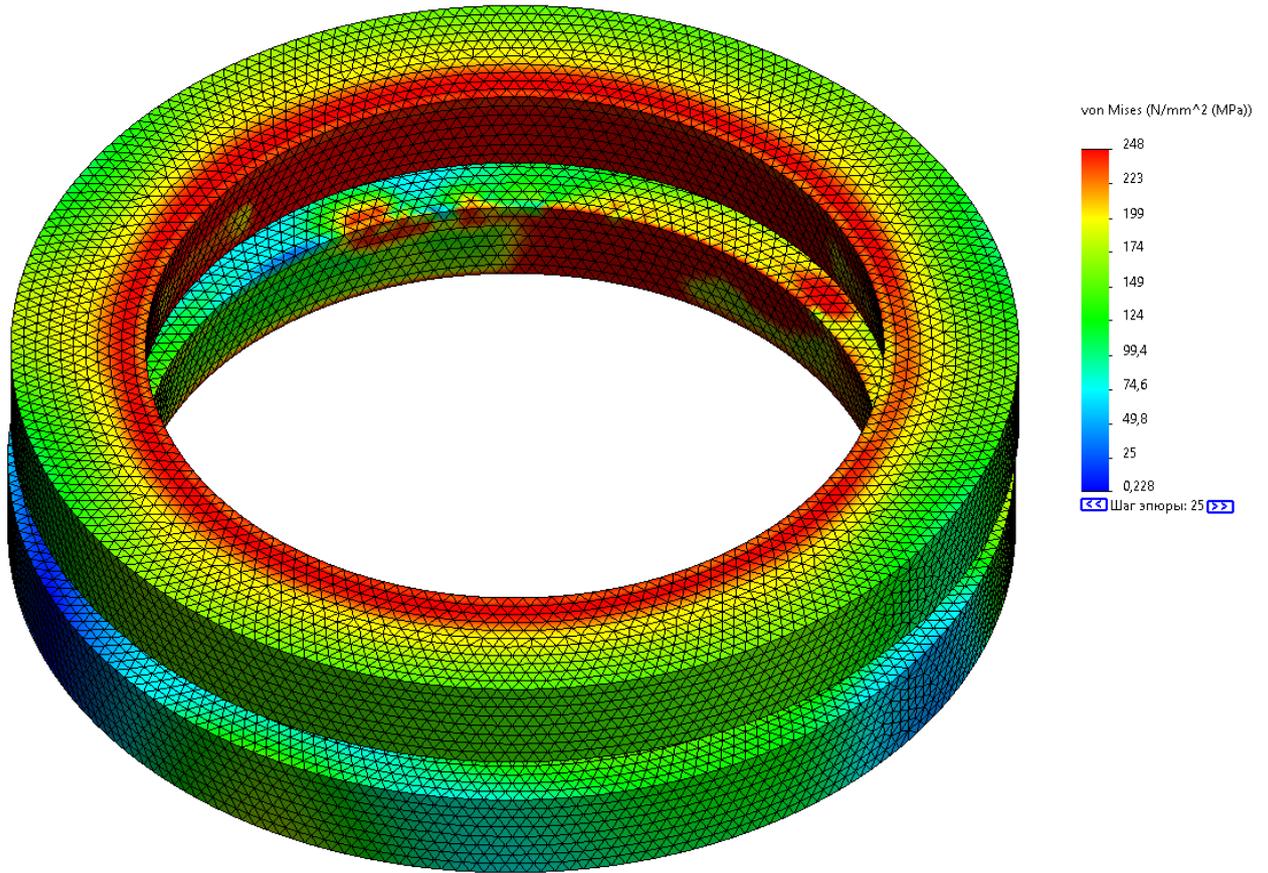


Рисунок 74. Напряженное состояние бандажных поясов, исследование в нелинейной постановке.

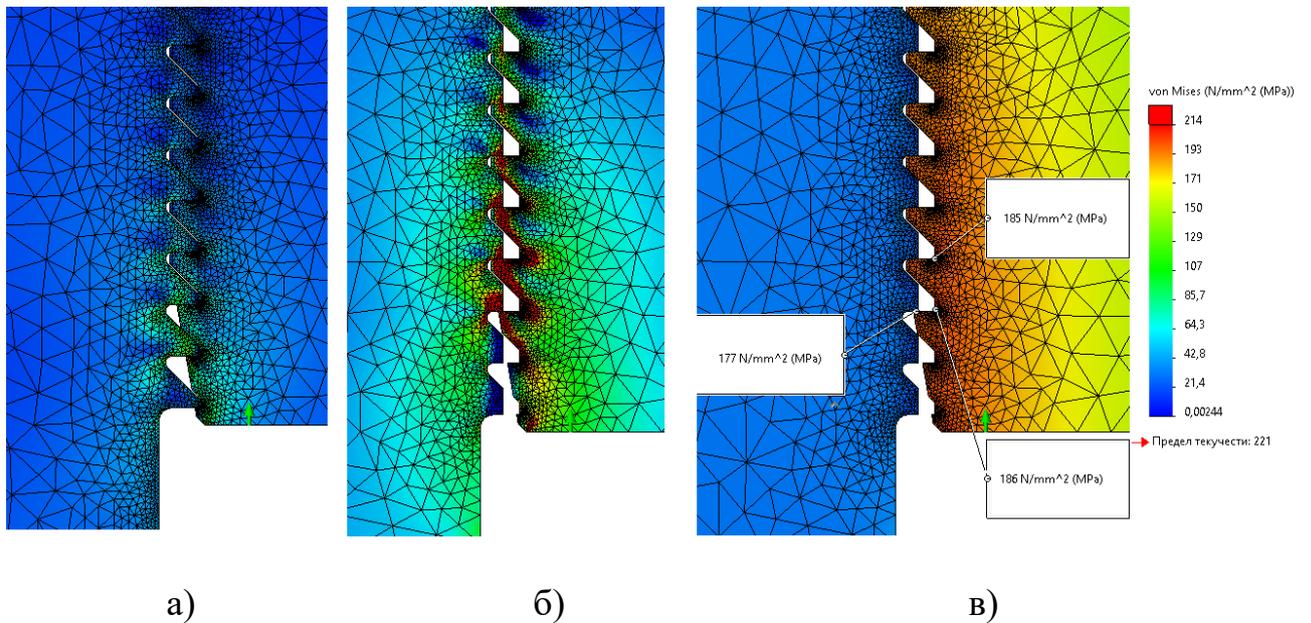


Рисунок 75. Результаты расчёта резьбы под нагрузкой от усилия затяжки

Проведённые расчёты показали работоспособность данного метода. Запас прочности резьбового соединения при повреждении 40% высоты резьбы, составляют порядка  $n_0 = 1,4$ , а при 50%  $n_0 = 1,24$ , что в теории обеспечивает не только временное использование, до момента производства новой колонны и её установки, а допускает дальнейшее использование колонны с повреждённой резьбой, при условии сохранения проектного режима работы с достаточно затянутыми стыками.

Пояса для бандажирования и распорные клинья были изготовлены силами АО «СМК», и установлены компанией Надежность ТМ в 2018 году. При этом участки сильно повреждённой резьбы были заполнены двухкомпонентным композитным материалом, для обеспечения лучшего контакта. После ремонта проведено повторное тензометрическое обследование равномерности нагружения колонн гидравлического пресса (рисунок 76), результат которого показал сильную перетяжку одной из колонн и выравнивание усилия между остальными колоннами.

На рисунке 77 представлен результат проведенного ремонта – установленный бандаж разрезной гайки на прессе 10 тысяч тонн силы, обеспечивший необходимую, для нормальной работы пресса, затяжку колонны. За последующие три года проблем раскрытия стыка узла «гайка – колонна – основание» не возникала.

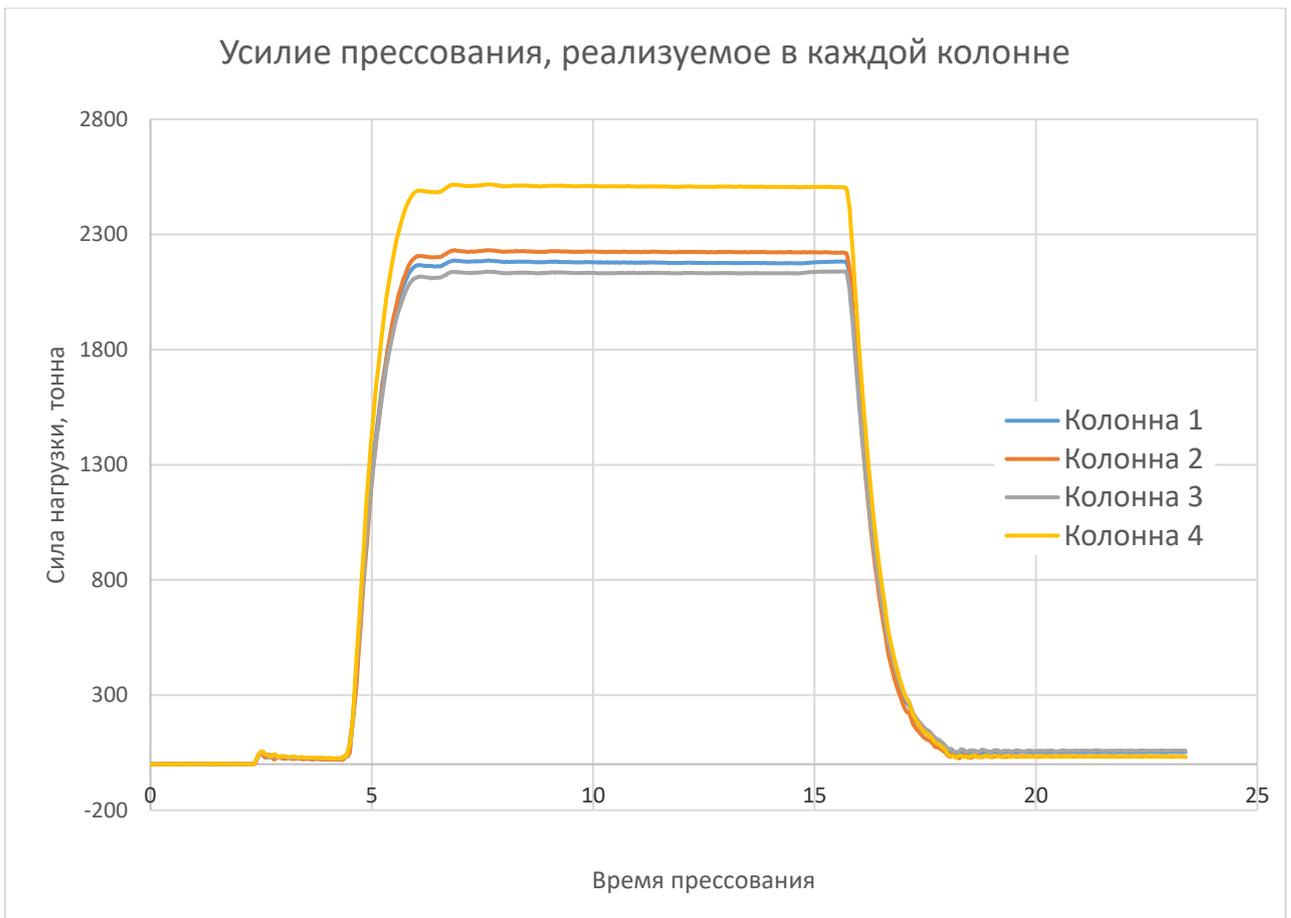


Рисунок 76.График изменения усилий прессования, реализуемых в каждой колонне после затяжки и установки бандажа



Рисунок 77.Бандаж, установленный на гайку колонны с поврежденной резьбой во время проведенного восстановительного ремонта в 2018 г.

### **3.3. Экспертиза и расчёт поперечин и станин прессов и станов**

Поперечины являются наиболее сложными базовыми деталями. В отличие от колонн и гидравлических цилиндров, которые в большей степени являются телами вращения, поперечины – сложные геометрические конструкции, чаще всего имеющие несколько плоскостей симметрии.

Из-за сложной формы, большого количества всевозможных концентраторов в виде технологических отверстий, продольных и поперечных рёбер, в большинстве случаев не удастся обнаружить зародившуюся трещину, пока она не разрастается до размеров, влияющих на работу тяжелой машины. По нормативам прогиба основания, архитрава и подвижной траверсы не должны превосходить значение в 0,15 мм на 1 погонный метр длины расстояния между колоннами или рамными пластинами. При образовании множества усталостных трещин в поперечинах обрабатываемые прессом заготовки перестают попадать в допуск по отбраковке, что приводит к выяснению причин и обнаружению повреждения базовых деталей.

Заводские специалисты принимают разрушения за естественные следствия высокой нагруженности оборудования, старения материала базовых деталей за время работы более 40-60ти лет, однако расчётные номинальные напряжения, действующие в поперечинах прессов, не превышают 45–70 МПа при использовании стали Ст35Л с пределом многоциклового усталости  $\sigma_0 \approx 190$  МПа, запас усталостной прочности  $n \approx 2$ , что должно гарантировать неограниченную долговечность базовых деталей. Поэтому можно считать, что разрушения никак не связаны с глобальным высоким уровнем номинальных напряжений, возникающих в процессе работы тяжелой машины [31].

#### **3.3.1. Обнаружение зон возможного образования усталостных трещин в поперечинах с помощью расчёта на прочность**

В работе [58] приведена методика проведения прочностного расчёта прошивного устройства пресса. В рамках главы рассмотрим анализ на примере расчёта подвижной траверсы и станины.

Станина прошивного устройства выполнена из стали 35Л. Согласно работе [47] и данным, собранным в таблице 1, приведены следующие механические параметры для стали 35Л:

- предел прочности  $\sigma_B = 594$  МПа
- предел текучести  $\sigma_T = 308$  МПа
- предел выносливости для отнулевого цикла  $\sigma_0 = 190$  МПа.

Напряженное состояние станины прошивного устройства представлено на рисунке 78. Максимальное напряжение возникает в месте примыкания к колонному стакану и составляет  $\sigma_1 = 153$  МПа.

Коэффициент запаса по усталости равен:

$$n_0 = \frac{\sigma_0}{\sigma_1^{max}} = \frac{190}{153} = 1,24$$

Значение коэффициента запаса по усталостной прочности для станины прошивного устройства близко к минимально допустимому  $[n] = 1,2$ , однако не превышает его, в связи с чем можно сказать, что деталь имеет неограниченную долговечность.

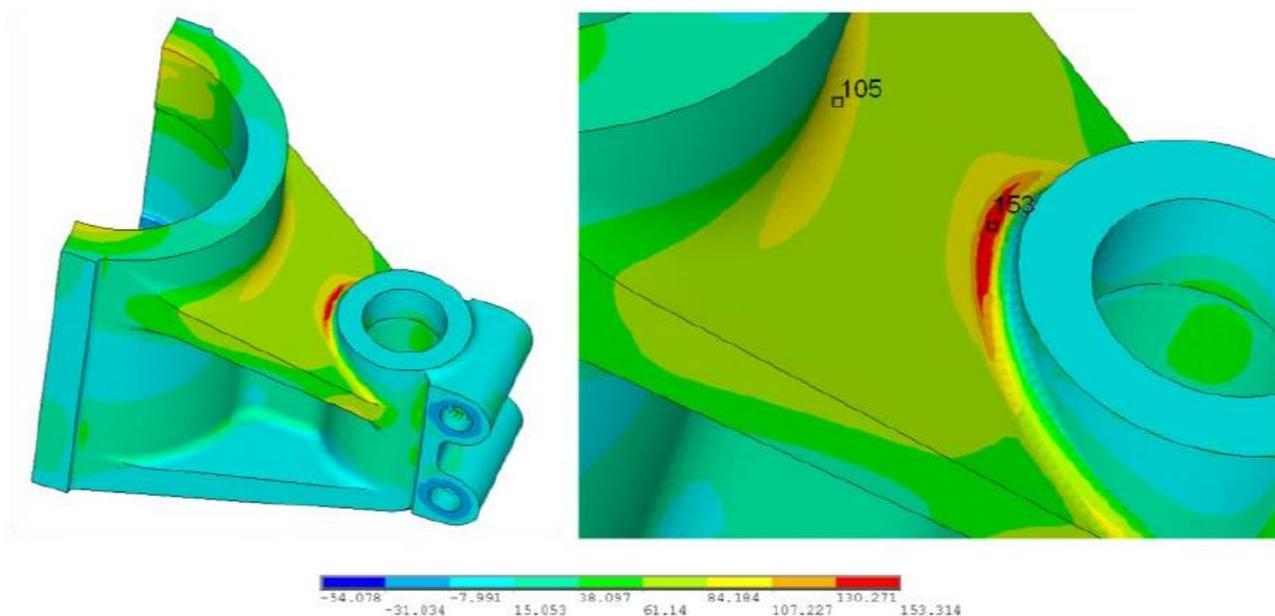


Рисунок 78. Напряженное состояние станины прошивного устройства,  $\sigma_1$  МПа

Напряженное состояние подвижной траверсы прошивного устройства представлено на рисунках 79 – 80. Максимальной величины напряжения достигают на контуре технологического отверстия в плите и составляют  $\sigma_1 = 257$  МПа.

Также значительные напряжения  $\sigma_1 = 194$  МПа возникают на поверхности технологического отверстия в стенке траверсы.

Траверса выполнена из стали 35Л. Коэффициент запаса по усталости:

$$n_0 = \frac{\sigma_0}{\sigma_1^{max}} = \frac{190}{257} = 0,74$$

Коэффициент запаса ниже единицы, поэтому при работе прошивной системы на полное усилие в траверсе неизбежно зарождение и развитие усталостных трещин в зоне максимальных напряжений.

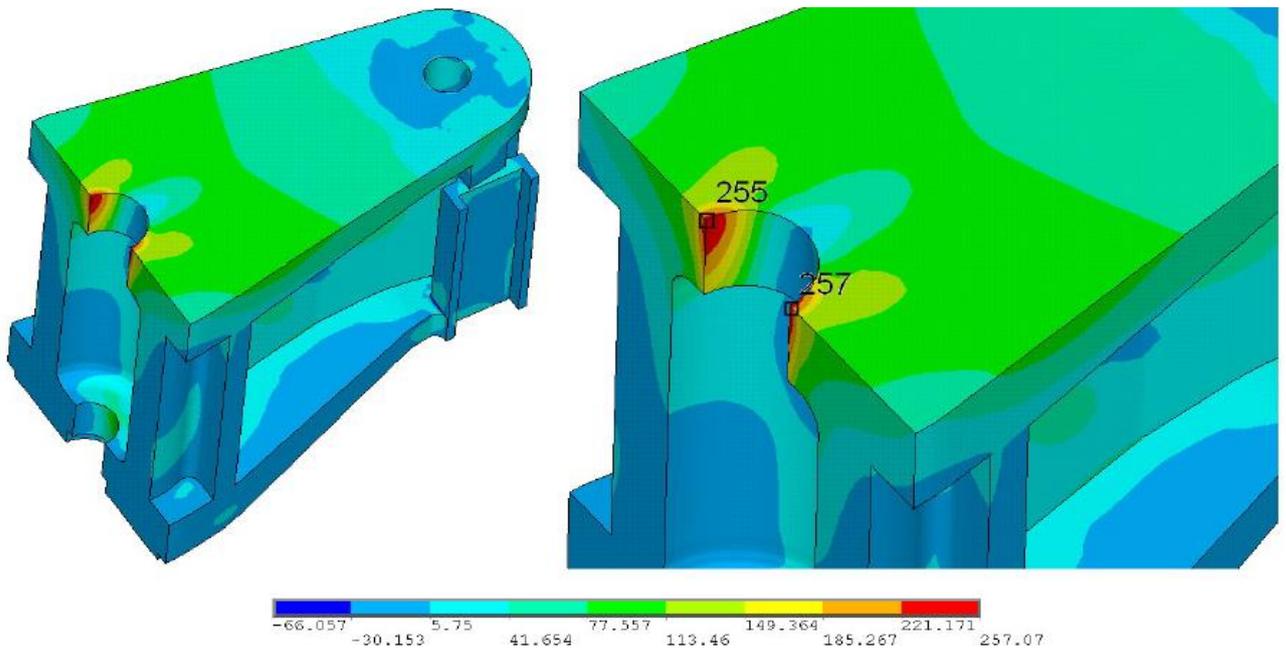


Рисунок 79. Напряженное состояние подвижной траверсы прошивного устройства,  $\sigma_1$  МПа

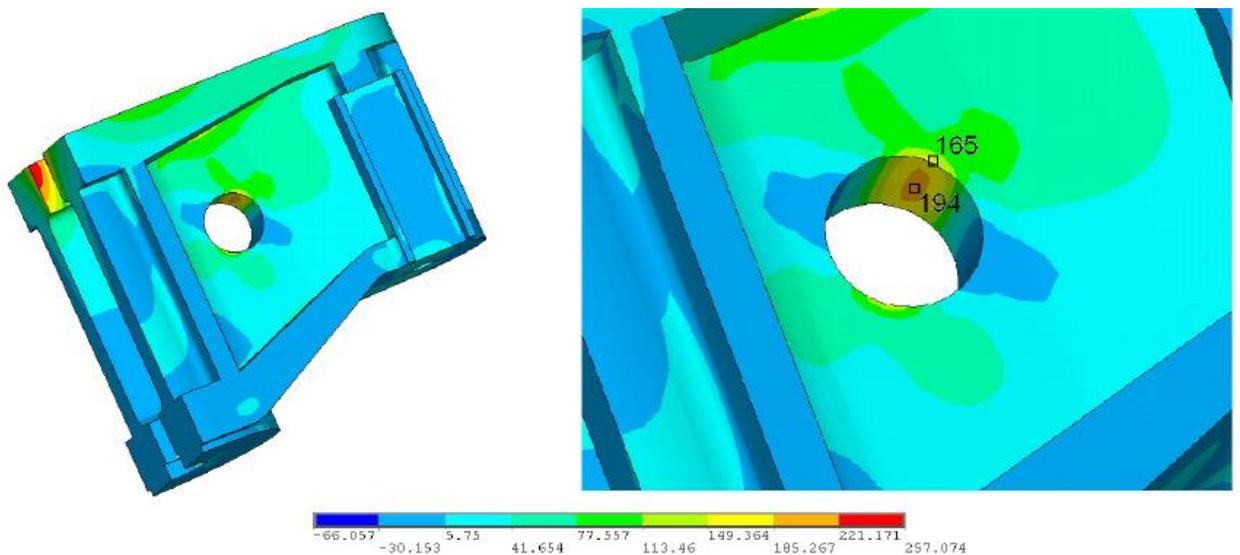


Рисунок 80. Напряженное состояние подвижной траверсы прошивного устройства в области отверстия в вертикальной стенке,  $\sigma_1$  МПа

Описанный выше случай выявления зоны опасных напряжений подтверждает недостатки конструкции. Концентратор напряжений мог быть не учтён во время проектирования, либо завод производитель заложил ограниченный срок службы базовой детали. Несмотря на то, что была выявлена конструктивная ошибка и найдена зона концентрации напряжений, для данной конструкции не нашлось способов модернизировать её так, чтобы обеспечить неограниченную долговечность. Для таких конструкций, ресурс которых ограничен запасом усталостной прочности, рекомендуется контролировать зоны, в которых вероятно возникновение трещин.

