

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”

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 2022

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский университет «МЭИ».

Научный руководитель: – доктор технических наук, профессор
Чирков Виктор Петрович,

Официальные оппоненты: – **Карцов Сергей Константинович,**
доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры «Строительная механика» ФГБОУ ВО «МАДИ»

– **Завойчинская Элеонора Борисовна,**
доктор физико-математических наук, доцент, профессор кафедры «Теории упругости» механико-математического факультета ФГБОУ ВО МГУ им. М.В. Ломоносова

Ведущая организация: – ФГБОУ ВО «Московский государственный университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Защита диссертации состоится 8 июня 2022 г. в 14 часов 00 минут на заседании диссертационного совета Д 212.125.05 при ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 4

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 4. и на сайте: https://mai.ru/events/defence/index.php?ELEMENT_ID=164269

Автореферат разослан «__» _____ 2022 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.125.05



Федотенков Г. В.

Общая характеристика работы

Актуальность исследования. Машиностроение – основа России в экономическом и оборонном значении. Высокая стоимость иностранной продукции и возможность увеличения экспорта в условиях санкционной политики обусловили существенное вложение металлургической промышленности в увеличение ВВП и других экономических показателей.

Большая часть объектов тяжелого машиностроения – механических и гидравлических прессов, а также прокатных станов, эксплуатирующиеся металлургическими предприятиями, служат более 50 лет. При столь значительном сроке эксплуатации происходит устаревание, оборудование перестает отвечать современным технологическим запросам и требованиям по предупреждению аварийных ситуаций, связанных с его отказом или полным разрушением. Замена старых производственных линий на новые является практически невыполнимой проблемой для 90% предприятий и не осуществима в сжатые сроки.

Проведённые во время исследования расчёты, обследования и эксперименты показали, что значительная часть объектов тяжелого машиностроения не обладает достаточным запасом на усталость, ввиду ограниченного заводом-изготовителем ресурса или конструктивных просчётов. Чем старше становится оборудование, тем выше риск отказа, поэтому оценка текущего состояния, определение истинного запаса прочности и увеличение ресурса является актуальной проблемой.

Цель и задачи исследования. Целью диссертационной работы являются составление, обоснование и внедрение методик диагностирования состояния и технологических решений, гарантирующих конструкционную прочность базовых деталей при их дальнейшем длительном функционировании.

Методы исследования. Для разработки решений, необходимых для обеспечения долговечности тяжелых машин, использовалось сочетание теоретических, опытных и компьютерных вычислительных методов исследования. В качестве основного инструмента для компьютерного моделирования использован численный метод решения – метод конечных элементов, реализованный в программных

комплексах SOLIDWORKS Simulation, ANSYS, а также SOLIDWORKS Flow Simulation для оценки влияния динамического давления жидкости на напряженное состояние гидравлических цилиндров. Методология работы основывается на современных исследованиях, результатах экспериментов, классических трудах отечественных и зарубежных ученых в области прочности конструкций.

Научная новизна. В работе приведена и проверена на практике методика оценки запаса прочности по усталости для базовых деталей объектов тяжелого машиностроения сложной геометрической формы, изготовленных из различных марок конструкционных сталей;

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 устранения концентраторов напряжений в технологических окнах поперечин путем изготовления вставок под размер отверстия с последующим привариванием сваркой.

Впервые за время эксплуатации и ремонта гидравлических прессов колонного типа предложена, теоретически оправдана, методически проработана и реализована технология бандажирования разрезной гайки колонны с целью недопущения потери затяжки 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 показаний, измеряемых по предложенной методике подтверждена расчетами МКЭ.

Достоверность полученных результатов. Достоверность 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.

Практическая ценность. Технические решения, сформулированные в диссертации и реализованные на металлургических заводах России (АО «Волжский трубный завод», АО «Ступинская Металлургическая Компания», АО «Металлургический завод «Электросталь», АО «Ижорский Трубный Завод – Северсталь», ОАО «Всероссийский институт легких сплавов», АО «Аркиник СМЗ», ОАО «ЕВРАЗ Нижнетагильский металлургический комбинат», ПАО «ОДК-Саатурн»), обеспечивают безотказную эксплуатацию действующих тяжелых машин при работе в проектируемом режиме, а также, при:

- увеличении силы давления при обработке металлов;
- увеличении ресурса базовых деталей оборудования;
- повышении скорости работы и производительности.