### **3.3.2. Модернизация поперечин с целью обеспечения неограниченной долговечности**

Уже упоминавшийся в 1 главе гидравлический пресс силой 100 МН производства УЗТМ, установленный на АО «СМК» в 1990 г., после 30-ти лет работы требовал капитального ремонта с проведением модернизации основания, т.к. в технологических отверстиях вертикальных ребер были обнаружены трещины. В результате проведенного ремонта под основанием были установлены две горизонтальные стяжные шпильки, которые должны были снизить изгиб основания (рисунок 13, отображена четверть основания пресса в сборе с колонной). Однако, спустя 27 лет в основании, в технологических окнах вертикальных ребер вновь были найдены трещины практически в тех же самых местах, в связи с чем был проведен расчет четверти пресса для получения коэффициента запаса прочности по усталости.

В 4 главе будет приведено сравнение результатов выполненного расчёта методом конечных элементов с тензометрическими испытаниями, забегая вперёд, укажу, что расхождения между расчётами и испытаниями составили 7-10%. Учитывая обнаруженный эксцентриситет пресса, из-за которого пресс работал не симметрично, был сделан вывод о сходимости результатов. Благодаря проведению испытаний, описанные ниже расчёты получили практическое подтверждение своей правильности.

На рисунках 81 – 82 отображена сборка четверти пресса, модель строилась согласно методике, описанной в пункте «2.1.2. Расчётные схемы». Исходя из эпюры напряженно-деформированного состояния, можно сделать вывод что стяжные шпильки практически не растягиваются, т.к.  $\sigma_1 < 20$  МПа, а в технологических отверстиях  $\sigma_1 > 165$  МПа, достигая 182 МПа.

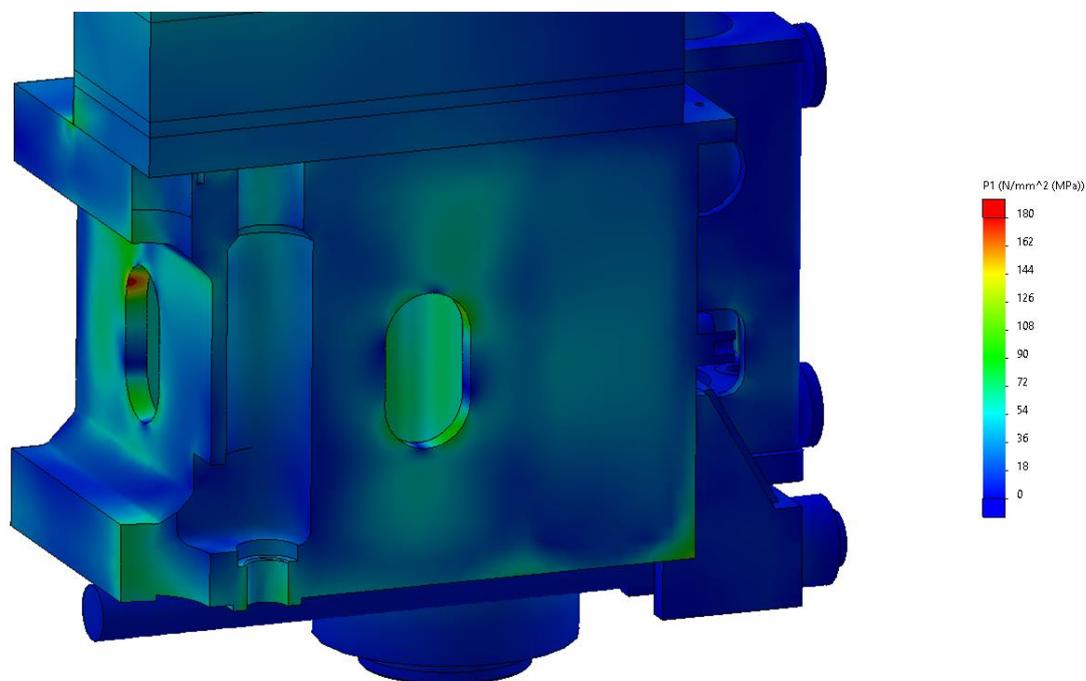


Рисунок 81. Сборка четверти пресса 100МН,  $\sigma_1$  МПа

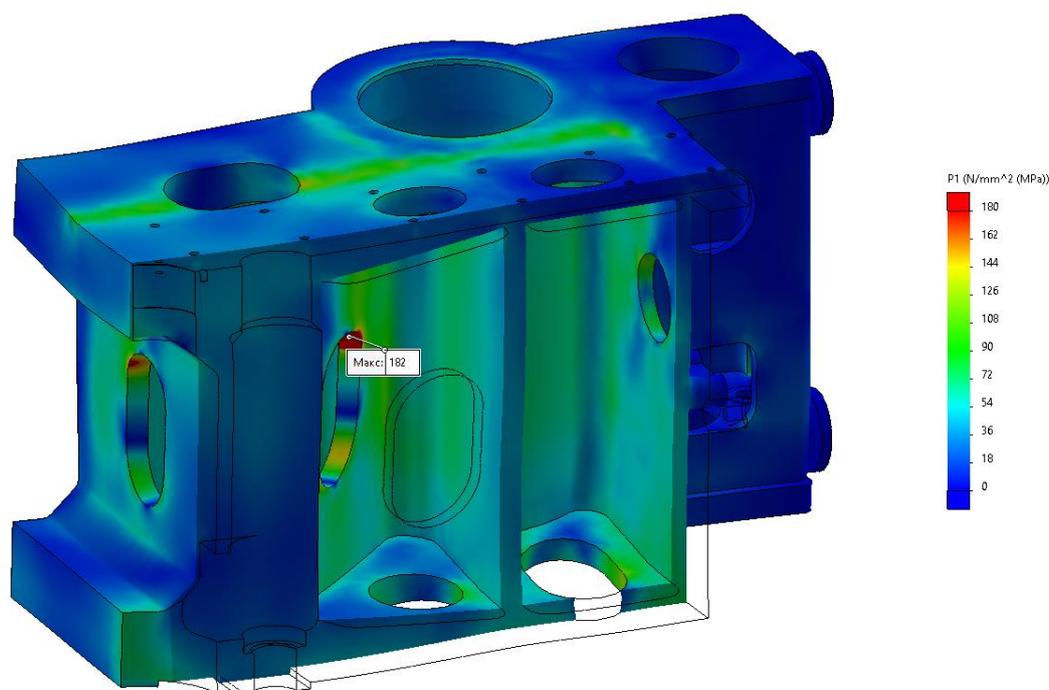


Рисунок 82. Напряженное состояние четверти основания (отсеченный вид),  $\sigma_1$  МПа

Станина пресса 100 МН выполнена из стали 35Л, характеристики которой приведены в таблице 1. Определим коэффициент запаса по усталости:

$$n_0 = \frac{\sigma_0}{\sigma_1^{max}} = \frac{190}{182} = 1,04.$$

Хотя для тяжелых машин не рекомендуется запас прочности меньше, чем  $[n] = 1,2$ , с коэффициентом запаса более единицы не должно возникать усталостных трещин. Учитывая повреждения резьбы колонны, описанные в пункте «3.2.5. Повреждение резьбовой части колонны», незатянутые стыки с колонной и неравномерность распределения усилий в прессе, напряжения достигли критических и привели к образованию новых трещин.

Для недопущения полного разрушения основания был проведён ремонт сваркой, а также предложен вариант обеспечения неограниченной долговечности благодаря заварке технологических окон и исключению концентраторов напряжений. На рисунке 83 представлена эпюра распределения напряжений в модели с заваренными окнами. После проведения модернизации, максимальные растягивающие напряжения в модели, не должны превышать  $\sigma_1 > 120$  МПа.

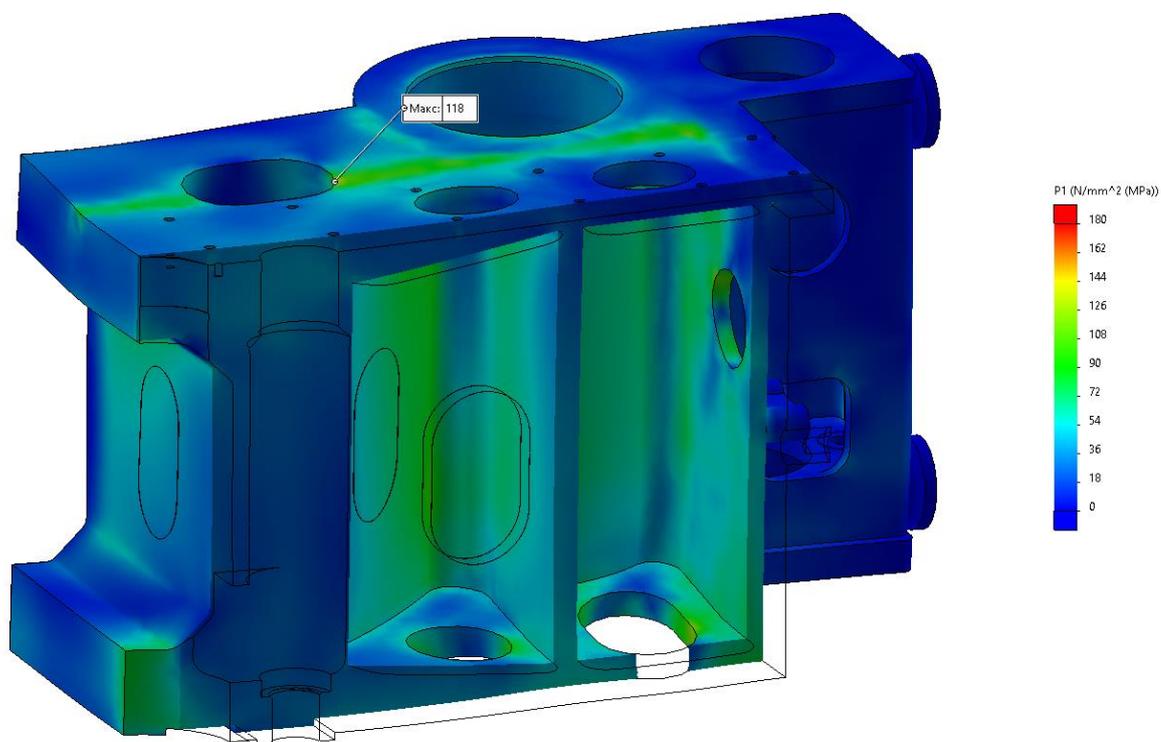


Рисунок 83. Напряженное состояние четверти основания с заваренными технологическими окнами (отсеченный вид),  $\sigma_1$  МПа

В результате произведенной модернизации коэффициент запаса по усталости:

$$n_0 = \frac{\sigma_0}{\sigma_1^{max}} = \frac{190}{118} = 1,61,$$

что должно дать неограниченную долговечность основания при соблюдении рабочих режимов работы прессы.

Сравнение рисунков 82 и 83 поможет дать оценку номинальным напряжениям, которые практически не изменяются в конструкции основания. На основании этого сравнения можно обобщить результаты для других расчётов, даже при достаточно низких номинальных напряжениях в поперечинах; в отверстиях продольных или поперечных рёбер, а также местах соединения участков различной жесткости, могут возникать повышенные, опасные для прочности, напряжения.

### **3.3.3. Расчёт коэффициента запаса по усталости клеток прокатных станов**

Стан 2000 предназначен для горячей прокатки листа и находится в эксплуатации с 1975 г. на металлургическом предприятии Северсталь в г. Череповец. Обследованные клетки № 6 и 7 относятся к чистой группе, по своей конструкции являются четырехвалковыми (2 рабочих валка, 2 опорных валка). Станины представляют собой цельные литые конструкции, материал сталь – 30Л. Вес одной станины – 127 тонн.

При проведении экспертизы состояния станин клеток, ставились задачи:

- Расчет напряженного состояния станины методом конечных элементов. Определение областей концентрации напряжений. Расчет коэффициента запаса по усталости при проектной и увеличенной нагрузке до 4600 тн на клетку.
- Экспериментальное определение действующих напряжений в станинах клеток №6, 7 и сопоставление с расчетными данными.
- Исследование влияния формы (радиуса) галтельного перехода в зоне установки гайки нажимного механизма на напряженное состояние станины клетки методом конечных элементов. Выбор варианта галтели для внедрения.

Согласно предоставленной документации станина клетки сделана из стали 30Л. Свойства материала:

- $E = 2 \cdot 10^5$  МПа – модель упругости;
- $\mu = 0,27$  - коэффициент Пуассона;
- $\sigma_{вр} = 471$  МПа – предел прочности.
- $\sigma_0 = 182,3$  МПа – предел усталости

Клеть состоит из 2-х одинаковых станин (рисунок 84), каждая станина имеет 2 плоскости симметрии, что позволяет при расчетах ограничиться моделированием 1/4 части станины (рисунок 85). Соответствующая конечно-элементная сетка представлена на рисунках 85 б – 86. При этом сила  $F$ , приложенная к 1/4 части модели составляет:

- $F=33 \text{ МН} / 8 = 4,125 \text{ МН}$  – проектная нагрузка;
- $F=46 \text{ МН} / 8 = 5,75 \text{ МН}$  - для увеличенной до 4600 тн нагрузки на клеть.

Нагрузка прикладывалась в виде равномерно распределенного давления, соответствующего силе  $F$ , к гайке ходового винта и на опорную поверхность нижней пластины (рисунки 87 – 88).

Граничные условия на перемещения накладывались на плоскости симметрии. Так как в вертикальном направлении суммарные нагрузки вверх и вниз на станину равны, то закрепление в данном направлении может быть реализовано в произвольном узле конечно-элементной модели.

Результаты выполненных расчетов (поля результирующих перемещений и действующих напряжений) представлены на рисунках 89 – 96. Для всех расчетных случаев максимум первых главных напряжений реализуется в галтели  $R=10$  мм в зоне контакта станины с гайкой ходового винта и составляет:

- $\sigma_1^{\max} = 253,27 \text{ МПа}$  – для станины с проектной нагрузкой на клеть;
- $\sigma_1^{\max} = 254,52 \text{ МПа}$  – для действия увеличенной до 4600 тн нагрузки на клеть.

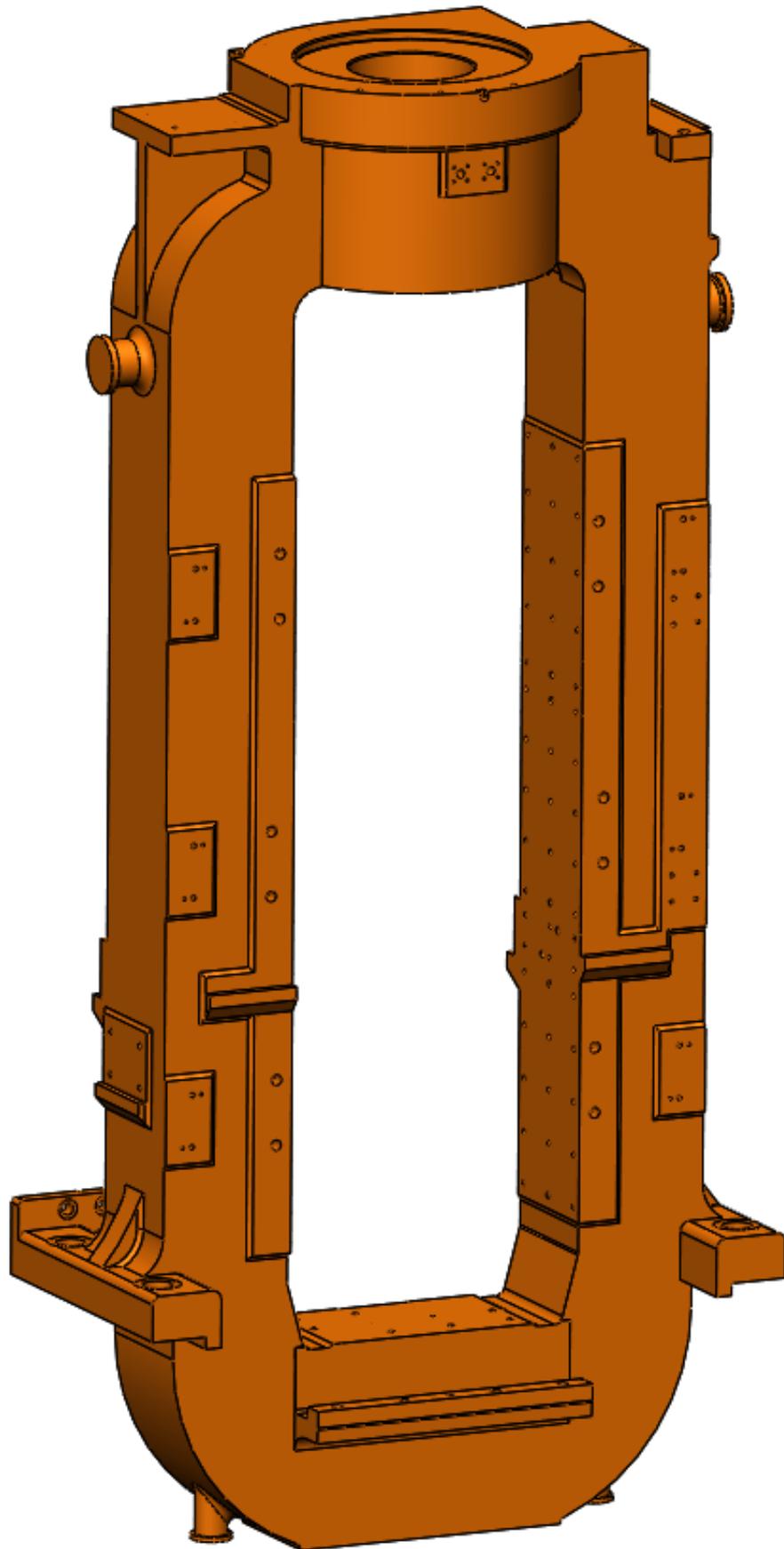


Рисунок 84. Трёхмерная модель станины прокатного стана 2000

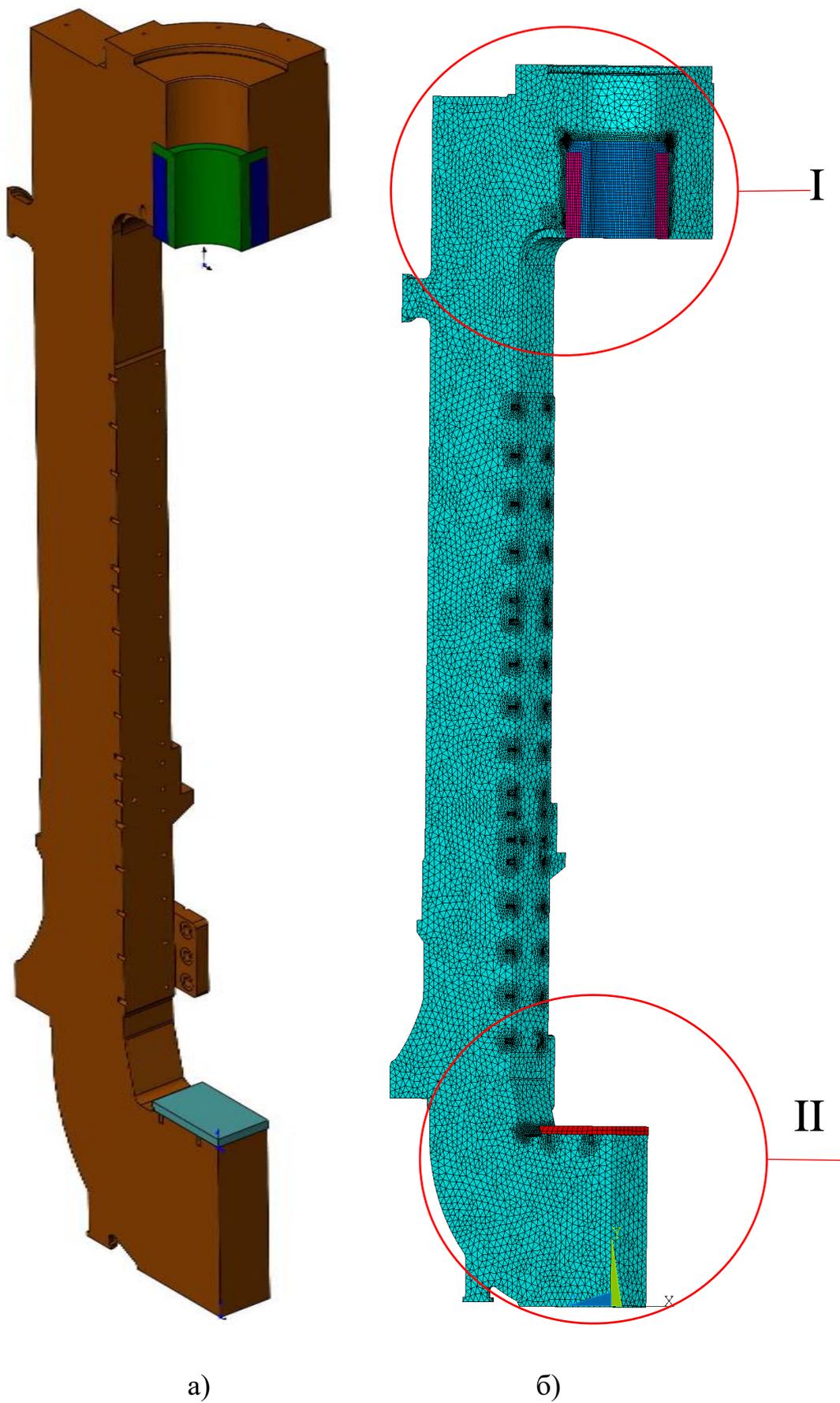


Рисунок 85. а) Геометрическая модель станины (1/4 часть)  
б) Конечно-элементная сетка модели

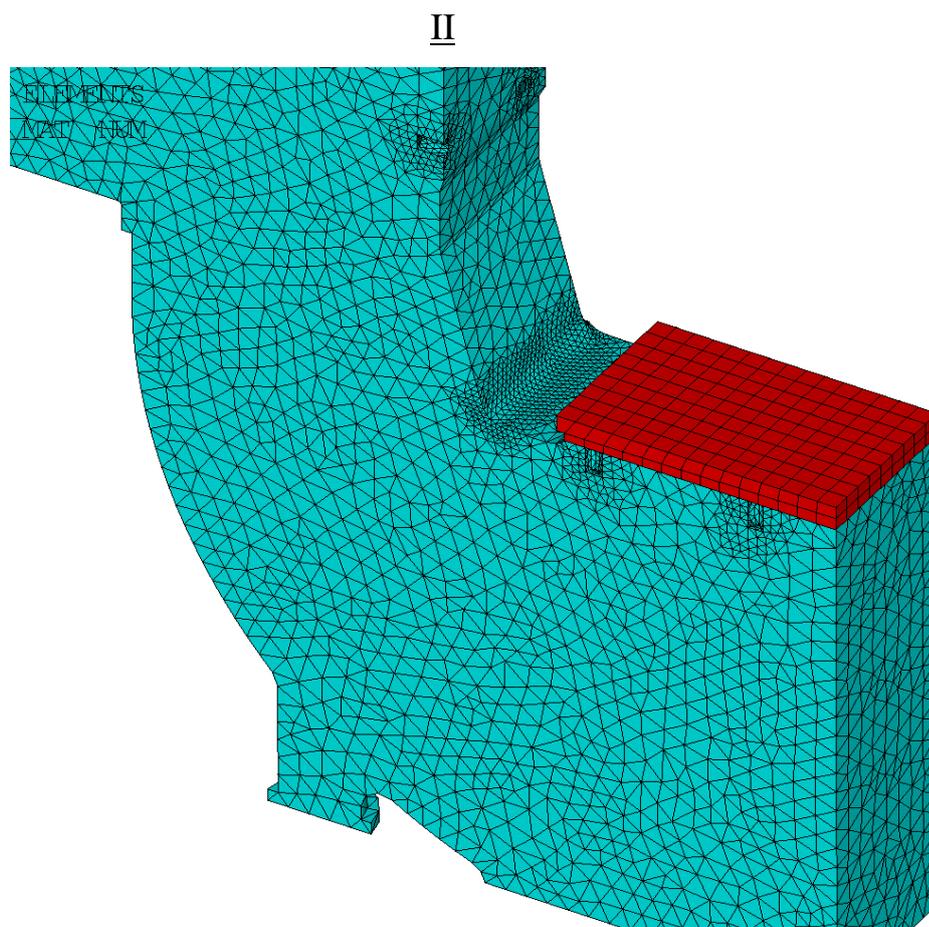
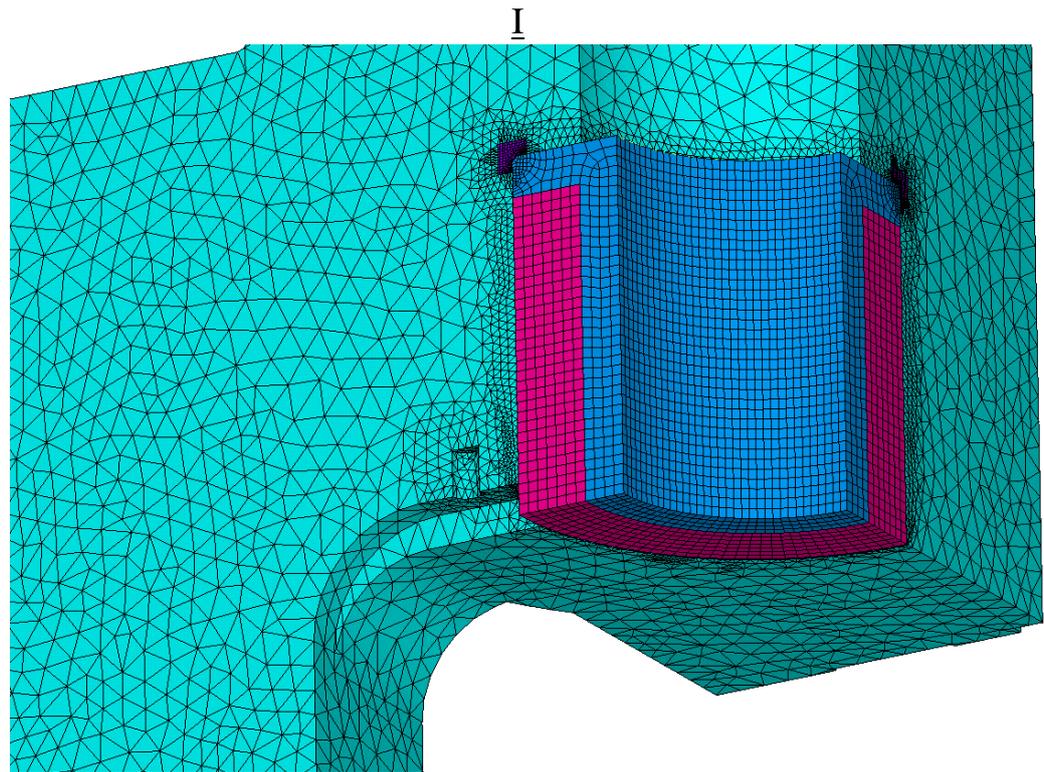


Рисунок 86.Конечно-элементная сетка модели

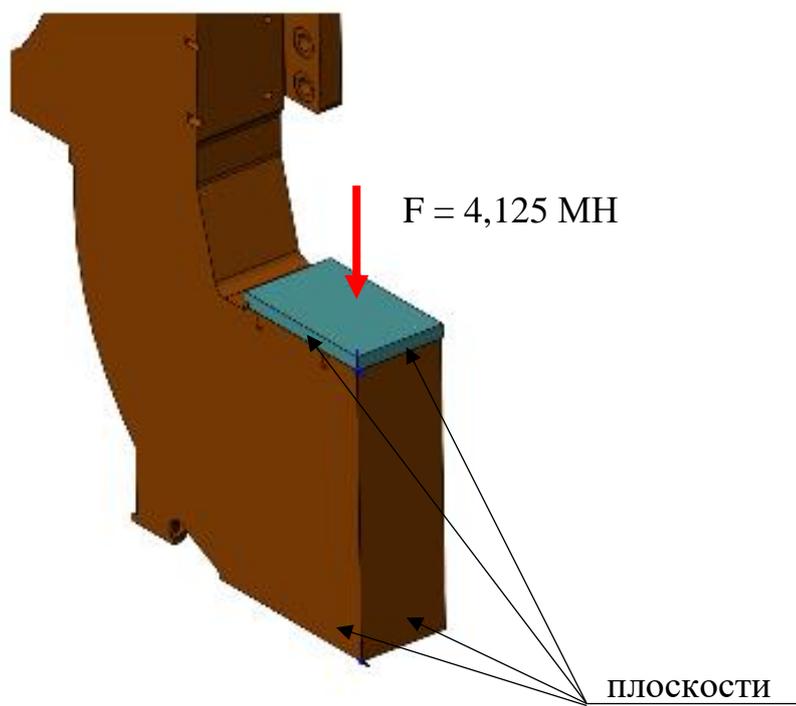
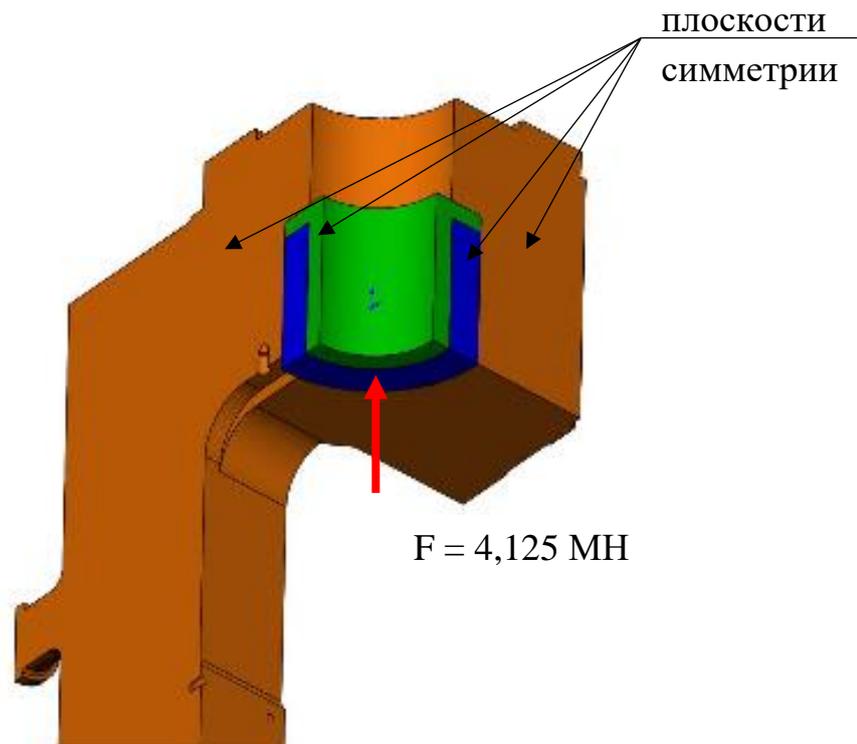


Рисунок 87. Граничные условия и схема приложения нагрузок для расчета станины клетки с проектной нагрузкой

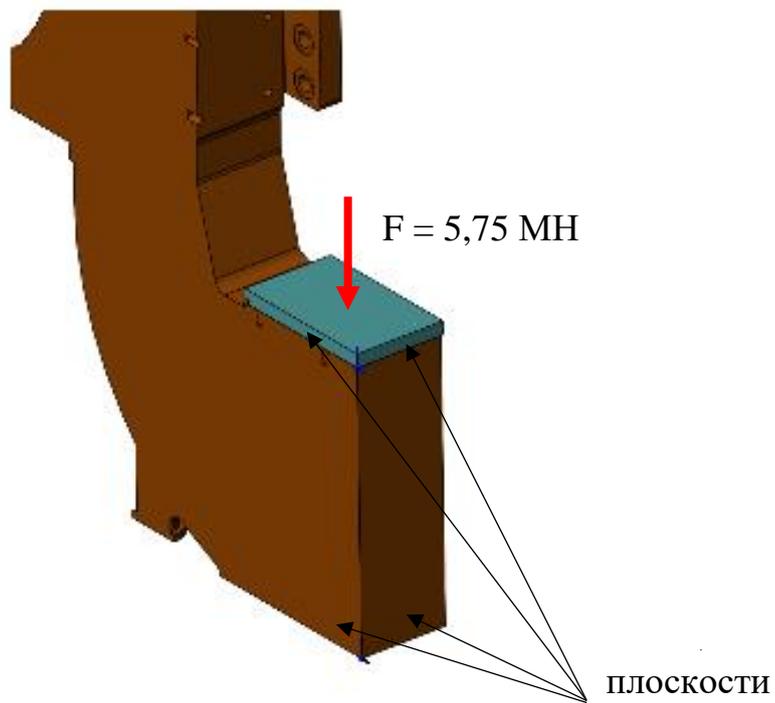
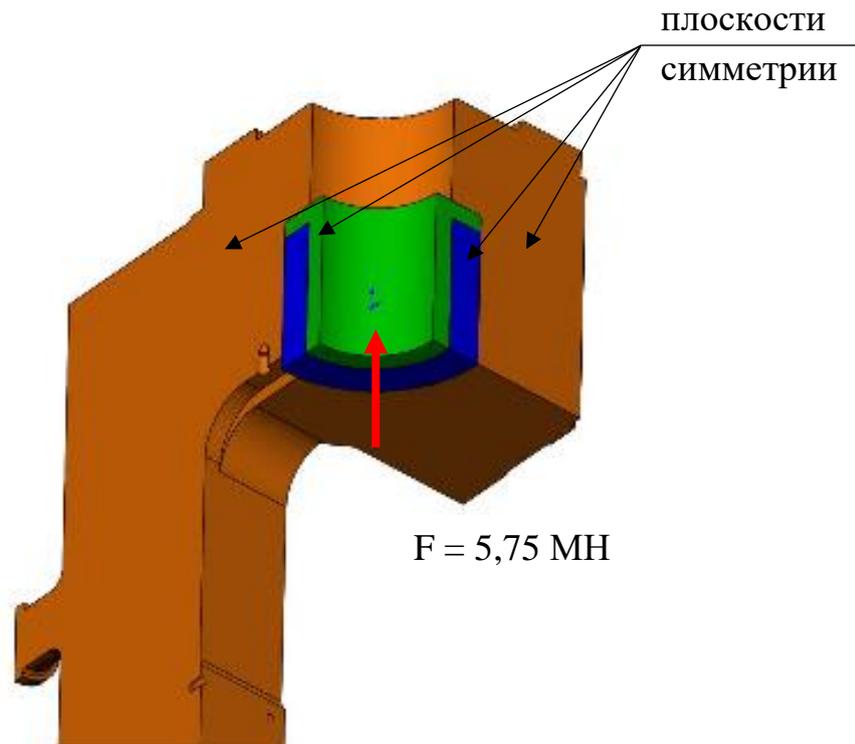


Рисунок 88. Граничные условия и схема приложения нагрузок для увеличенной до 4600 тн нагрузки на клеть

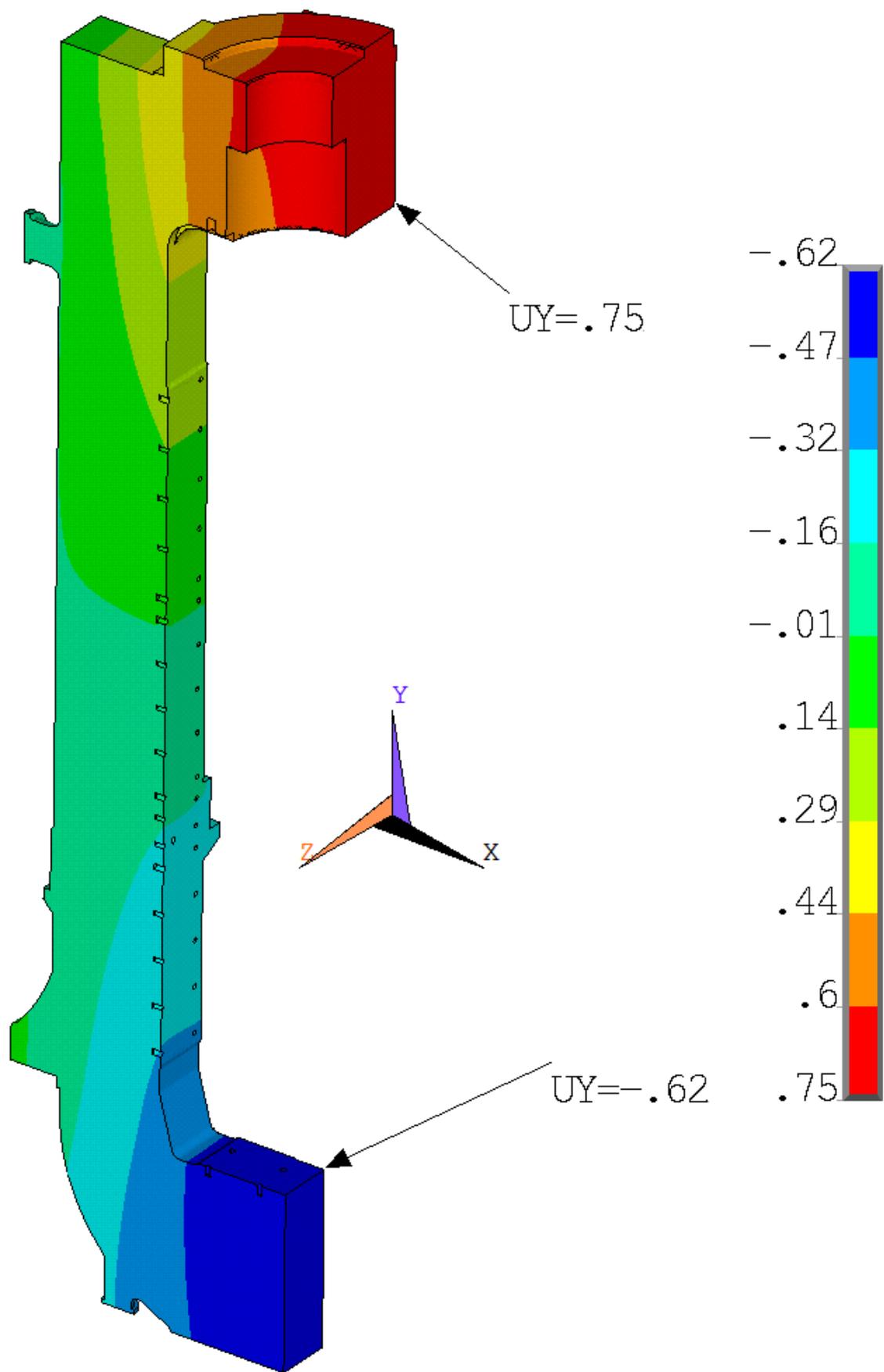


Рисунок 89. Вертикальные перемещения станины клетки под действием проектной нагрузки, мм

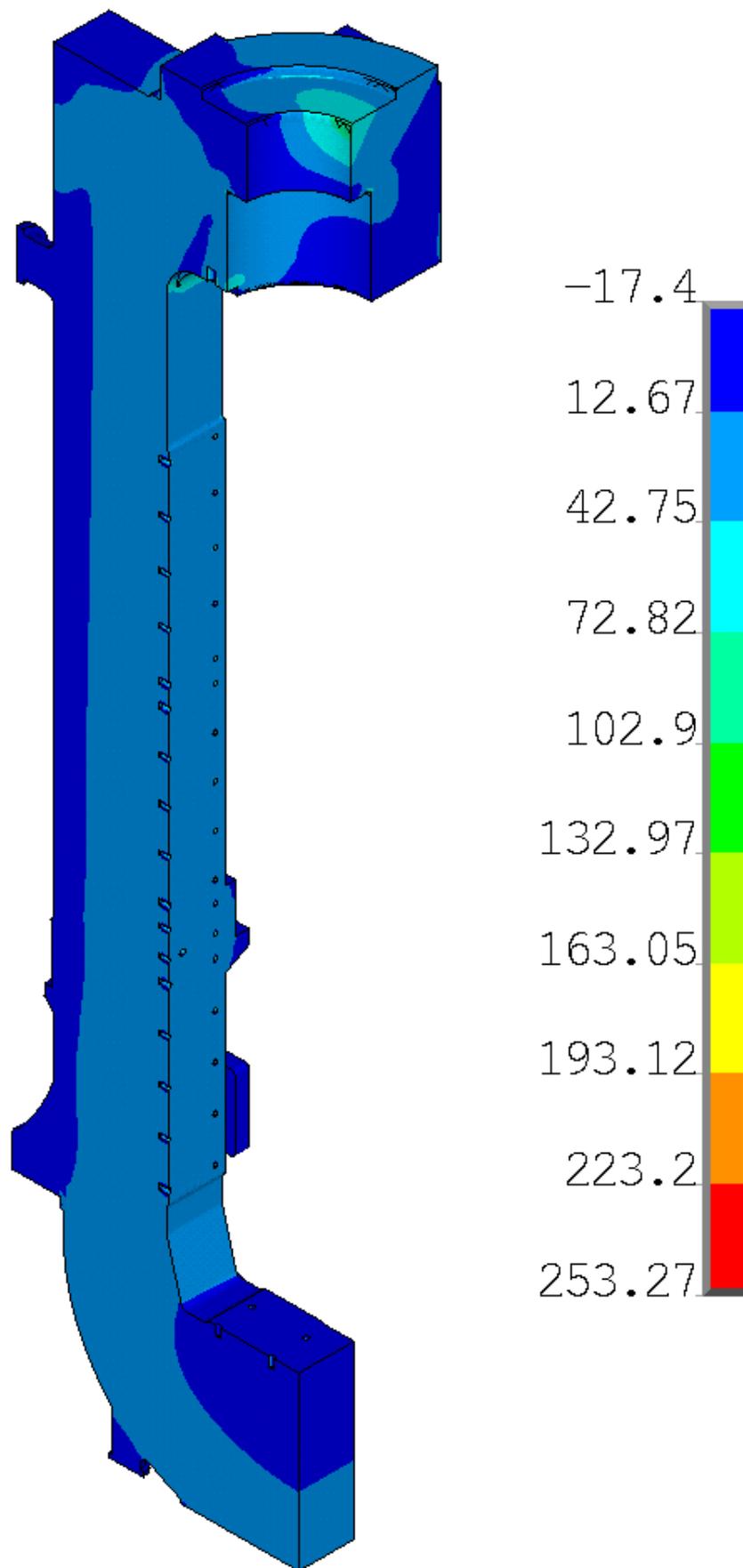


Рисунок 90. Напряженное состояние станины клетки под действием проектной нагрузки,  $\sigma_1$ , МПа

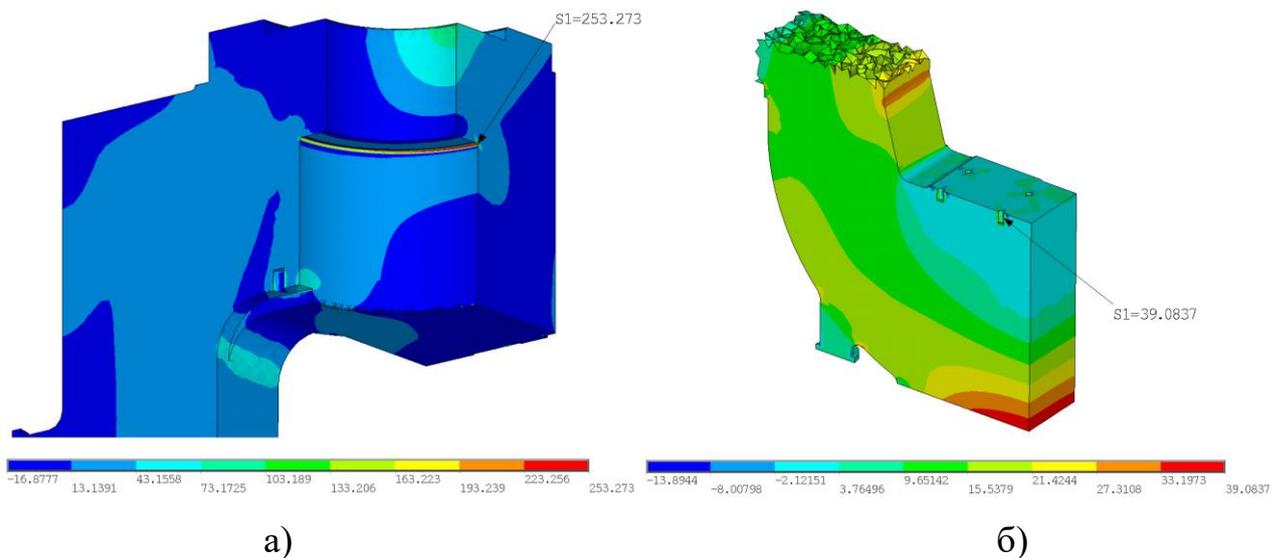


Рисунок 91. Напряженное состояние станины клетки под проектной нагрузкой  
 а) область галтели под гайку ходового винта,  $\sigma_1$ , МПа  
 б) область нижней галтели,  $\sigma_1$ , МПа