Апробация работы и публикаций. 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 г.;

- на VIII Международной 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.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, четырех глав и выводов, списка литературы из 68 наименований. Объем работы – 168 страниц основного текста, включая 115 рисунков, 6 таблиц.

Краткое содержание работы

В первой главе приводятся определения и понятия диссертации: гидравлический пресс, прокатный стан, базовые детали. Проводится обзор литературы по теме диссертации, на основе которых выявляется методология проектирования и изготовления базовых деталей с целью определения причин и механизмы разрушения объектов тяжёлого машиностроения.

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.

Перечислены особенности оценки надежности базовых деталей. 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. Также, как и 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.

Один из них связан с тем, что для отказов уникальных машин отсутствуют статистические закономерности. 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 поэтому неизбежности разрушения этих деталей вследствие циклических нагрузок в течение длительного времени.

В основе оценки запаса прочности, лежит экспериментально обоснованная формула, предложенная С.В. Серенсенем:

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

Однако для таких сложных конструкций нет достаточно точных аналитических зависимостей, позволяющих по значениям номинальных напряжений найти запас прочности по усталости, определяемый формулой (1.1).

Во второй главе излагаются методы определения напряженно-деформированного состояния базовых деталей.

В расчёте необходимо учитывать все составляющие – истинную геометрию базовых деталей, контактные взаимодействия, термическую затяжку, зазоры, возникающие из-за раскручивания гаек и т.д. Пример сборки гидравлического прессы приведен на рисунке 1. В настоящее время для решения поставленных задач, наилучшим образом подходит метод конечных элементов.

При выборе расчётного комплекса предъявляются следующие требования: препроцессор программы должен поддерживать трехмерное твердотельное моделирование геометрии и импорт файлов с распространенными форматами, создавать адаптивную конечно-элементную сетку, поддерживать нелинейное поведение (физическое, геометрическое, контактное с трением и без); постпроцессор должен отображать результаты на основе спроектированных трёхмерных моделей, выводить перемещения, напряжения, усилия в контактах и реакции в закреплениях, определять значения относительных перемещений деталей и экспортировать результаты, а достоверность результатов, выдаваемых программой, должна быть проверена его массовым применением в расчётной сфере.