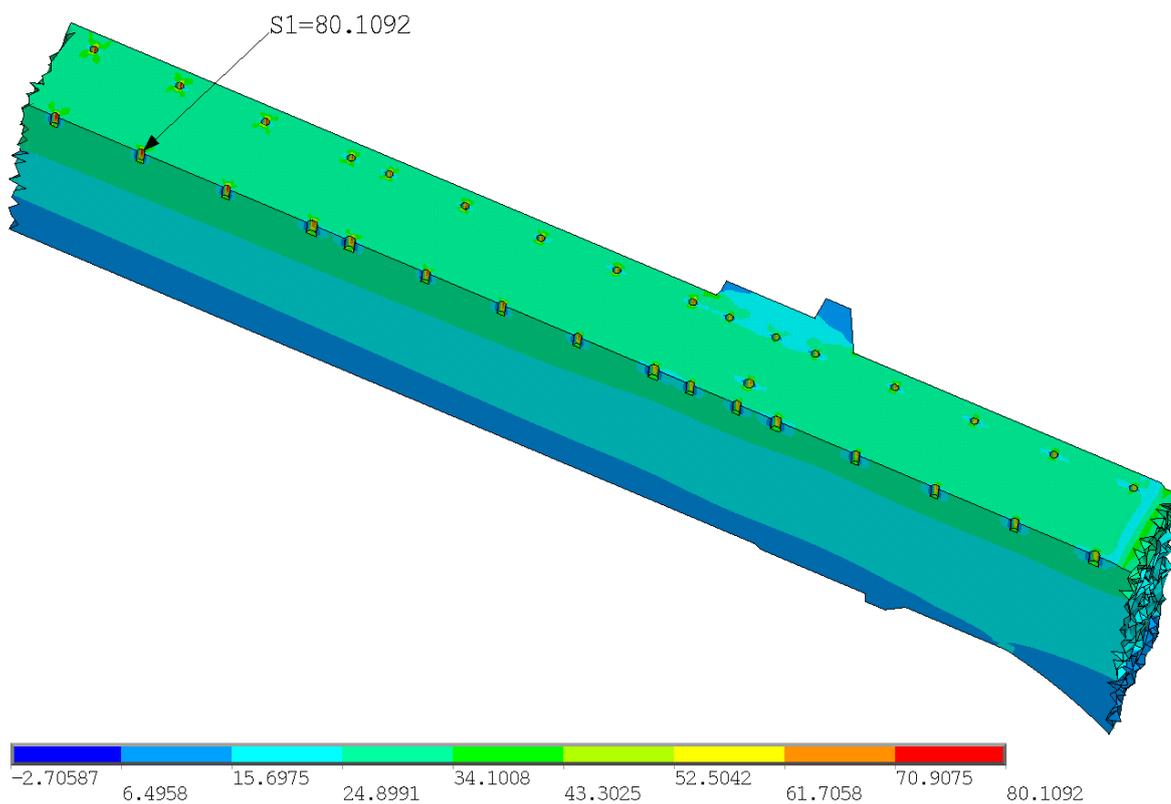


Рисунок 92. Напряженное состояние станины клетки под проектной нагрузкой,  
 область контакта с габаритными планками,  $\sigma_1$ , МПа

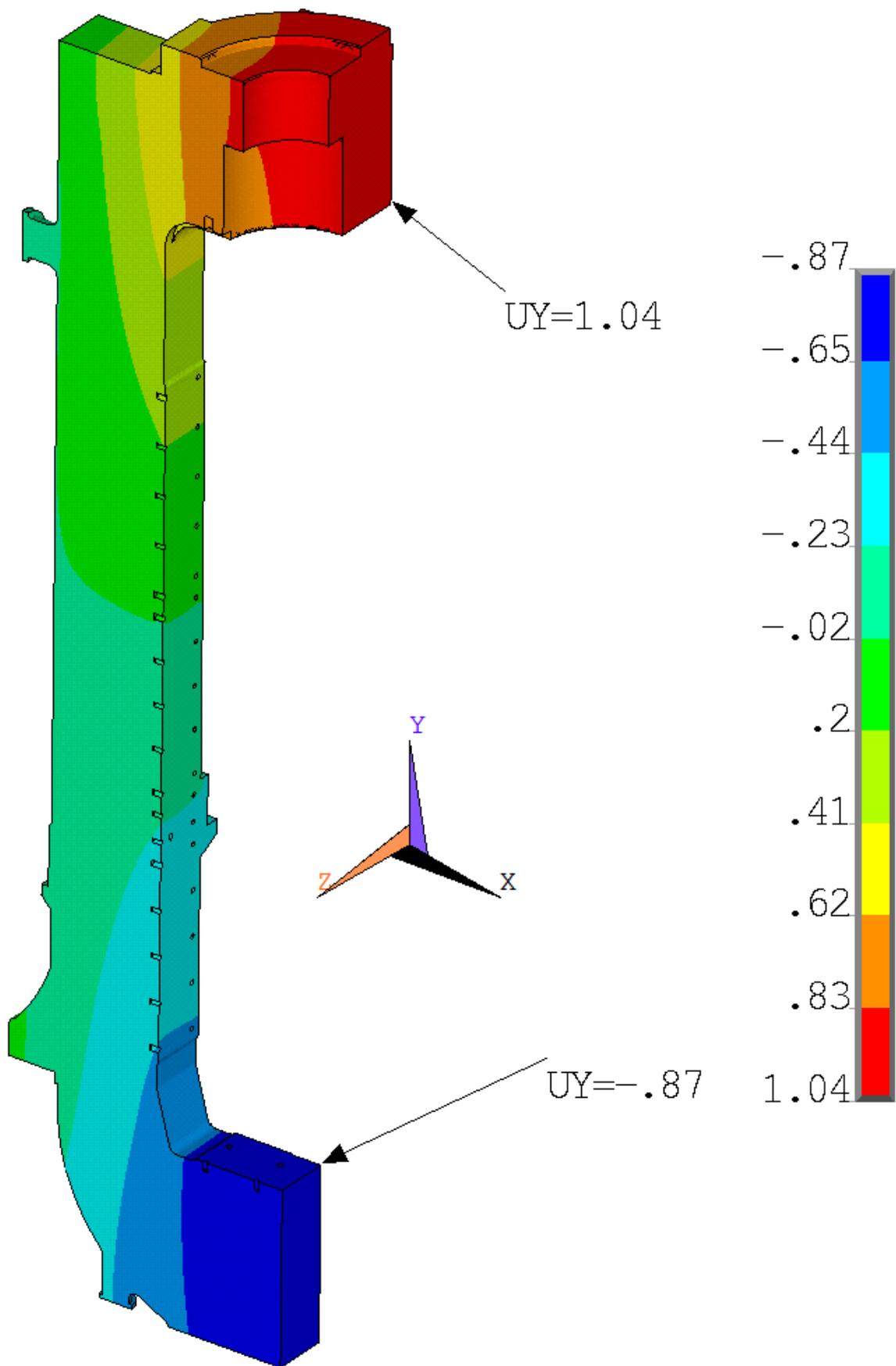


Рисунок 93. Вертикальные перемещения станины при действии увеличенной до 4600 тн нагрузки на клеть, мм

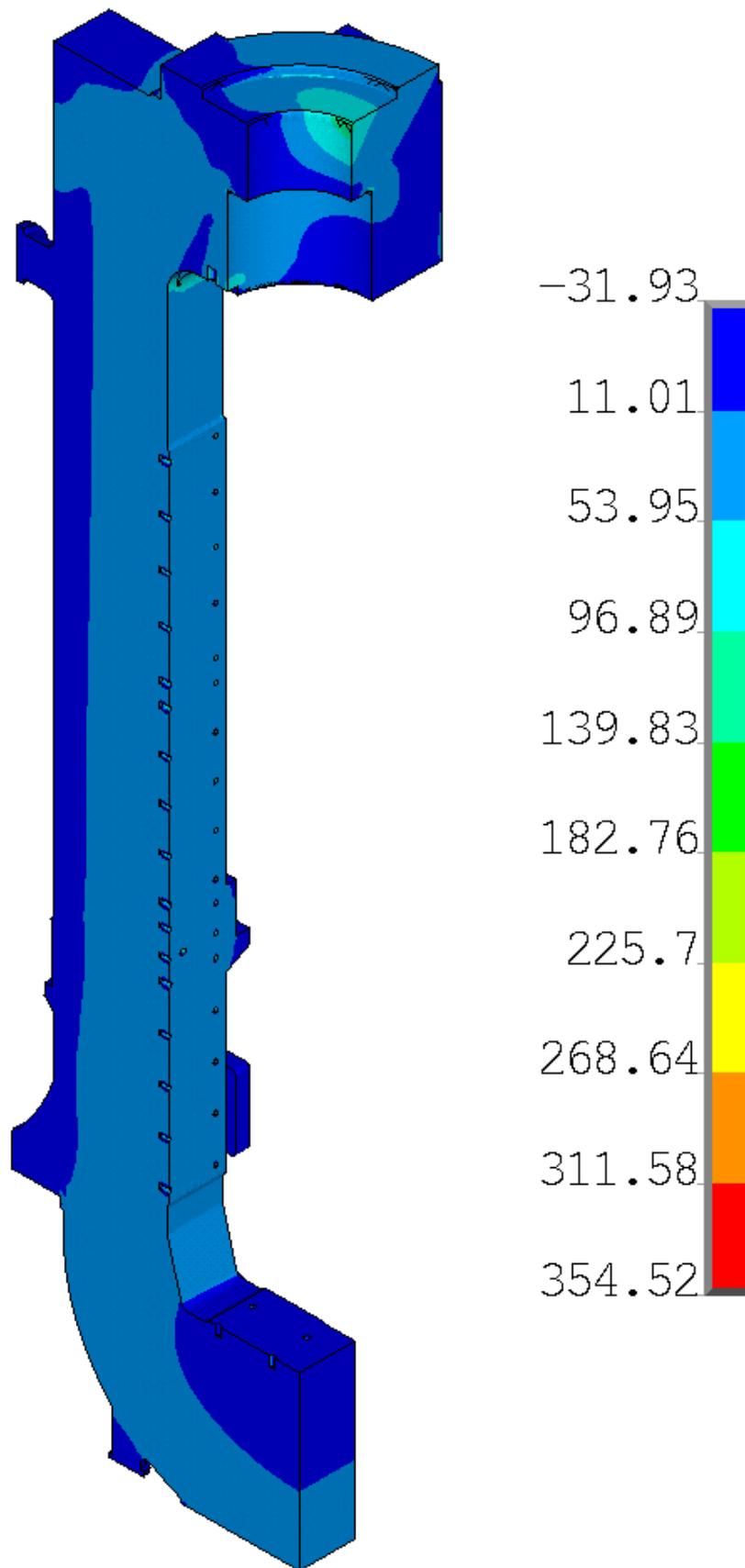


Рисунок 94. Напряженное состояние станины при действии увеличенной до 4600 т нагрузки на клет,  $\sigma_1$ , МПа

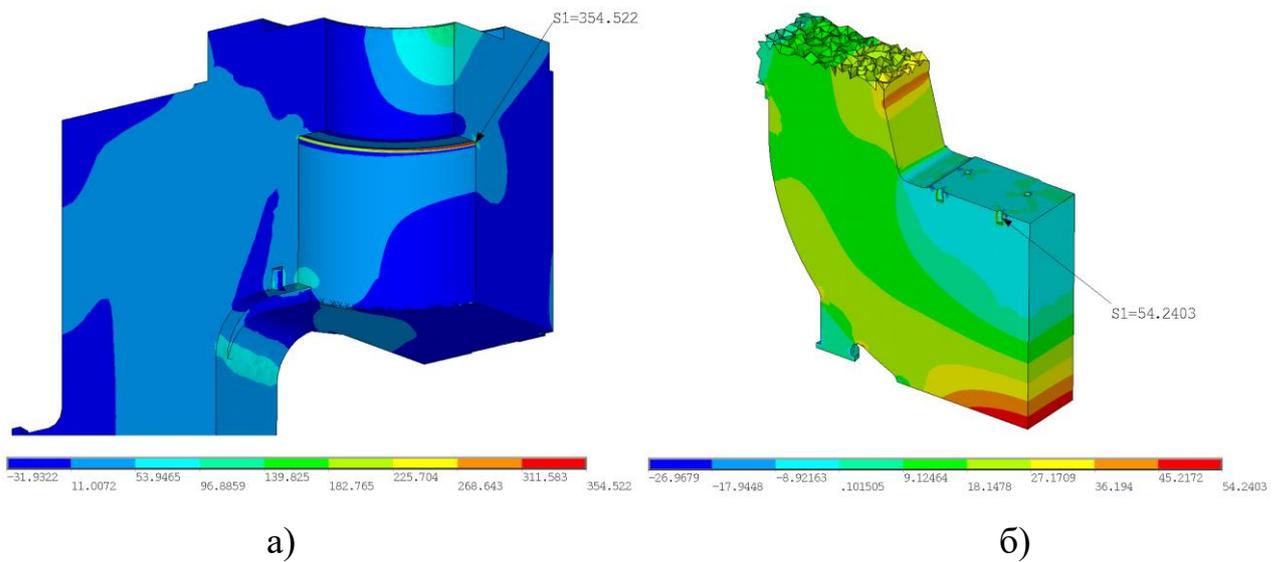


Рисунок 95. Напряженное состояние станины при действии увеличенной до 4600 тн нагрузки на клеть

а) область галтели под гайку ходового винта,  $\sigma_1$ , МПа

б) область нижней галтели,  $\sigma_1$ , МПа

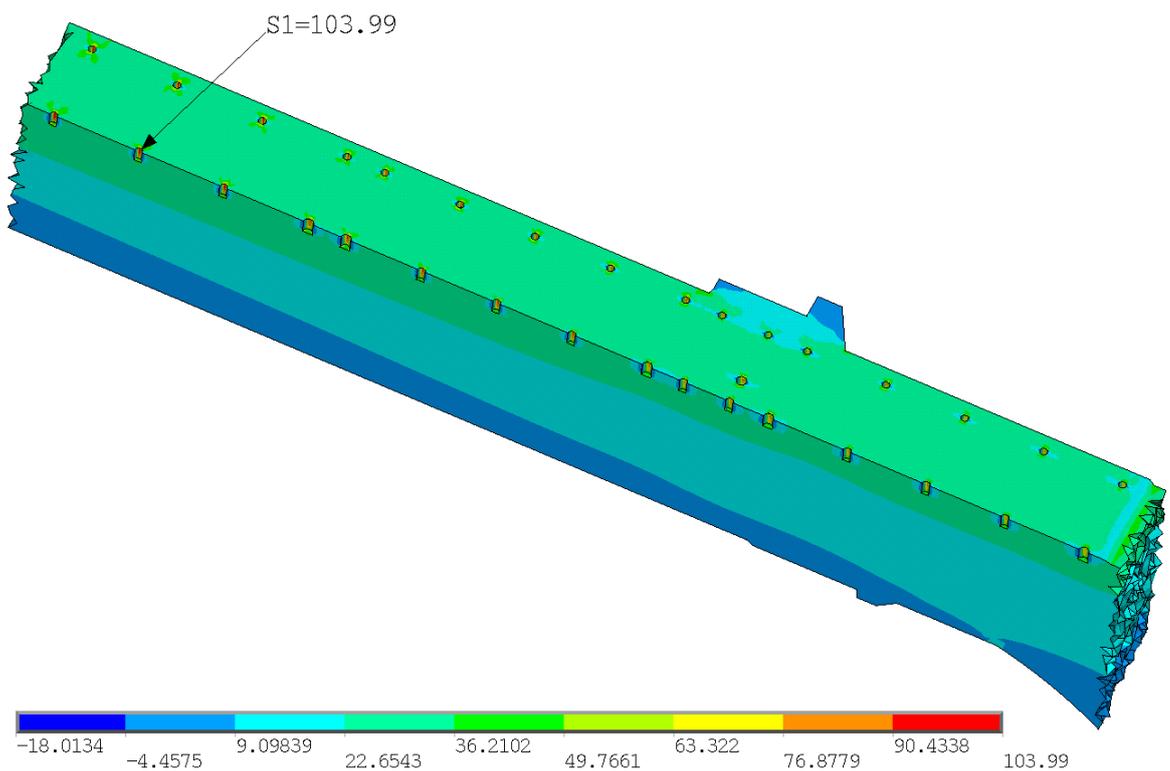


Рисунок 96. Напряженное состояние станины при действии увеличенной до 4600 тн нагрузки на клеть, область контакта с габаритными планками,  $\sigma_1$ , МПа

## Определение областей концентрации напряжений

Согласно результатам проведенных расчетов основными концентраторами напряжений являются следующие области станины:

- - зона верхней галтели и галтель  $R=10$  мм перехода под гайку нажимного винта;
- - отверстия на внутренней части вертикальных стоек станины под габаритные пластины;
- - зона нижней галтели.

## Расчет коэффициента запаса по усталости при проектной и увеличенной нагрузке до 4600 тн на клеть

Станина клетки работает в условиях отнулевого (пульсационного) цикла. В связи с тем, что метод конечных элементов позволяет достаточно точно определить действующие в конструкции станины напряжения с учетом концентраторов, запас усталостной прочности усталости  $n$  можно определить как:

$$n = \frac{\sigma_0}{\sigma_1^{\max}}.$$

Коэффициент запаса по усталости  $n$  для клетки под действием проектной нагрузки составляет:

$$n = \frac{\sigma_0}{\sigma_1^{\max}} = \frac{182,3}{253,27} = 0,72.$$

Коэффициент запаса по усталости  $n$  для работы при увеличенной до 4600 тн нагрузке на клеть составляет:

$$n = \frac{\sigma_0}{\sigma_1^{\max}} = \frac{182,3}{354,52} = 0,51.$$

Как упоминалось ранее, минимально допустимое значение коэффициента запаса по усталости, рекомендуемое для мощных тяжело нагруженных металлургических машин, составляет  $[n]=1,2$ . Таким образом, существующая конструкция станины не обеспечивает достаточного запаса по усталостной прочности. В случае длительной эксплуатации станин клетки при работе на проектное усилие неизбежен процесс зарождения и дальнейшего распространения усталостных трещин.

## Экспериментальное определение действующих напряжений в станинах клетей и сопоставление с расчетными данными

Для точного определения напряженного состояния станин клетей в натуральных условиях с учетом динамики процесса нагружения был выбран метод электротензометрии.

Для установки в качестве датчиков использовались тензорезисторы типа КФ5П1-10-200-А-12 с базой 10 мм и внутренним сопротивлением 200 Ом.

Тензорезисторы были установлены на клей Z70, от воздействия воды и смазки датчики были покрыты специальным защитным лаком NG-150 (нитриловая резина), сохраняющим свойства до температуры 150 °С. Схема установки и нумерации датчиков представлена на рисунках 97 – 98. Тензорезисторы подключались по полумостовой схеме.

Итоги измерений и сравнение с результатами, полученными в ходе конечно-элементного анализа, представлены в таблице 5

Таблица 5. Результаты измерений

№ датчика	Измеренные напряжения, $\sigma_{изм}$ , МПа	Напряжения при проектной нагрузке, $\sigma_{проект}$ , МПа	Расчетные напряжения, $\sigma_{ansys}$ , МПа	Расхождения, $\delta$
1	24,27	25,93	25,40	-2,09
2	23,79	25,45	23,50	-8,30
3	15,99	17,10	17,30	1,16
4	14,49	15,50	16,50	6,06
5	25,63	25,63	24,60	-4,19
6	25,74	25,74	25,70	-0,16
7	16,48	16,48	17,30	4,74
8	14,81	14,81	14,60	-1,44

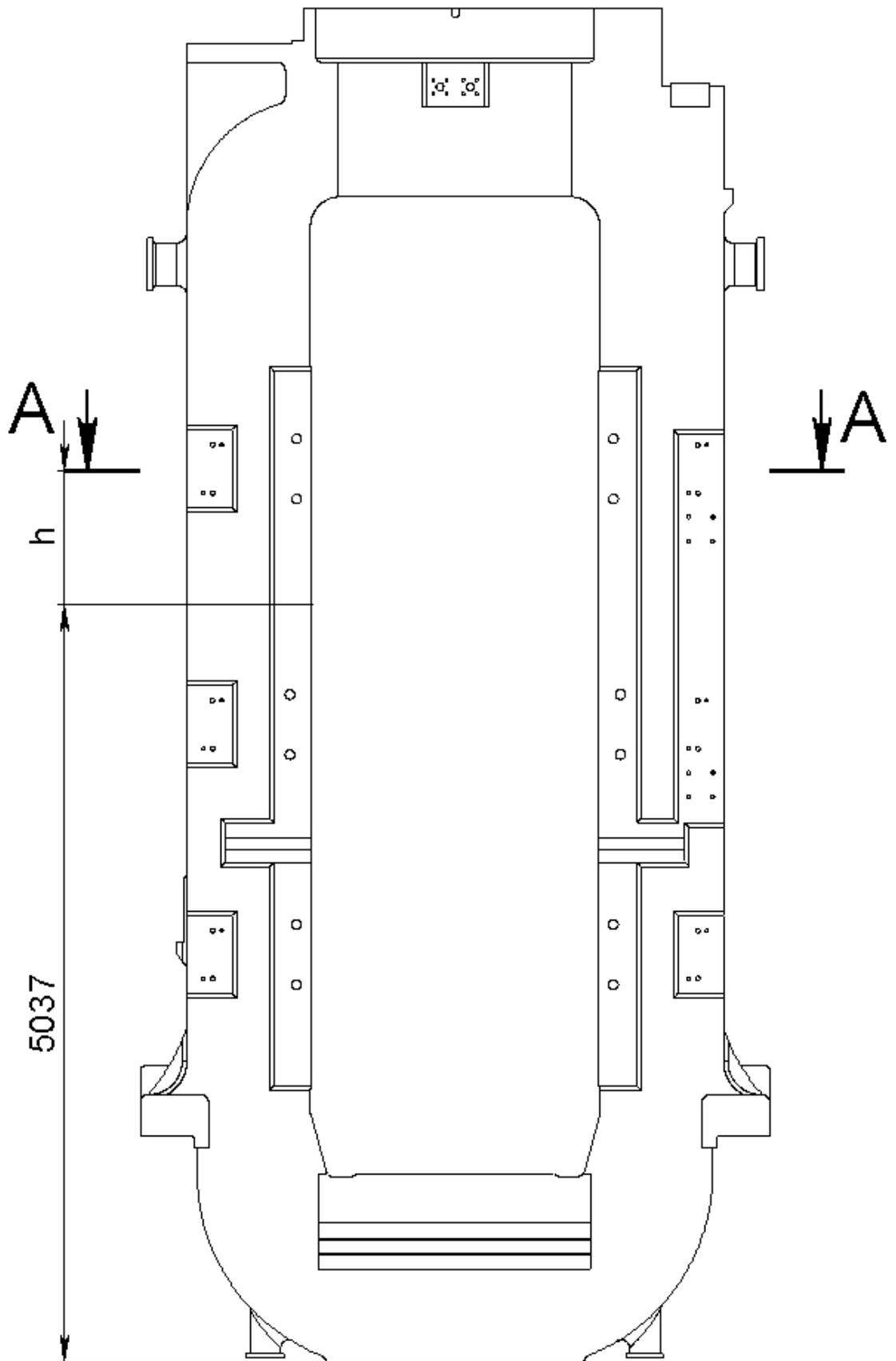
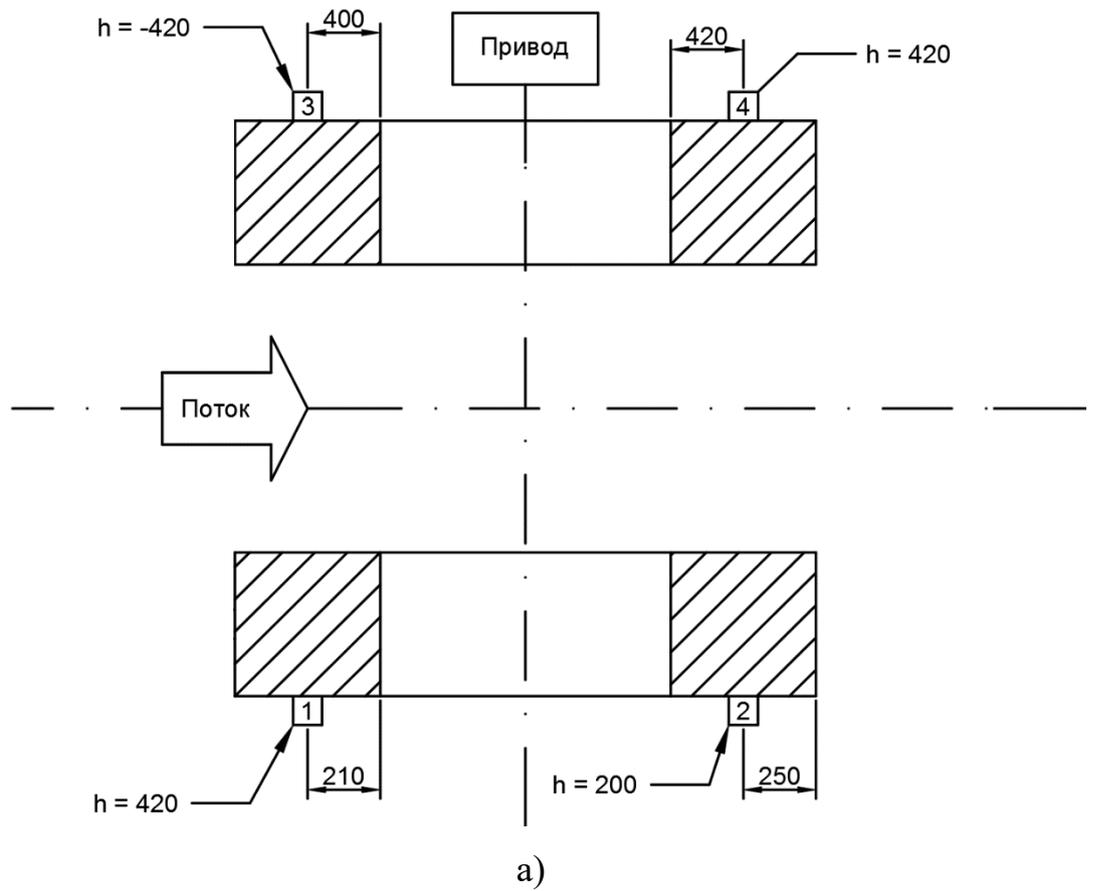
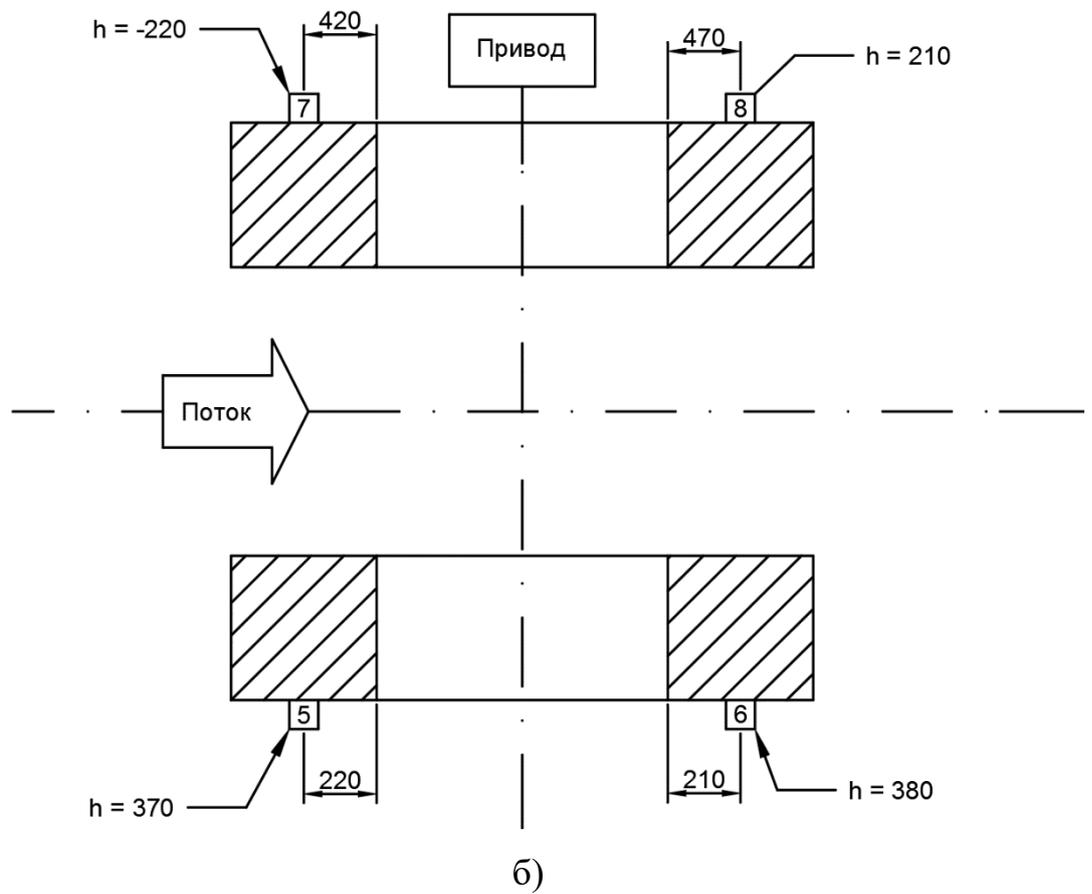


Рисунок 97.Схема установки датчиков



а)



б)

Рисунок 98. Схема установки и нумерации датчиков,  
а) на клетки 6; б) на клетки 7

## **Исследование влияния формы галтельного перехода в зоне установки гайки нажимного винта на напряженное состояние станины клетки**

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования показывают, что в области резких изменений в форме упругого тела (входящие углы, отверстия, выточки и т.д.) возникают повышенные напряжения. В рамках настоящей диссертации пример влияния радиуса галтельного перехода был обоснован и продемонстрирован в пункте 3.1.1.

Согласно данным расчетов максимальные напряжения в станине клетки реализуются в области галтельного перехода  $R = 10$  мм под нажимную гайку ходового винта, являющуюся концентратором напряжений. Для обеспечения необходимого запаса по усталости станин клетей №6,7 и безотказной работы при увеличенной до 4600 тс нагрузке на клеть необходимо изменение формы галтели, которое позволит снизить концентрацию напряжений в данной области.

Исследование влияния формы (радиуса) галтельного перехода на напряженное состояние станины проведено с использованием метода конечных элементов. В ходе исследования проведены расчеты для следующих вариантов исполнения галтели:

1. Галтель с увеличенным радиусом  $R=20$  мм (рисунок 99 а).
2. Галтель с увеличенным радиусом  $R=20$  мм и касательным выходом радиуса под углом  $10^\circ$  (рисунок 99 б)).
3. Галтель с увеличенным радиусом  $R=30$  мм (рисунок 99 в).
4. Галтель с увеличенным радиусом  $R=40$  мм (рисунок 99 г).
5. Галтель сложного профиля (рисунок 100), предложена для прокатных станов и обоснована в работе Семичева Ю.С. [8].

Применение данных галтелей влияет только на напряженное состояние станины в указанной зоне галтели, глобальная же картина деформаций не меняется.

Результаты расчетов для увеличенной до 4600 тс нагрузки на клеть представлены на рисунках 101 – 105 и в таблице 6.

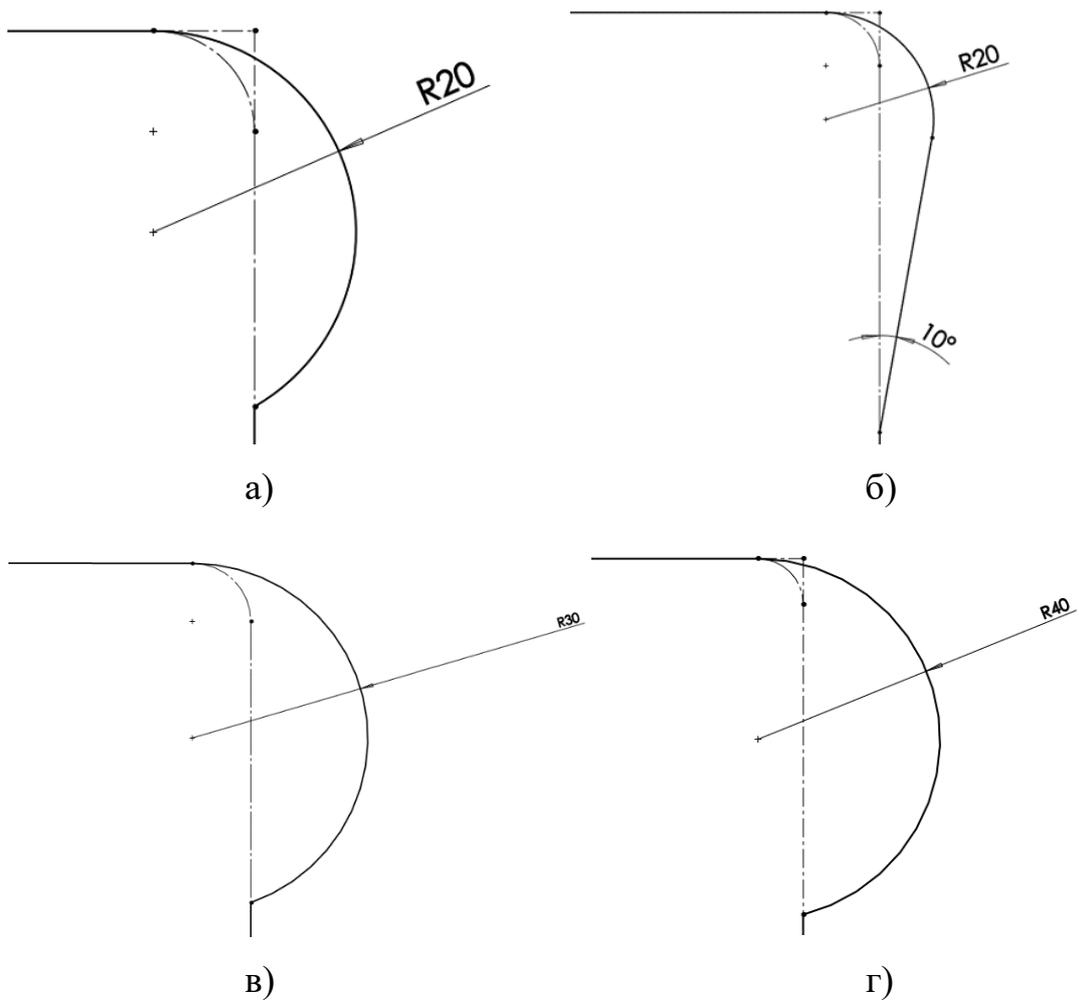


Рисунок 99.Галтель с увеличенным радиусом:  
 а)  $R=20$  мм б)  $R=20$  мм под углом  $10^\circ$ , в)  $R=30$  мм, г)  $R=40$  мм

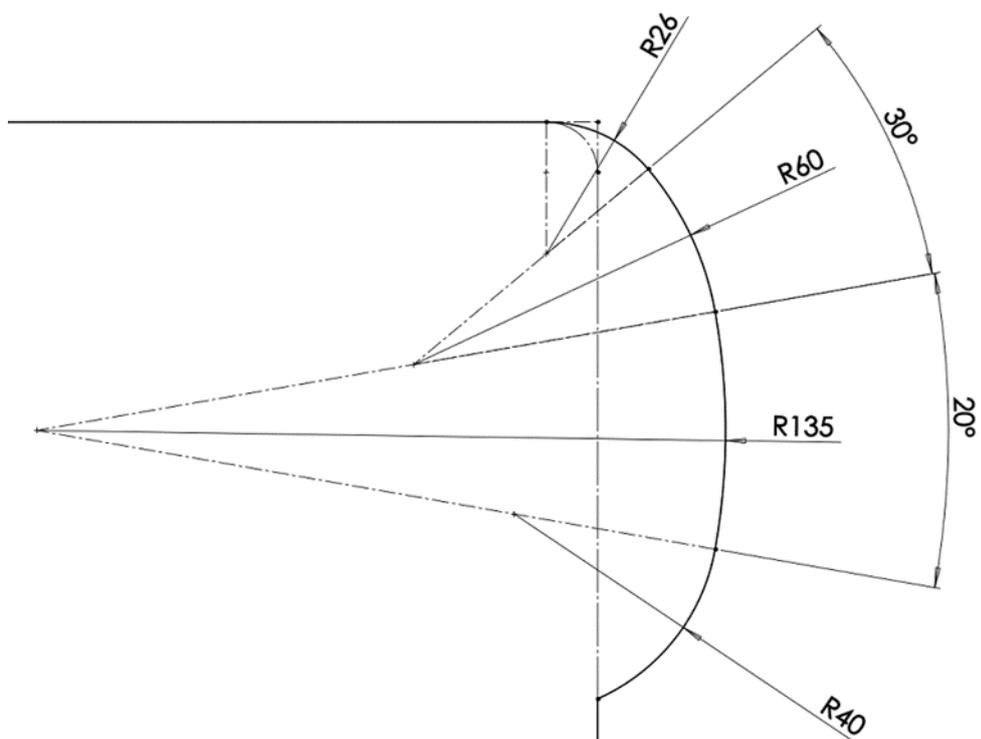


Рисунок 100.Галтель сложного профиля

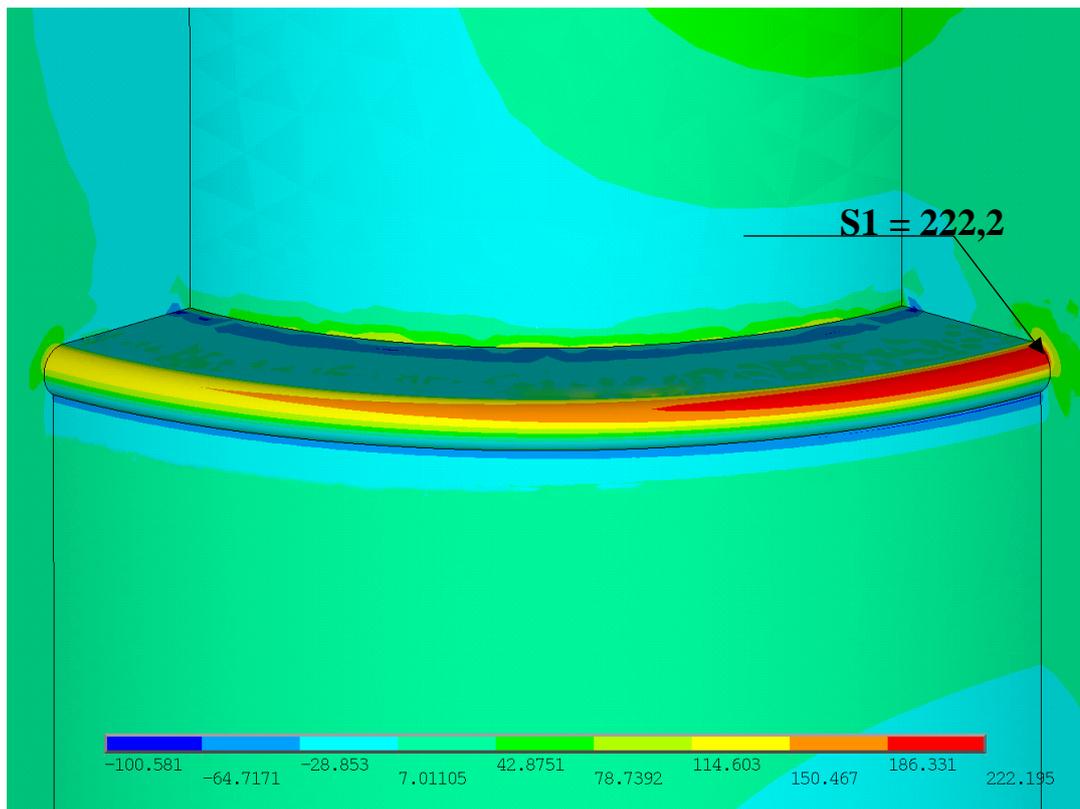


Рисунок 101. Напряженное состояние в зоне галтели при увеличенной до 4600 тс нагрузке на клеть, вариант  $R=20$  мм,  $\sigma_1$ , МПа.

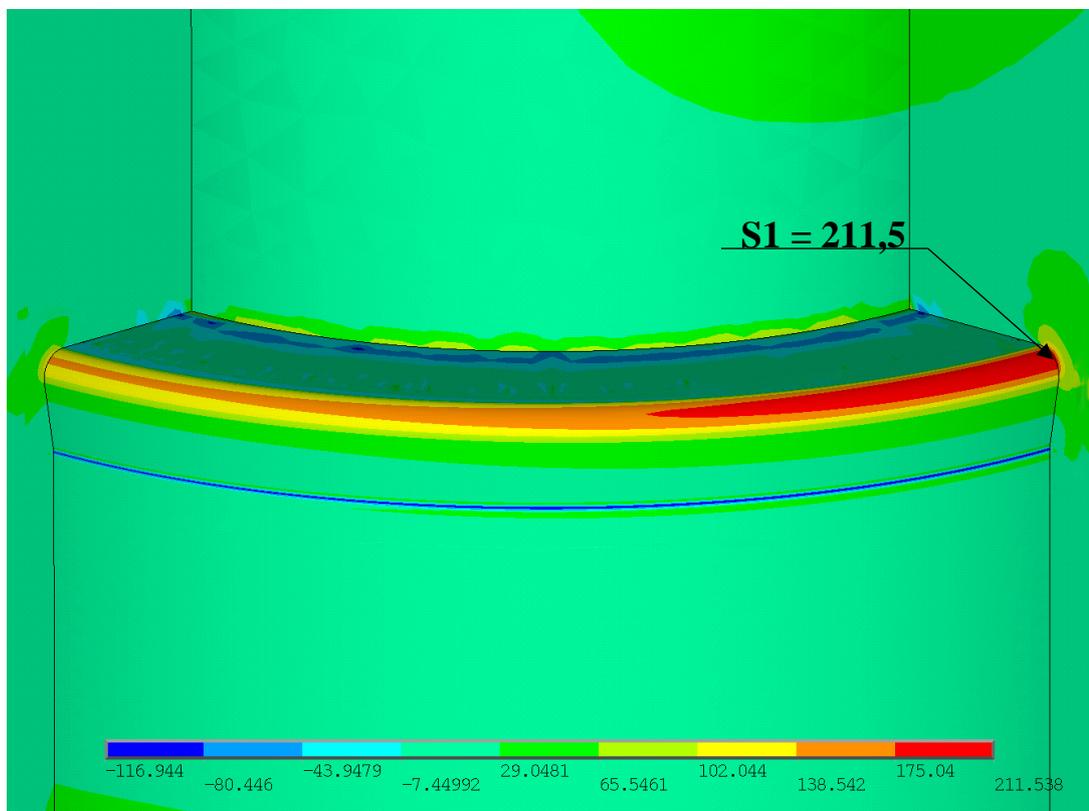


Рисунок 102. Напряженное состояние в зоне галтели при увеличенной до 4600 тс нагрузке на клеть, вариант  $R=20$  мм с касательным выходом радиуса,  $\sigma_1$ , МПа.