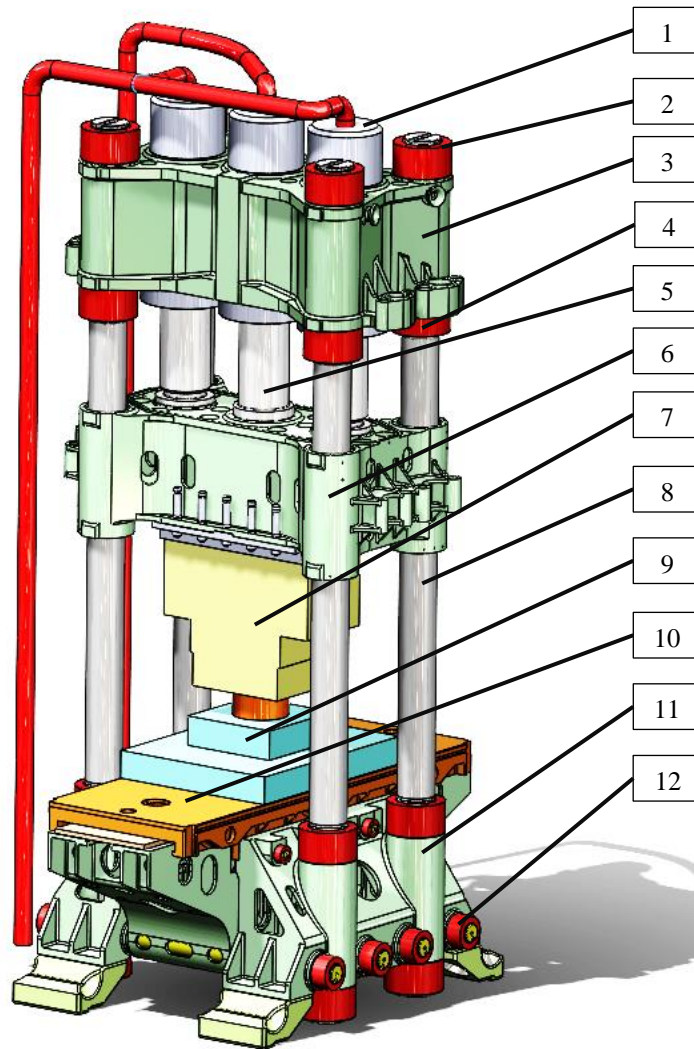


Рисунок 1. Гидравлический ковочный пресс конструкции Уралмаш силой 80 МН: 1 – гидроцилиндр, 2 – Внешняя гайка, 3 – архитрав (верхняя поперечина), 4 – внутренняя гайка, 5 – плунжер, 6 – подвижная траверса (подвижная поперечина), 7 – верхний штамповый набор, 8 – колонна гидравлического пресса, 9 – нижний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

Базовые детали пресса имеют сложную геометрию с конструктивными концентраторами различных форм и размеров. Для получения точности расчета 1–1,5% по сравнению с точным аналитическим решением установлены зависимости, связывающие результаты с плотностью конечно-элементной сетки.

Тестовые расчеты показали, что наилучшим образом напряженное состояние в области отверстий описывается конечно-элементной сеткой, в которой на дуге, соответствующей сектору окружности в 90° , расположено $6 \div 8$ элементов.

При такой плотности разбиения погрешность вычислений не выше 4%, что вполне приемлемо для инженерных расчетов (рисунок 2).