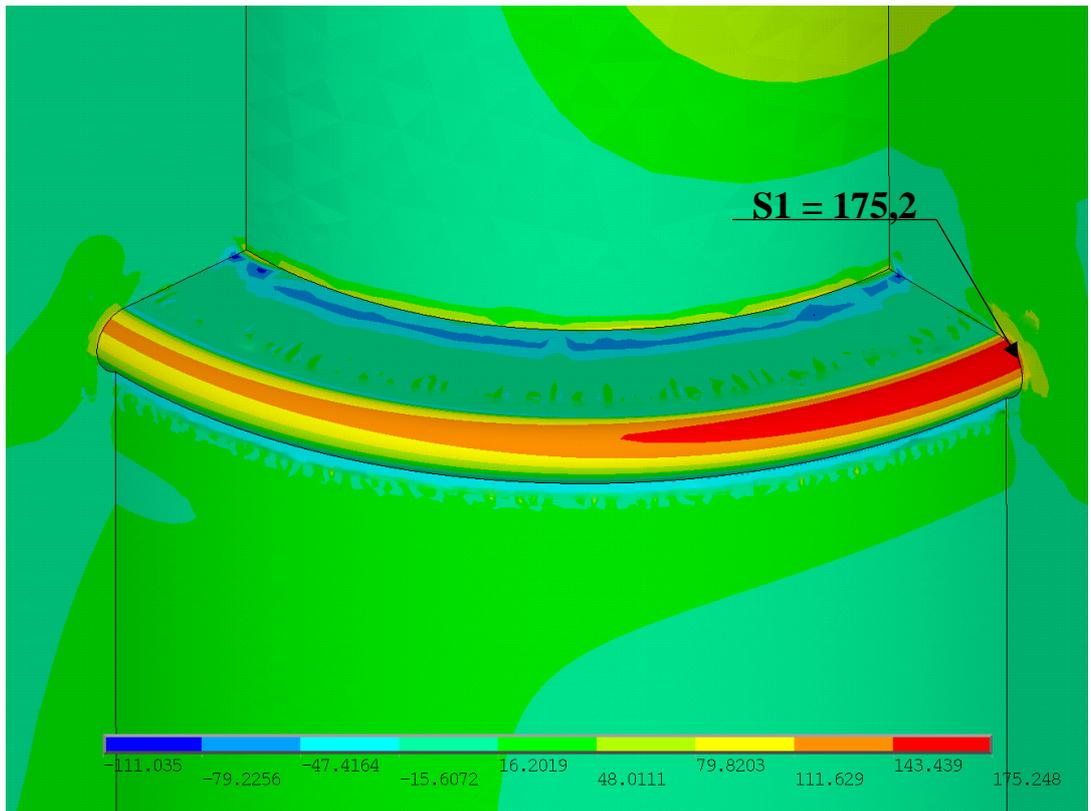


Рисунок 103. Напряженное состояние в зоне галтели при увеличенной до 4600 тс нагрузке на клеть, вариант  $R=30$  мм,  $\sigma_1$ , МПа

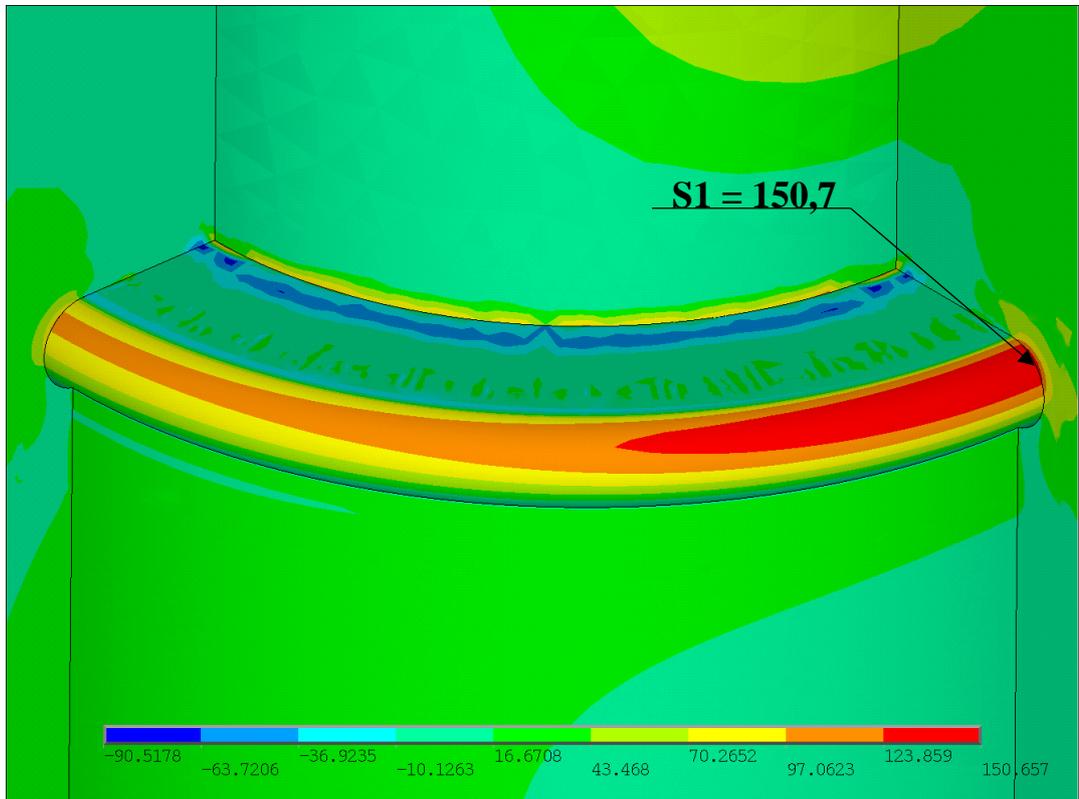


Рисунок 104. Напряженное состояние в зоне галтели при увеличенной до 4600 тс нагрузке на клеть, вариант  $R=40$  мм,  $\sigma_1$ , МПа

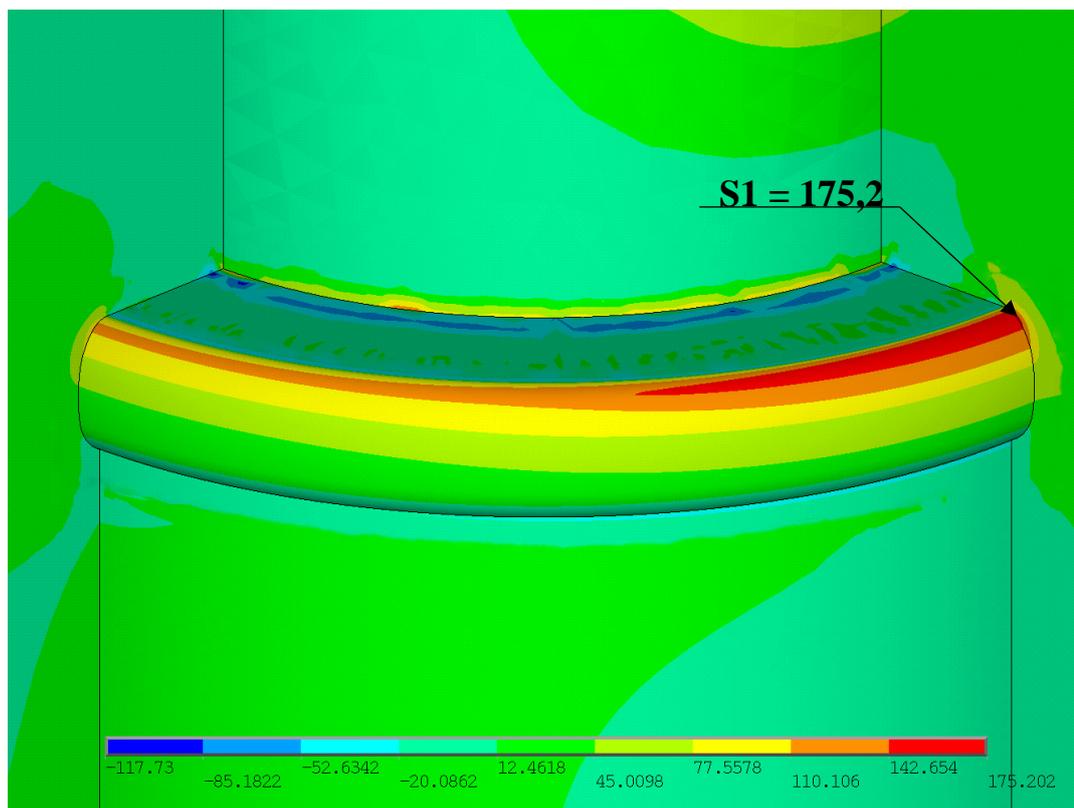


Рисунок 105. Напряженное состояние в зоне галтели при увеличенной до 4600 тс нагрузке на клеть, вариант галтели сложного профиля,  $\sigma_1$ , МПа.

Таблица 6

Результаты расчетов различных галтелей при увеличенной до 4600 тс нагрузке на клеть.

№	Вид галтели	Максимальные напряжения $\sigma_1$ , МПа	Коэффициент запаса по усталости $n$
1	$R=20$ мм	222,2	0,82
2	$R=20$ мм с касательным выходом радиуса	211,5	0,86
3	Галтель сложного профиля	175,2	1,04
4	$R=30$ мм	175,2	1,04
5	$R=40$ мм	150,7	1,20

По результатам проведенных расчетов можно сделать следующие выводы:

- галтели с радиусом  $R=20$  мм не обеспечивают достаточного запаса по усталости;

- касательный выход радиуса незначительно (сравнительно с трудоёмкостью изготовления) снижает действующие напряжения в станине;
- действующие напряжения в галтели с радиусом  $R=30$  мм находятся на уровне предела усталости материала при пульсирующем цикле;
- действующие напряжения в галтели с радиусом  $R=40$  мм находятся ниже уровня предела усталости материала при пульсирующем цикле.
- действующие напряжения в галтели сложного профиля находятся на уровне предела усталости материала при пульсирующем цикле;

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что при нагружении клетей №6, 7 увеличенной до 4600 тс нагрузкой не обеспечивается достаточная усталостная прочность станин. В случае длительной эксплуатации при работе в подобных условиях неизбежен процесс зарождения и дальнейшего распространения усталостных трещин.

Для обеспечения длительной безотказной эксплуатации станин клетей №6,7 рекомендовано 2 варианта модернизации, существующей конструкции станин:

1. Увеличение радиуса галтели под гайку нажимного винта до величины  $R=30$  мм. При этом необходимо после механической обработки предусмотреть мероприятия по поверхностному упрочнению полученной галтели (обкатка шариками или роликами), что приведет к увеличению усталостных характеристик материала в данной области в 1,3 – 1,5 раза и обеспечит коэффициент запаса по усталости  $n>1,2$  согласно общепринятым рекомендациям.

2. Увеличение радиуса галтели под гайку нажимного винта до величины  $R=40$  мм, что обеспечивает коэффициент запаса по усталости  $n=1,20$  при увеличенной до 4600 тс нагрузке.

Решения, полученные в результате данной работы, позволяют увеличивать запас прочности по усталости для других прокатных станков, при необходимости увеличить силу обработки материала [56, 60, 61]

### 3.4. Выводы главы 3

Расчёты главных гидравлических цилиндров прессов выявили недооцененные концентраторы напряжений, расположенные в галтели примыкания стенки к днищу и в зонах технологических отверстий.

Результаты расчетов гидравлических цилиндров и правильность определенных коэффициентов запаса прочности по усталости подтверждаются обследованием реальных базовых деталей, на которых обнаружены трещины в зонах максимальной концентрации напряжений.

Расчёты, выполненные для колонн гидравлических прессов, подтверждают необходимость выполнения и контроля затяжки гаек колонн, требование сохранения равномерности нагружения колонн и недопущения эксцентриситета.

Впервые в практической эксплуатации гидравлических прессов разработана, теоретически оправдана, проработана и реализована технология бандажирования разрезной гайки колонны с целью недопущения сползания с разрушенной коррозией колонны.

Исследование напряженно-деформированного состояния поперечин гидравлических прессов подтвердило недостатки классических методов расчета, результаты которых не учитывают локальные концентраторы напряжений с высокими значениями при низком уровне номинальных напряжений.

Предложенные методы устранения концентраторов напряжений в неиспользуемых технологических отверстиях позволили увеличить коэффициент запаса прочности по усталости для станины пресса 100 МН УЗТМ до значения, обеспечивающего неограниченную долговечность.

Исследование напряженного состояния станин клетей прокатных станов 2000 позволило выявить концентраторы напряжений и предложить варианты модернизации станины для обеспечения достаточного запаса прочности при увеличении усилия проката с 33 МН до 46 МН на клеть.

## **ГЛАВА 4. СИСТЕМА ПОСТОЯННОГО КОНТРОЛЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И ПРЕДУПРЕЖДЕНИЯ РАЗРУШЕНИЙ БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ**

Во время выполнения производственных задач с использованием тяжелых машин, вследствие какой-либо ошибки может нарушиться технологический процесс, при котором напряженно-деформированное состояние базовых деталей выйдет из допустимых пределов.

Несвоевременное обнаружение потери затяжки гаек колонн или стяжных шпилек, появление усталостных трещин – всё это может привести к неравномерности распределения усилий, появлению эксцентриситета, "внезапному" разрушению базовых деталей и долгому простоею машины, а иногда целой линии.

### **4.1. Применение к базовым деталям разной сложности и назначения**

#### **4.1.1. Система контроля напряженного состояния колонн**

В предыдущих главах расчетами конечно-элементных моделей было продемонстрировано, что в непосредственной близости от внутренней гайки основания или архитрава распределение напряжений в поперечном сечении колонны является линейным. Благодаря этому появляется возможность найти значение и вектор действия напряжений в сечении колонны по результатам показаний датчиков, расположенных по контуру.

Для контроля нагружения, распределения усилий и предупреждению эксцентриситета на гидравлическом прессе предлагается использовать систему контроля, аналогичную методике, описанной в пункте «2.4. Определение напряженного состояния с помощью метода электротензометрии», но модифицированной для постоянной работы в стационарном режиме.

Помимо контроля равномерности, система может контролировать достаточность предварительной затяжки. Для этого дополнительный датчик устанавливается на каждый колонный стакан (рисунок 106). Программа, анализируя гра-

фики нагружения, определяет синхронность работы колонны и колонного стакана. При синхронной работе стык затянут. При изменении графика усилия колонного стакана и выходе его на постоянное значение стык раскрывается.

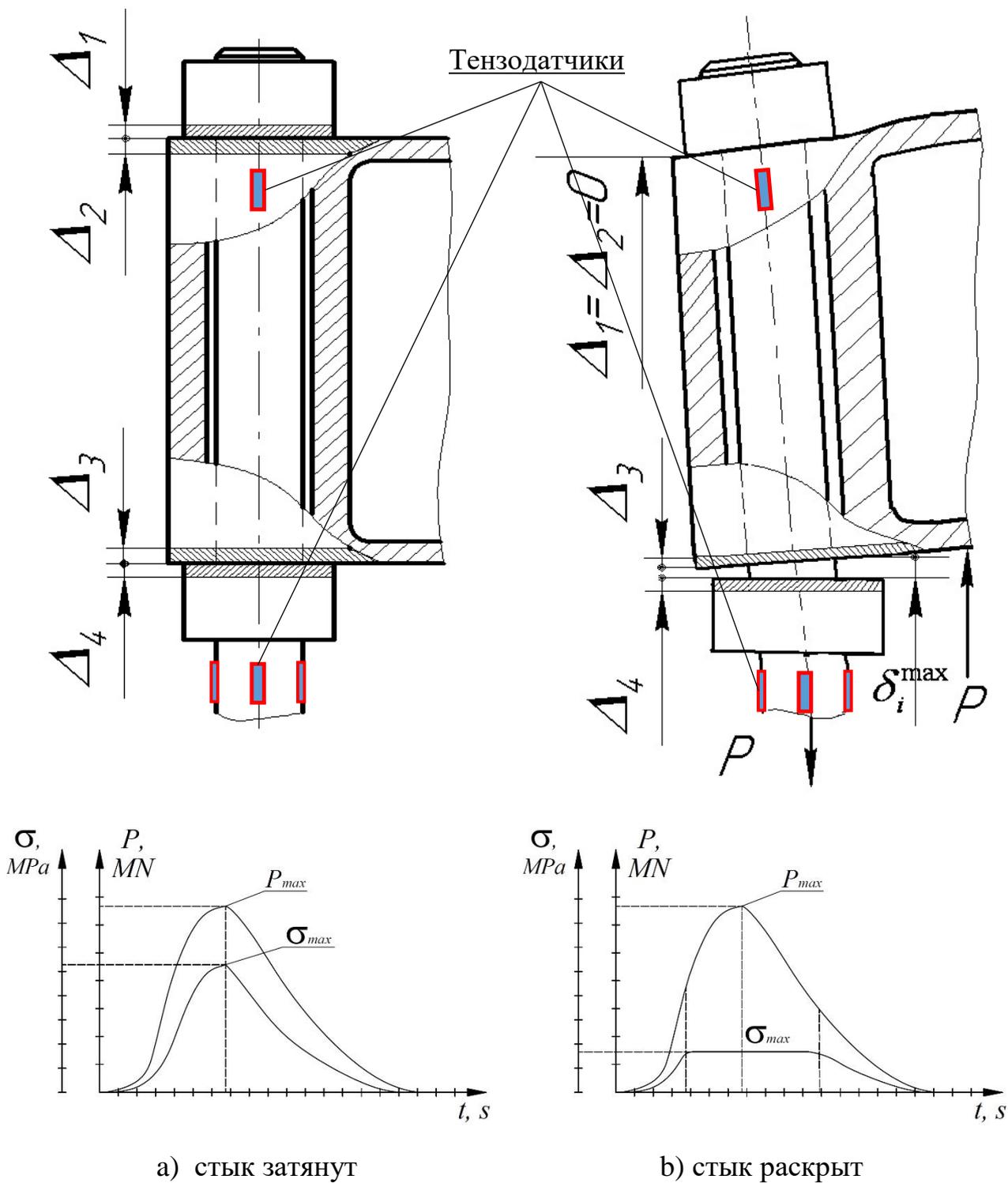


Рисунок 106. Установка датчиков для контроля предварительной затяжки

#### 4.1.2. Система контроля напряженного состояния гидроцилиндров

Для контроля нагружения, распределения усилий и предупреждения эксцентриситета на гидравлическом прессе недостаточно получать только деформации с колонн. Равномерность распределения усилий в не меньшей степени зависит от синхронности и заполнения гидравлических цилиндров (если гидравлический пресс имеет более чем один главный цилиндр (рисунок 107 а)), в некоторых системах главные цилиндры подключены последовательно, и при резкой подаче рабочего давления поперечина воспринимает сильные изгибные напряжения (рисунок 107 б).

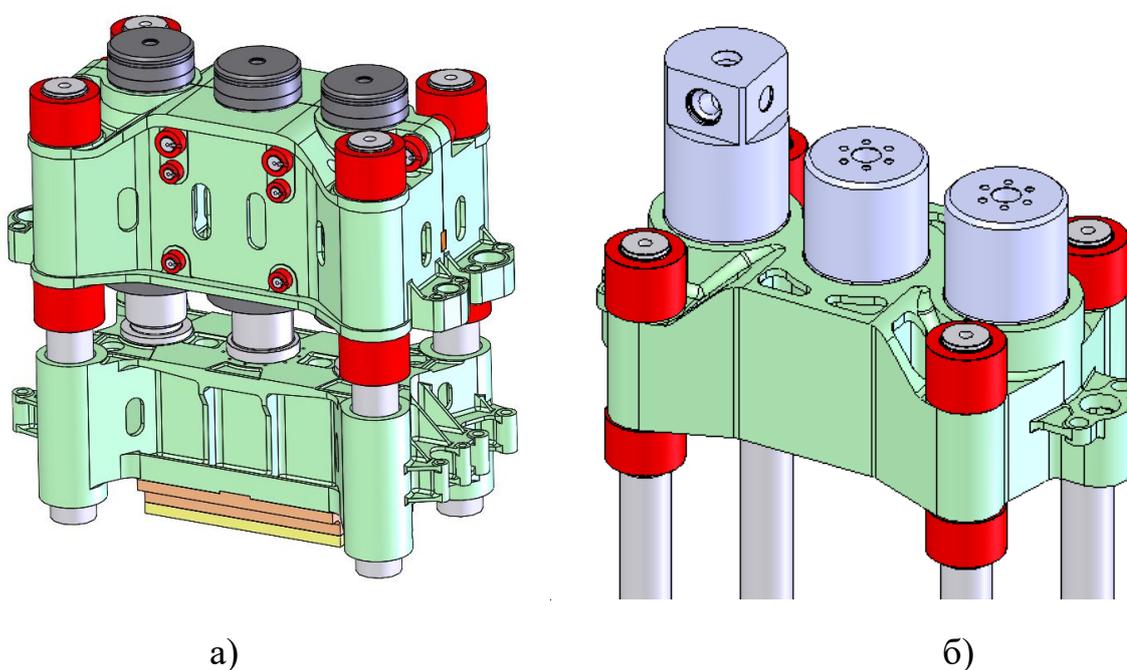
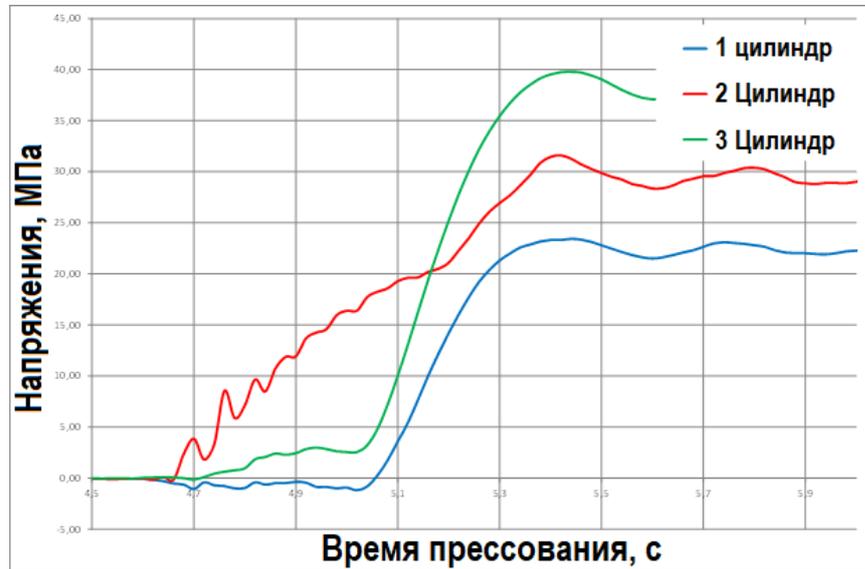


Рисунок 107. Гидравлические пресса с несколькими главными цилиндрами

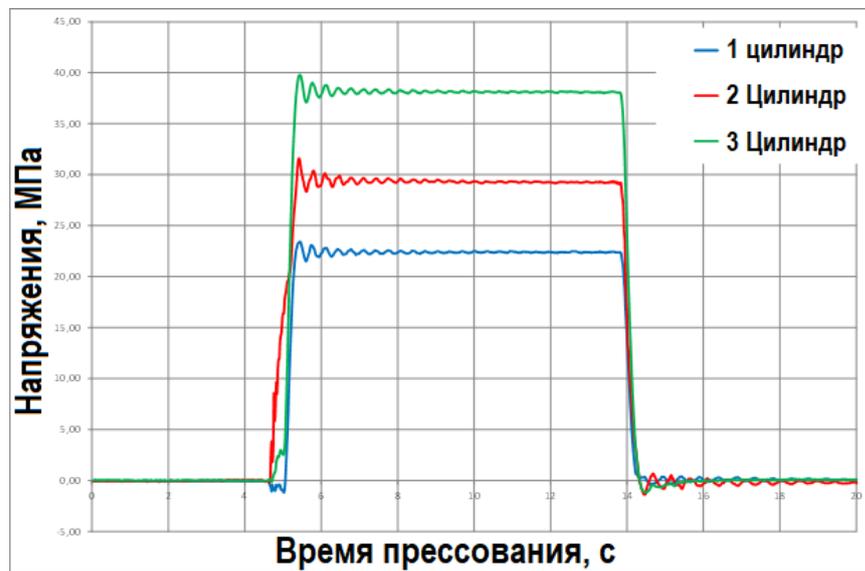
Для обеспечения безаварийной работы прессового оборудования необходимо соблюдать проектные режимы работы. При установке тензометрических датчиков на гидравлические цилиндры система сможет контролировать равномерность и синхронность работы (рисунок 108).

При возможности датчики рекомендуется устанавливать в зоне максимальных растягивающих напряжений, которую можно определить с помощью расчета МКЭ, тогда помимо контроля синхронности система сможет отслеживать превышения допустимых напряжений и выдавать предупреждения. Если уста-

новка непосредственно в зоне максимальных напряжений невозможна, но допустима в местах где напряжения пропорциональны максимальным, тогда контроль превышения допускаемых напряжений будет работать с учётом коэффициента концентрации напряжений.



а)



б)

Рисунок 108. Контроль напряженного состояния цилиндров  
а) момент подачи давления в гидравлические цилиндры, с шагом в 0.2  
б) общий вид графика при проведении испытаний

### **4.1.3. Система контроля напряженного состояния поперечин**

Поскольку поперечины имеют сложную трёхмерную форму и в большинстве уникальную конструкцию, невозможно предложить универсальную схему расположения тензорезисторов для контроля напряженно-деформированного состояния. Однако, проведя анализ рабочих состояний методом конечных элементов, описанном в пункте 2.2, можно определить зоны опасной концентрации напряжений, в которых возможно образование усталостных трещин. Установка датчика непосредственно в зону концентрации может быть невозможна ввиду недоступности данной зоны, поэтому для правильной установки тензорезисторов и первоначальной настройки системы контроля НДС необходимо вычислить запас прочности конструкции, оценить вероятность появления усталостных трещин и найти такие зоны напряжений, измерение деформаций в которых позволит с высокой точностью рассчитать напряженное состояние в любой точке конструкции, путём сопоставления выполненного расчёта и тензометрических измерений. Единственным ограничением для такого сопоставления является отсутствие информации по величине расхождения между численным конечно-элементным расчётом и результатами электротензометрии конструкций сложной формы.

### **4.2. Определение сходимости результатов МКЭ с экспериментальными данными электротензометрии**

Для начала проанализируем четверть модели основания прессы усилием 10 тысяч тонн, расчёт которого был выполнен в линейной постановке в программном комплексе SOLIDWORKS Simulation. Эпюра эквивалентных напряжений по Мизесу, полученная в предыдущей главе (рисунок 82) показывает наличие концентраторов напряжений в технологических окнах внутренних рёбер.

Определив при помощи эпюр первых и третьих главных напряжений зоны растяжения и сжатия (рисунок 109), выбираем технологическое отверстие с са-

мым высоким градиентом напряжений. По срединной плоскости внутреннего ребра выводим значения напряжений (рисунок 110 а – интенсивность напряжений по Сен-Венану), а затем строим эпюру в виде графика (рисунок 110 б).

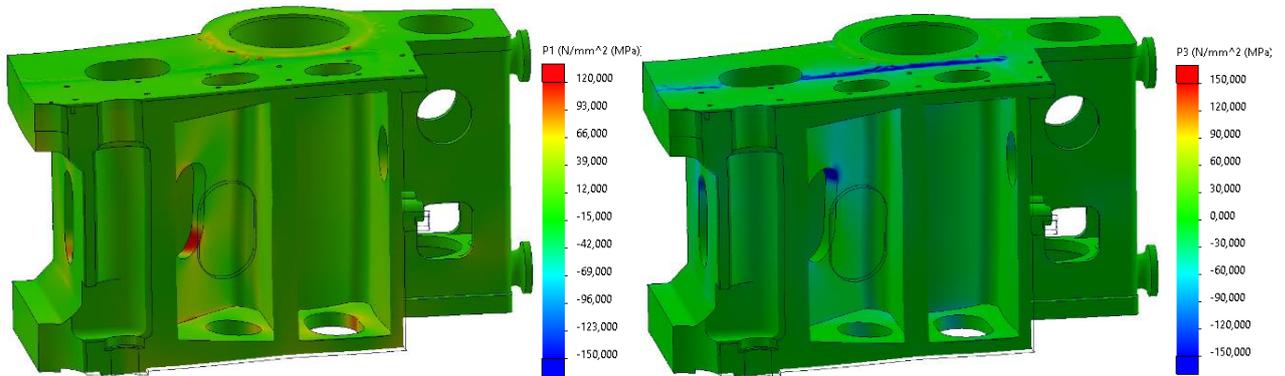


Рисунок 109. Эпюры первых и третьих главных напряжений, МПа

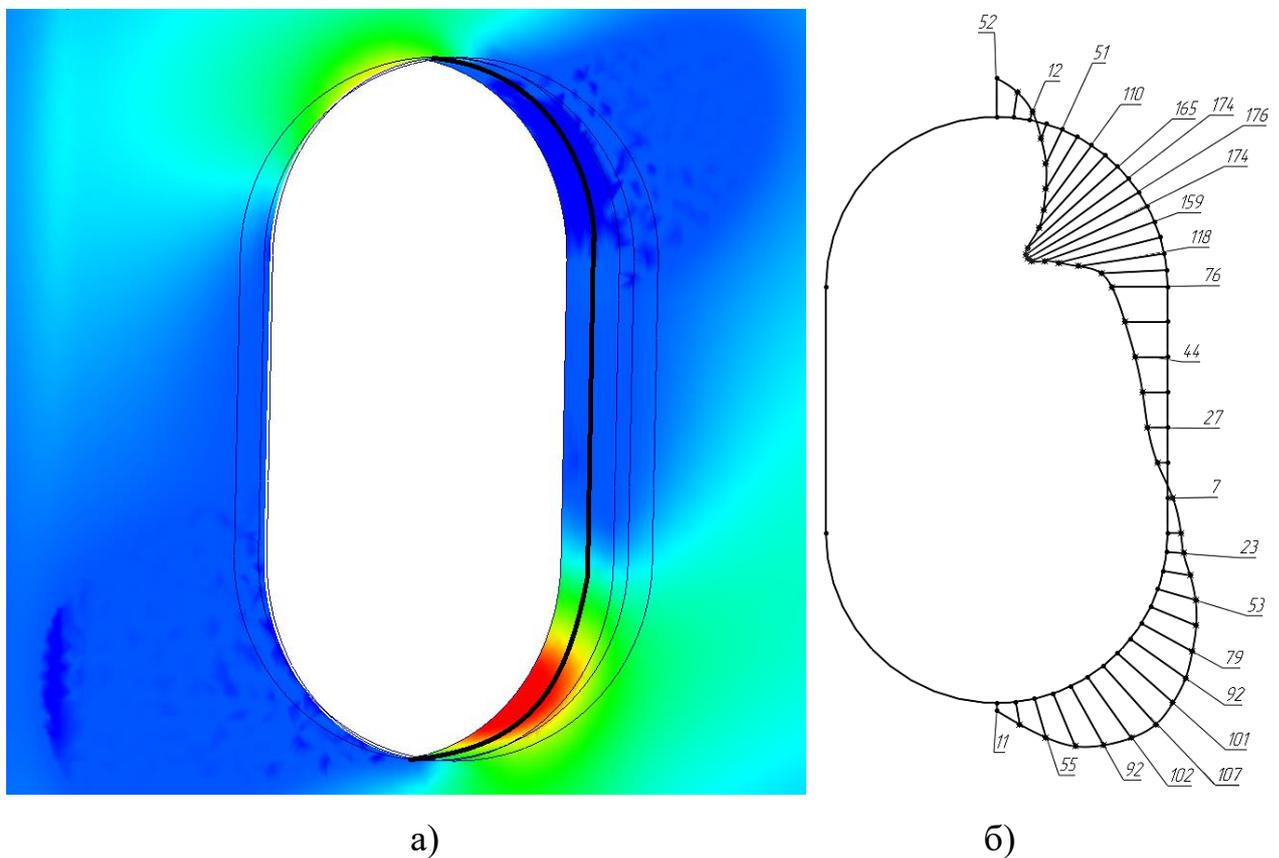


Рисунок 110. Напряжения по краю технологического отверстия в срединной плоскости вертикального ребра, МПа

Для оценки сходимости полученных результатов с реальной моделью, в 2018 году произведены электротензометрические испытания основания прессы усилием 10 тысяч тонн. По внутренней грани технологического окна основания

были наклеены через каждые 25 мм 29 рабочих и компенсационных тензорезисторов КФ5П1-10-200-А-12 (рисунок 111 а) с базой 10 мм и рабочим сопротивлением 200 Ом. Подключение осуществлялось по полумостовой схеме [63]. Исследования проводились только для половины технологического окна.

В качестве регистрирующей аппаратуры использовалось два 8-канальных измерительных усилителя «Spider 8» (рисунок 111 б) фирмы НВМ (Германия). Частота опроса по каждому каналу составляет 50 Гц. Т.к. количество датчиков превышает количество каналов оборудования, измерения проводились в два этапа, при которых 3 канала не изменялись. Затем по ним выполнялась сверка результатов из разных этапов.



а)



б)

Рисунок 111. Измерительный комплекс на основе тензорезисторов типа КФ5П1-10-200-А-12 и приборов SPIDER-8

После проведения испытаний и обработки полученных результатов, получаем возможность сравнить эпюры напряжений расчётной модели и опытных данных. Для наглядности представим эпюры в едином графическом стиле, где на рисунке 112 а – напряжения на краю технологического отверстия, определенные в срединной плоскости ребра, а рисунок 112 б – измеренные по

29 точкам с помощью тензометрии. На рисунке 112 а пунктирной линией нанесен контур рисунка 112 б.

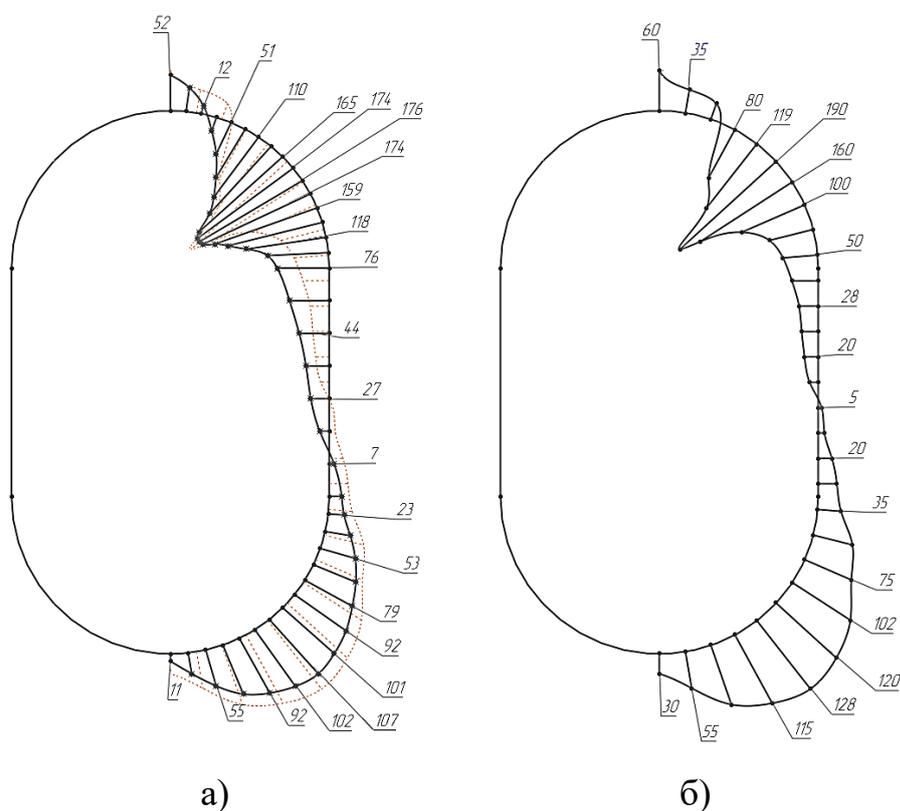


Рисунок 112.Эпюры напряжений расчётной и опытной моделей, МПа

Расхождения между значениями эпюр в зонах концентрации с максимальными и минимальными значениями составляют около 7-10%, а в среднем отличаются на 15-20 МПа. Основываясь на сравнении эпюр напряжений, а так же учитывая обнаруженный при испытаниях эксцентриситет рабочей нагрузки, из-за которого пресс работает не симметрично, можем сделать вывод о сходимости результатов.

При первоначальной настройке системы контроля напряженно-деформированного состояния и предупреждения разрушений базовых деталей использование численных методов позволяет достаточно точно определить зоны, в которых рекомендуется установка тензорезисторов.

После проведения испытаний, основание прессы 10 тысяч тонн силы было модернизировано, концентраторы напряжений устранены. Дальнейший контроль напряженного состояния основания не выполнялся.

Результаты проверки сходимости МКЭ и измерений методом электротензометрии показали, высокую точность системы, которая, основываясь на результатах численного моделирования, будет считывать показания тензорезисторов и сравнивать их с расчётными. При обнаружении неравномерности нагружения, потери давления в гидроцилиндре, раскрывшемся стыке колонна-гайка, система контроля, в зависимости от её настройки сможет предупредить оператора или полностью остановить работу оборудования.

#### 4.3. Система отслеживания образования и роста усталостных трещин

Для конструкций, подобных той, что представлена на рисунках 79 – 80, добиться неограниченной долговечности которых невозможно, а появление усталостных трещин неизбежно, появляется возможность контролировать зарождение и первоначальный рост трещин благодаря специальным датчикам, таким как KYOWA KV серии Crack Gages (рисунок 113). Каждый датчик имеет специальный «триггерный» провод, разрыв которого позволяет зафиксировать начало работы датчика.

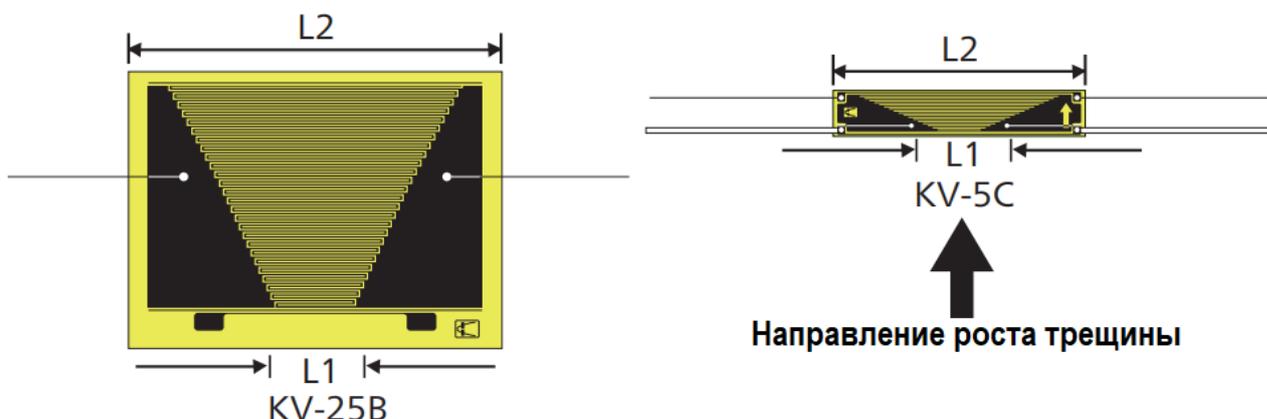


Рисунок 113. Тензорезистор контроля роста трещины KYOWA KV

Тестирование системы без стационарной установки выполнено на прессе Schloemann P-350 с 15 МН до 20 МН. При увеличении рабочего усилия прессы, в архитраве, совмещенном с главным цилиндром, могут возникать опасные напряжения, значения которых близки к допускаемым, а запас прочности по усталости

для конструкции находится в районе единицы. Контролировать напряженное состояние архитрава, а также отслеживать появление и рост усталостных трещин, предлагается с помощью «системы контроля поперечин» [66].

Для развёртывания системы предварительно определяется напряженно-деформированное состояние и определяются зоны, в которых возможно зарождение усталостных трещин (рисунок 114). В такие места последовательно наклеиваются цепочки датчиков Crack Gages, которые передают замеренные напряжения в систему контроля. При зарождении трещины часть датчика повреждается, сопротивление увеличивается и на дисплее отображается предупреждение о зафиксированной трещине.

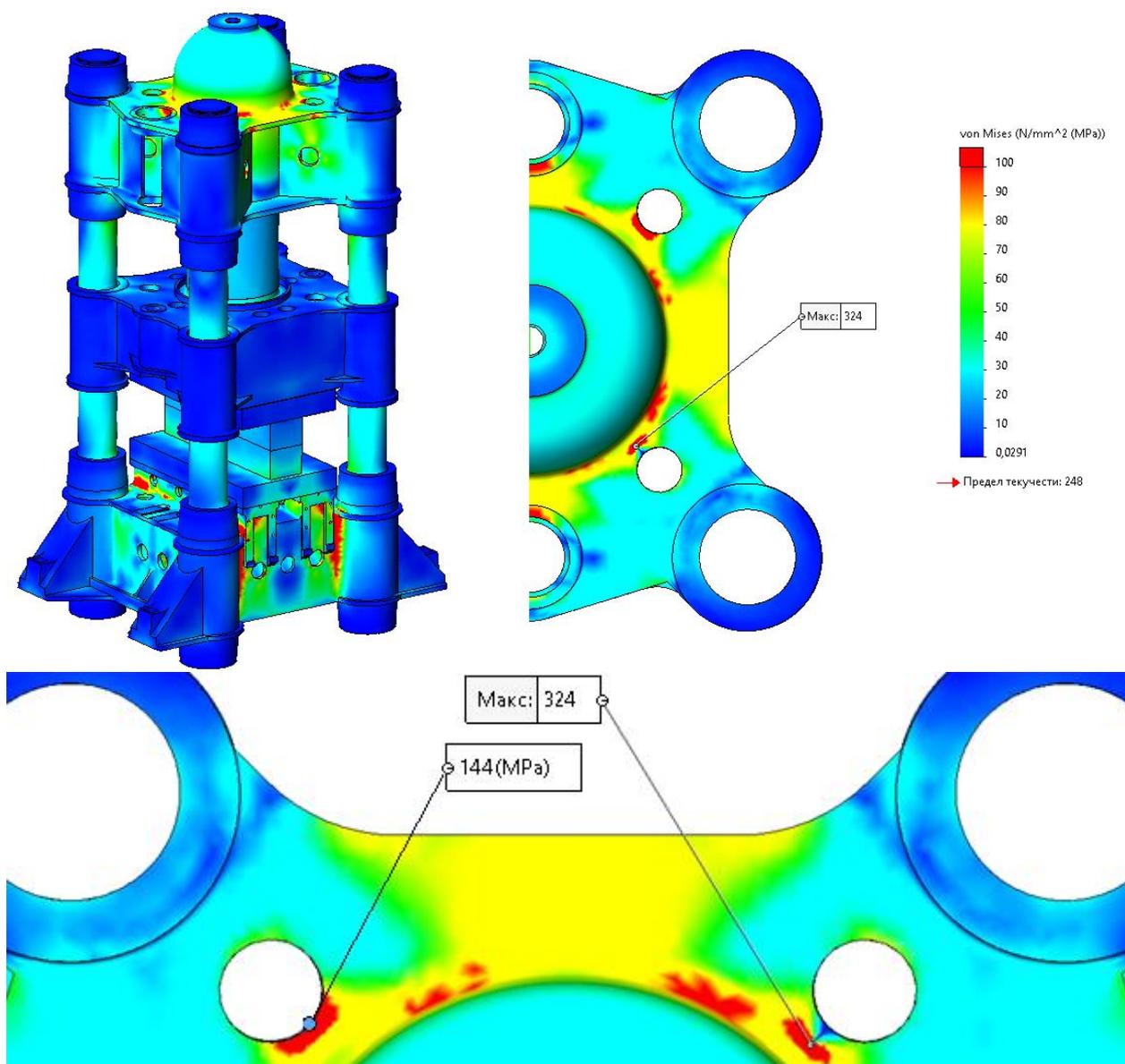


Рисунок 114. Архитрав прессы Schloemann P-350 силой 1570 тс с возможной усталостной трещиной

#### 4.4. Развертывание системы контроля напряженного состояния

Для измерения деформации рекомендуется устанавливать специальные тензорезисторы, способные работать без сбоев в условиях высоких температур и влажности. При длительной эксплуатации хорошо зарекомендовали себя датчики производства HBM, такие как LS31HT. Помимо выдерживания повышенных температур от  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+250\text{ }^{\circ}\text{C}$  (кратковременно до  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) и высокой влажности до 95%, датчики этой серии прикрепляются к поверхности с помощью точечной сварки, что позволяет повысить точность измерений и снизить риск считывания ошибочных значений в результате отклеивания.

На рисунке 115 представлен датчик новой серии HBM Fibersensing OR-W, который объединяет в себе как рабочий, так и компенсационный датчики.

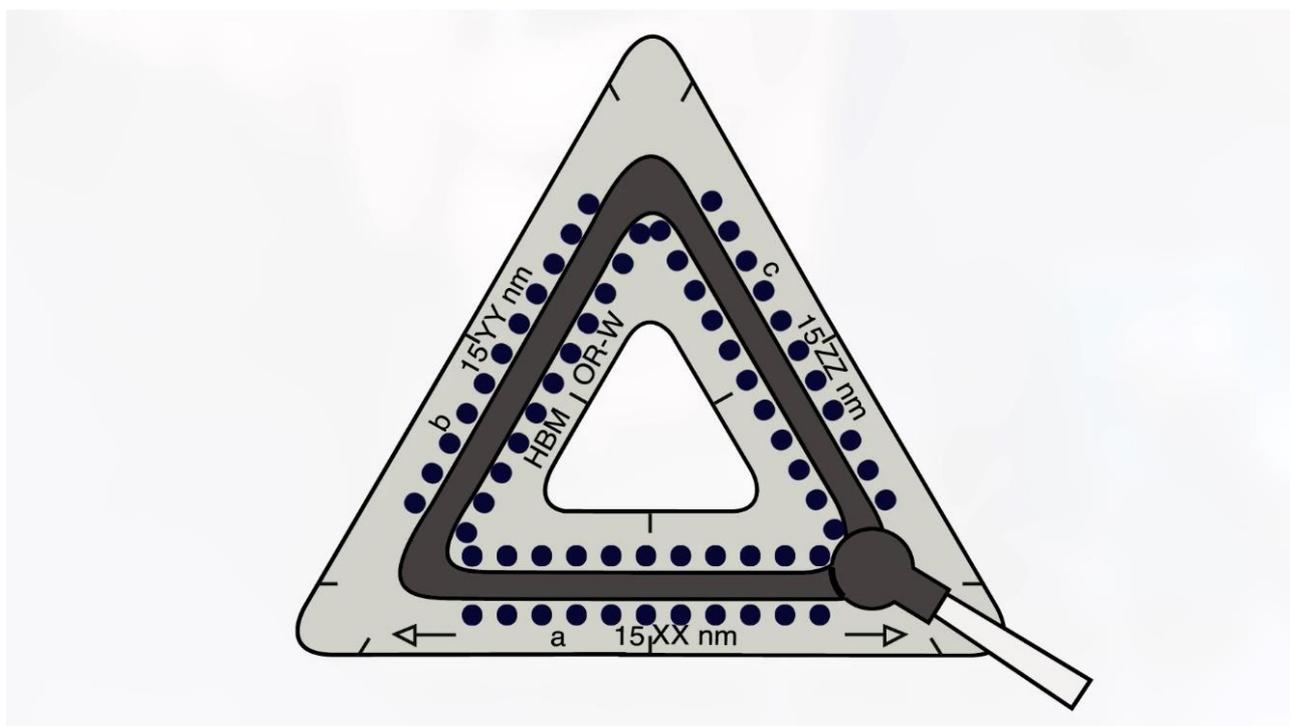


Рисунок 115.Привариваемый тензорезистор HBM Fiber sensing OR-W

Тензодатчики необходимо устанавливать на гладкой части. Для стационарного расположения на колоннах и гидравлических цилиндрах рекомендуется устанавливать по 4 датчика с промежуточным угловым расстоянием  $90^{\circ}$  между ними. Хотя по показаниям трёх датчиков возможно определение как растягивающих напряжений от действия силы прессования, так и изгибных напряжений,

для получения более точных данных, отсеивания ошибочных замеров и возможности продолжения работы при отказе одного из датчиков более предпочтительно использование 4-х датчиков.

Аппаратная часть системы составляется из следующих основных блоков:

- Рабочая станция, включающая ПК или ноутбук
- Система сбора данных, обеспечивающая подключение тензорезисторов и осуществляющая считывание деформаций
- Локальная сеть, соединяющая рабочую станцию с системой сбора данных

Программная часть системы может быть реализована на основе комплекса автоматизации экспериментальных и технологических установок АСТест© [50].

#### 4.4.1. Рекомендуемая настройка системы

При подаче питания на пульт управления тяжелой машиной, система контроля напряженного состояния переходит в режим ожидания. В этом режиме каждые несколько секунд происходит сброс показаний датчиков, т.к. считается что в режиме ожидания не действует никаких нагрузок. Далее по команде с пульта управления или от установленного датчика движения, обнаружившего начало движения подвижной траверсы, система диагностики начинает считывать показания датчиков. В конце каждого цикла считывания показаний для всех контролируемых базовых деталей определяются нормальные напряжение  $\sigma_p$ , а также направление вектора и значение изгибающего напряжения  $\sigma_{изг}^{max}$ , наибольшее напряжение в сечении  $\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_{изг}^{max}$  и наименьшее напряжение в сечении  $\sigma_{min} = \sigma_p - \sigma_{изг}^{max}$ .

В зависимости от используемого при изготовлении материала с допускаемыми усталостными напряжениями  $[\sigma]$ , задаются две величины:

$$\sigma_{пред.ав} = 0,8 \cdot [\sigma] - \text{предаварийный уровень напряжений,}$$

$$\sigma_{авар} = [\sigma] - \text{аварийный уровень напряжений.}$$

Если  $\sigma_{max} \geq \sigma_{пред.ав}$ , на дисплее отображается предупреждение, включается короткая сирена. Если  $\sigma_{max} \geq \sigma_{авар}$ , включается продолжительная сирена и отправляется команда на пульт управления пресса для немедленной остановки работы.

Если происходит нагружение с усилием, превышающим расчётное допускаемое, на жестком диске или на сервере создается временная метка, сохраняются данные замеров с тензодатчиков и значения  $\sigma_{изг}^{max}$ ,  $\sigma_p$ ,  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma_{min}$ ,  $N$ , усреднённое нормальное напряжение, отклонение от усреднённого напряжения в процентах  $\delta_i$ . На дисплее отображаются в режиме реального времени данные датчиков, значения  $N$ ,  $\sigma_p$ ,  $\delta_i$ , значение и направления  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma_{min}$ .

После снятия давления, когда сила пресса становится меньше значения  $N = 0,7N_{max}$  на экране отображается значение силы, соответствующей значению  $N = N_{max}$ , для контроля сходимости данных на пульте и в системе диагностики. При снижении значения  $N \leq 0,1N_{max}$  система автоматически переходит в режим ожидания.

Во время работы в тестовом режиме система сможет выводить графика изменения значений напряжений от времени, показывая и допускает экспортировать данные в формате *.xml* для дальнейшей математической обработки.

#### **4.5. Выводы главы 4**

Для контроля соблюдения проектных режимов работы, а также обеспечения долговечности базовых деталей объектов тяжелого машиностроения, необходимы современные системы контроля и диагностики. Даже для сравнительно нового оборудования, которое разрабатывается с применением современных численных методов, производители дают гарантию не более 3-5 лет. Используя концепцию ограниченного ресурса, в конструкциях имеются концентраторы напряжений, в которых образование усталостных трещин во время работы неизбежно. Такой подход является экономически оправданным для производителя, в то время как для производства, где работает машина, повышается риск внезапного разрушения.

В данной главе предложена и теоретически обоснована система контроля напряженного состояния колонн гидравлических прессов. Система обеспечивает мониторинг равномерности нагружения колонн, отслеживает предварительное натяжение колонны в колонных стаканах и нераскрытие стыков «Гайка – колонна – поперечина».

Предложена система контроля синхронности наполнения главных цилиндров, обеспечивающая сохранность равномерности нагружения колонн. При проведении предварительного расчёта и определении зон максимальных напряжений на внешней стенке цилиндра система контроля будет следить за превышениями допускаемых напряжений и выдавать предупреждения.

Предложена система контроля напряженного состояния поперечин, содержащая в себе систему контроля возникновения и роста трещин в зонах концентрации опасных напряжений. Использование системы предлагается для контроля деформаций на допустимом уровне. Для базовых деталей, неограниченную усталостную прочность которых получить невозможно ввиду наличия неустраняемых концентраторов напряжений, установка системы контроля позволит сигнализировать об образовании и росте усталостных трещин и не допустить разрушения поперечины.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе решена острая научная проблема, имеющая серьёзное хозяйственное и оборонное значение в эпоху санкционной политики и импортозамещения, заключающаяся в безотказном функционировании базовых деталей объектов тяжелого машиностроения.

Решение поставленных задач позволяет увеличить надёжность оборудования, повысить эффективность путём модернизации вспомогательных систем, обеспечить долговечность не только при сохранении проектных нагрузок, но и при их увеличении.

Значительное число разрушений базовых деталей объектов тяжелого машиностроения связано с возникновением и ростом трещин в зонах концентрации напряжений. Это объясняется тем, что используемые на стадии разработки методы расчёта базовых деталей не позволяли определять полную картину напряженно-деформированного состояния. Отсутствие представления об истинном распределении напряжений привело к появлению конструкций, в которых внутренние напряжения превышают допустимые напряжения многоциклового усталости.

Валидация результатов, полученных с помощью численного решения моделей методом конечных элементов, происходит с помощью нескольких независимых методов проведения экспертизы. Исследование методом электротензометрии позволяет определить и подтвердить уровень напряженного состояния. Методы ультразвуковой, капиллярной и вихретоковой дефектоскопии – позволяют подтвердить образование усталостных трещин.

Результаты расчёта и экспертизы большинства базовых деталей дали запасы усталостной прочности при работе на максимальном проектном усилии менее допустимых  $[n] = 1,2$ , что подтверждается множеством обнаруженных усталостных трещин. При дальнейшей работе объектов тяжелого машиностроения с таким запасом прочности прогрессивное распространение трещин приведёт к

разрушению базовой детали и последующей аварийной остановке на капитальный ремонт машины или целой производственной линии.

Разработаны, исследованы и опробованы методы увеличения запаса усталостной прочности путем проведения различных модернизаций базовых деталей. Предложенные в рамках диссертации методы успешно применены на крупных металлургических предприятиях России:

- изменение галтели днища гидравлического цилиндра с целью обеспечения неограниченной усталостной долговечности на АО «Волжский трубный завод»;
- устранение концентратора напряжений в стенке гидравлического цилиндра и исходящих от него усталостных трещин путём угольной разделки с последующей наплавкой проведено на АО «Волжский трубный завод»;
- расчёт коэффициента запаса усталостной прочности колонн, определение напряженного состояния и контроль наличия предварительной затяжки стыка «колонна – гайка - поперечина» методом электротензометрии выполнено в АО «Ступинская Металлургическая Компания», АО "Металлургический завод "Электросталь", АО «Ижорский Трубный Завод – Северсталь», ОАО «Всероссийский институт легких сплавов», АО «Арконик СМЗ», ОАО «ЕВРАЗ Нижнетагильский металлургический комбинат»;
- определение напряжено-деформированного состояния, выявление концентраторов, восстановление и модернизация поперечины выполнены для ползуна механического пресса в ПАО «ОДК-Сатурн» и для основания гидравлического пресса в АО «Ступинская Металлургическая Компания».

Предложена и обоснована система контроля напряженного состояния в колоннах, цилиндрах и поперечинах, обеспечивающая контроль за работой тяжелой машины, не допускающая игнорирования рекомендаций завода-изготовителя по соблюдению проектных режимов работы, плановым обследованиям и ремонтам.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пылайкин П.А. Разработка новых конструкций и методов расчета высоконагруженных узлов и деталей мощных гидропрессов: дис. канд. техн. наук. – Свердловск, 1983. – 244 с.
2. Пылайкин П.А. Анализ разрушения базовых деталей мощных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1966. – №3. С.21- 27.
3. Кибардин Л.П. Анализ разрушения гидравлических цилиндров // Гидравлические прессы. – М.: Машиностроение. – 1966, С.414-431.
4. Сурков А.И., Шпыгарь С.А., Лобанов Н.А. Исследование повреждений цилиндров прессов для формовки труб большого диаметра // Новое в издании и исследовании кузнечно-прессовых машин. Труды ВНИИМЕТМАШ. – 1983, – С.69-73.
5. Белов А.Ф., Розанов Б.В., Линц В.П. Объемная штамповка на гидравлических прессах. – М. Машиностроение, 1986. – 237 с.
6. Сурков А.И. Разработка теории прогнозирования и конструктивное обеспечение надежности базовых деталей уникальных гидравлических штамповочных прессов: дис. докт. техн. наук. – М., 1985. – 420 с.
7. Артюхов В.П. Изыскание оптимального профиля резьбы тяжело нагруженных резьбовых соединений для конструкций мощных прессов и других металлургических машин: дис. канд. техн. наук. – М., 1963. – 135 с.
8. Семичев Ю.С. Исследование условий нагружения и повышение прочности станин клетей действующих прокатных станков: дис. канд. техн. наук. – Магнитогорск, 2015. – 122 с.
9. Морозов Б.А. Моделирование и прочность металлургических машин. – М.: Машгиз, 1963. – 284 с.
10. Морозов Б.А., Тимошук Л.Т., Тараторин Б.И. Повышение нагрузочной способности станин листопрокатных клетей // Сталь. – 1957. – №12. – С.1107-1111.
11. Гуревич А.Е., Рокотян Е.С. Методы исследования прокатных станков. – М.: Металлургиздат, 1957. – 494 с.
12. Гребеник В.М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования. – М.: «Машиностроение», 1969. – 256 с. с ил.
13. Клименко В.М., Погоржельский В.И. и др. Технологические и силовые резервы прокатных станков. М.: Металлургия, 1976. – 240 с. с ил.
14. Морозов Б.А. Моделирование и прочность металлургических машин. – М.: Гос. научно-техн. изд. машиностр. литературы, 1963. – 285 с.
15. Андреева И.Б. Исследование напряжений в цилиндрах гидравлических прессов: дис. канд. техн. наук. – М., 1954. – 128 с.
16. Целиков А.И., Смирнов В.В. Прокатные станы. – М.: Металлургиздат, 1958. – 432 с.

- 17.Шпыгарь С.А. О современном состоянии отечественного металлургического машиностроения // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 11. – С.26-27.
- 18.Шпыгарь С.А., Сивак Б.А., Белоусов И.Я. Современное состояние и пути повышения технических характеристик тяжелых гидравлических прессов / Неделя металлов в Москве. – 2012. – 13-16 ноября
- 19.Бидерман В.Л. Расчет цилиндров на симметричную относительно оси нагрузку, изменяющуюся по длине. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. – М.: Машгиз, 1950. – 358 с.
- 20.Богданов Э.Ф. О напряжениях в цилиндрах гидравлических прессов вблизи фланцев // Кузнечно-штамповочное производство. – 1962. – №1. – С.31-35.
- 21.Богданов Э.Ф. Расчет цилиндров гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1964. – №10. – С.31-35.
- 22.Сурков А.И. Напряженное состояние гидроцилиндров с фланцевым опиранием // Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – №11. – С.24-23.
- 23.Китаин Р.С., Викулин А.Т., Сурков А.И., Исследование и расчет напряжений в гидравлическом цилиндре при неравномерной опоре фланца // Кузнечно-штамповочное производство. – 1967. – №4. – С.29-33.
- 24.Мюллер Э. Гидравлические прессы и насосно-аккумуляторные установки. – М.: Машгиз, 1958. – 239 с.
- 25.Мюллер Э. Гидравлические прессы и их приводы. Том 1. Ковочные прессы. – М.: Машгиз, 1965. – 316 с.
- 26.Розанов Б.В. Гидравлические прессы. – М.: Машгиз, 1959. – 430 с.
- 27.Михеев В.А. Гидравлические прессовые установки. – М.: Машгиз, 1948
- 28.Васильев В.В. Исследование напряжений в угловых элементах несущих деталей прокатных станов и прессов: дис. канд. техн. наук. – М., 1963. – 133 с.
- 29.Морозов Б.А., Васильев В.В., Любимов В.Я. Повышение прочности галтельных сопряжений фланцев с цилиндрами // Кузнечно-штамповочное производство. – 1961. – №4. – С.29-32.
- 30.Кубачек В.В., Фазильяхметов Р.С., Александрова Н.Н., Карпов П.П. Совершенствование технологии изготовления гидроцилиндров прессов для колесо-прокатных цехов // Гидропрессовое оборудование, выпускаемое «ПО «УКРАЛМАШ» и проблемы его создания. – Свердловск. – 1988. – С.52-59.
- 31.Сурков И.А. Совершенствование базовых деталей мощных гидравлических прессов при увеличении их технологических возможностей: дис. докт. техн. наук. – Екатеринбург, 2019. – 173 с. URL: [http://lib.urfu.ru/file.php/118/moddata/data/51/793/289077/dissert\\_Surkov\\_v.11.pdf](http://lib.urfu.ru/file.php/118/moddata/data/51/793/289077/dissert_Surkov_v.11.pdf) (дата обращения: 20.08.2020)
- 32.Хирджиев С.Г., Гриншпун Л.Я., «Расчет термической затяжки колонн гидравлических прессов» Руководящий материал РМ 94 – 68, НИИТЯЖМАШ УЗТМ. – Свердловск, 1968
- 33.Артюхов В.П. Изыскание оптимального профиля резьбы тяжело нагруженных резьбовых соединений для конструкций мощных прессов и других металлургических машин: дис. канд. техн. наук. – Москва, 1963. – 135 с.

- 34.Серенсен С.В. Определение запаса прочности при расчете деталей машин // Вестник машиностроения. – 1943. – № 6. – С.5-10.
- 35.Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1993. – 364 с.
- 36.Кирдеев Ю.П., Корнилова А.В. Многокритериальная оценка долговечности базовых деталей кузнечно-прессовых машин // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2004. – № 9. – С.15-20.
- 37.Вагапов Р.Д. Вероятностно-детерминистская механика усталости. – М.: Наука, 2003. – 256 с.
- 38.Капускин Ю.И., Моисеев А.П., Сурков И.А., Тимохин И.В. Контроль методом ультразвуковой дефектоскопии рабочих цилиндров мощных гидравлических прессов // В мире НК. 2009. № 3. стр. 22-24.
- 39.Когаев В.П. Расчеты на прочность при нагрузках переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1979. – 687 с.
- 40.Palmgren A. Die Lebensdauer von kugellagern // Z. Ver. Dtsch.Ind. – 1924. – S.339-341.
- 41.Корнилова А.В. Определение общей долговечности и остаточного ресурса объекта по критерию многоциклового усталости // Безопасность труда в промышленности. – 2008. – №6. – С.31-39.
- 42.Корнилова А.В. Разработка методов обеспечения долговечности силовых деталей кузнечно-прессовых машин и инструмента: дис. докт. тех. наук. – М., 2009. – 303 с.
- 43.Сурков И.А. Исследование условий эксплуатации, определение причин разрушений и обеспечение безотказной работы колонн мощных гидравлических прессов: дис. канд. техн. наук. – Москва, 2007
- 44.Гузь А.Н. Зозуля В.В. Хрупкое разрушение материалов при динамических нагрузках. – Киев: Наукова Думка, 1993. – 232 с.
- 45.Доможиров Л. И. Оптимизация коэффициента запаса прочности крупногабаритных деталей с учетом малых дефектов. – Тяжелое машиностроение, 2006.
- 46.Кулагин Д.А., Моисеев А.П., Сурков И.А. Математические модели мощных гидравлических прессов и результаты тестовых исследований условий взаимодействия их базовых деталей // Металлургия XXI века. Сб. трудов 2 международной конференции молодых специалистов. – М. – 2006.
- 47.Гохберг М.М., Пылайкин П.А., Юшкевич П.Н. Усталостная прочность сталей для прессов // Прочность крупных машин. Выпуск XXI. Гидравлические прессы. – М.: Машиностроение. – 1971. – С.10-34
- 48.Сурков А.И. Вероятностная оценка прочности при переменных напряжениях по медианным пределам выносливости образцов различных типоразмеров // Проблемы прочности. – 1982. – № 12. – С.42-51.
- 49.Воробьев А.К., Грибков А.М., Зюбин И.А. Характерные случаи разрушений главных цилиндров, причины разрушений и технические решения, принятые

- для их предупреждения / XXIII Международная научно-техническая конференция студентов и аспирантов «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоагрегаты» (Москва, 4 декабря 2019 г.). Материалы конференции. – М.: Мир науки. – 2019. – С.114-118.
- 50.Коркин Н.П., Перцовский М.И. Сафронов Д.В., Сурков И.А. Система контроля и ограничения нагрузки на колонны мощных гидравлических прессов // Автоматизация в промышленности. – 2008. – №12. – С.9-12.
- 51.Коркин Н.П. Исследование условий эксплуатации и разработка системы управления прочностными и технологическими параметрами гидравлических прессов: дис. канд. техн. наук. – М., 2009. – 130 с.
- 52.Марков Д.Г. Разработка, исследование и обоснование технических решений для увеличения силы гидравлического пресса с 200 до 350 МН: дис. канд. техн. наук. – М., 2009. – 132 с.
- 53.Кулагин Д.А. Исследование условий эксплуатации станины пресса силой 750 МН и разработка мероприятий, обеспечивающих безотказную работу пресса: дис. канд. техн. наук. – М., 2010. – 138 с.
- 54.Волков А.Ю., Зуев Е.А. Неограниченная долговечность цилиндров металлургических машин на основе их модернизации // Научный журнал изд.: проблемы науки. – 2018. – №05(28). – С.32-34.
- 55.Волков А.Ю., Зуев Е.А. Продление ресурса колонн металлургических машин // Современные инновации. – М. 19-20 Июня. – 2018. – №02(24). – С.25-26.
- 56.Волков А.Ю., Зуев Е.А., Воробьев А.К. Расчет поперечины прокатного стана // Научно-методический журнал «Достижения науки и образования» изд. Научные публикации, том 2. – 2018. – №8(30). – С.16-18.
- 57.Волков А.Ю., Воробьев А.К., Зуев Е.А. The Restoration of The Cross Press Equiprment (Восстановление поперечин прессового оборудования) // International Scientific review of the Problems and Prospects of Modern Science and Education изд.: Problems of Science, Boston USA. – 2018. – июнь. – С.19-24.
- 58.Волков А.Ю., Зуев Е.А., Воробьев А.К. Расчет на прочность прошивного устройства горизонтального пресса // Научно-технический журнал «Вопросы науки и образования» Научные публикации. – 2018. – №21(33). – С.24-29.
- 59.Волков А.Ю., Воробьев А.К., Зуев Е.А. Выбор метода расчёта напряженно-деформированного состояния гидравлических прессов // Научный журнал изд.: проблемы науки. – 2018. – №09(32). – С.30-33.
- 60.Зуев Е.А., Воробьев А.К., Волков А.Ю. Экспертиза состояния и обеспечение прочностной надежности станин прокатных станов // Научно-теоретический журнал «Наука, образование и культура» изд.: проблемы науки. – 2018. – №10(34). – С.19-24.
- 61.Волков А.Ю., Зуев Е.А., Воробьев А.К. Расчёт поперечин прокатного стана // Современные инновации. – М. 16-17 декабря. – 2018. – №06(28). – С.19-21.

62. Воробьев А.К., Зуев Е.А., Сурков И.А. Обновление тяжелых машин в период экономических санкций на основе инновационных проектов // Тяжелое машиностроение. – 2019. – № 5-6. – С.11-13.
63. Зуев Е.А., Зуева М.Н. Определение напряженно-деформированного состояния колонн гидравлических прессов // Справочник. Инженерный журнал. – 2019. – №08(269) – С.27-30.
64. Зуев Е.А., Подготовка геометрии САПР к анализу в SOLIDWORKS Simulation // Журнал «САПР и графика» изд.: Компьютер пресс. – 2019. – №8(274) 2019. – С.34-35.
65. Воробьев А.К., Зуев Е.А. Причины разрушений главных цилиндров и технические решения, принятые для их предупреждения // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2020. – № 2(69). – С.3-8.
66. Зуев Е.А., Воробьев А.К. Разработка системы контроля и диагностики напряженного состояния поперечин мощных гидравлических прессов // Машиностроение и техносфера XXI века: Сб. трудов XXVIII междунар. научно-техн. конф. в г. Севастополе 13-19 сентября 2021 г. – Донецк: ДонНТУ, 2021. – С. 212-216.
67. Зуев Е.А., Воробьев А.К., Зуева М.Н. Обеспечение долговечности колонн гидравлических прессов с помощью бандажирования гайки при частичном разрушении резьбы // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2021. – № 12. – С. 568 – 571.
68. Зуев Е.А., Воробьев А.К., Зуева М.Н. Определение напряженно деформированного состояния базовых деталей сложной формы методом конечных элементов и при помощи электротензометрии // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2022. – № 01. – С. 18 – 22.