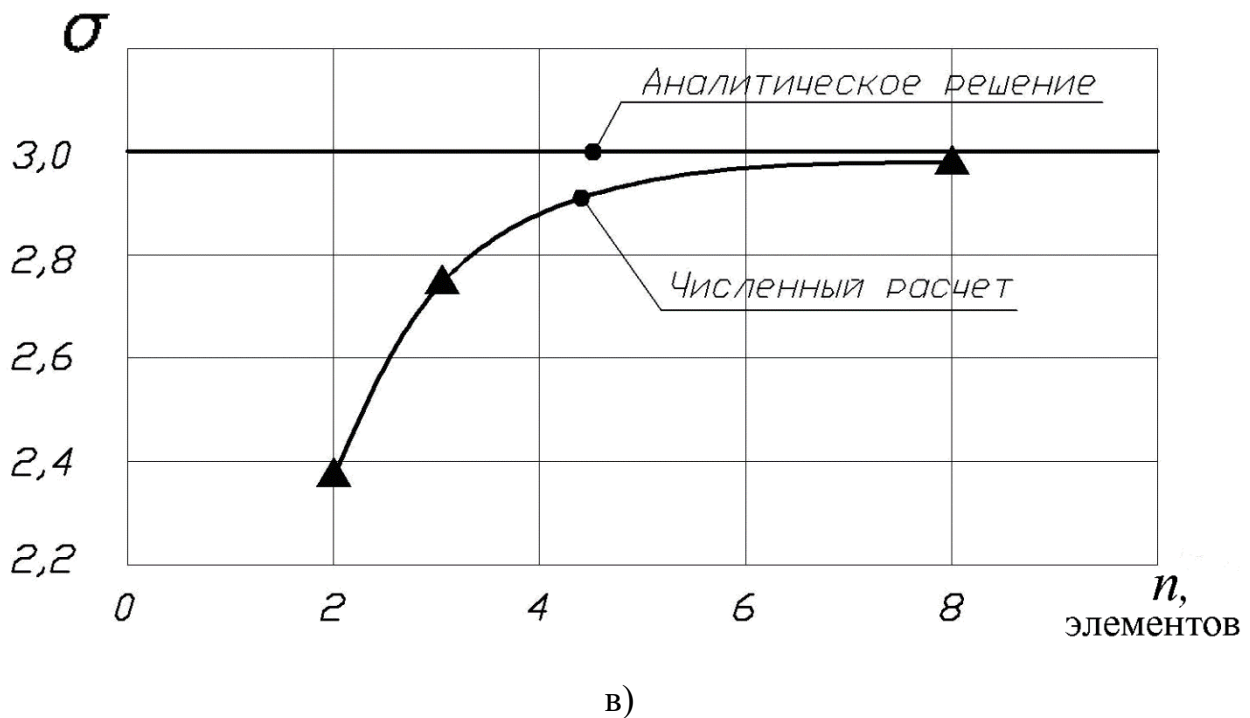
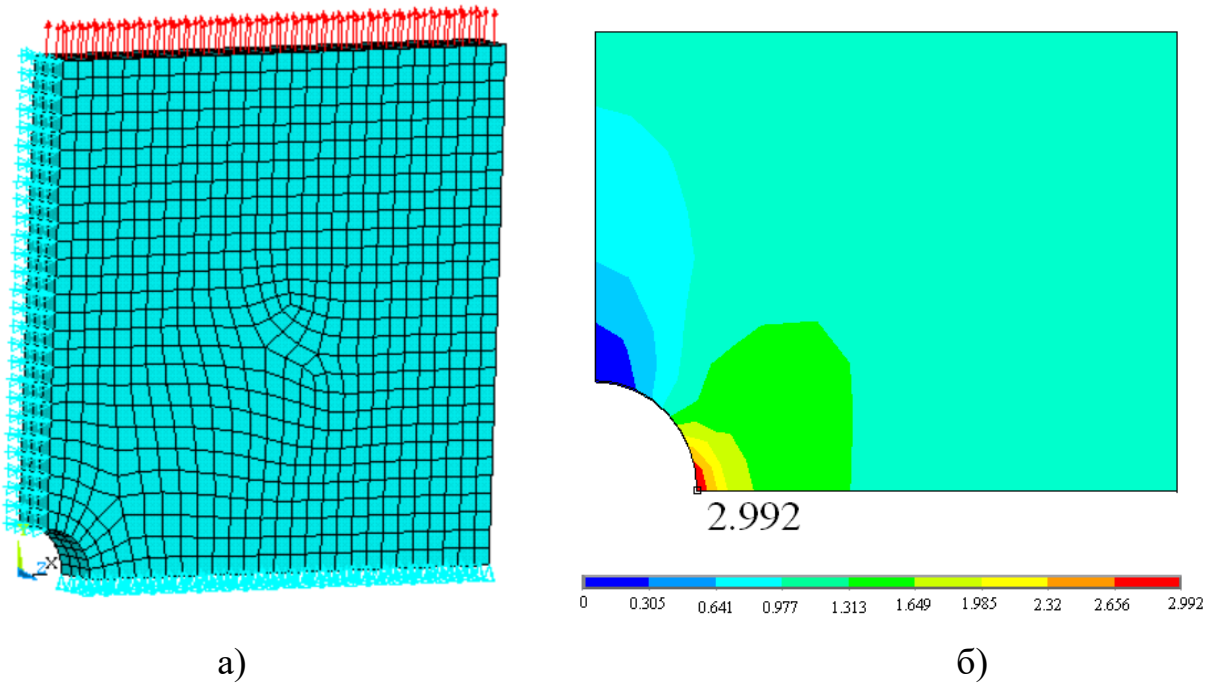


Рисунок 2. Тестовая задача для выбора параметров плотности конечно-элементного разбиения

а) конечно-элементная модель, граничные условия нагружения (8 элементов на дуге, соответствующей сектору окружности в 90°);

б) распределение растягивающих напряжений, σ_1 , МПа;

в) максимальные напряжения на контуре отверстия в зависимости от числа n элементов на дуге, соответствующей сектору окружности в 90°

Описаны методы проведения экспертизы и оценки состояния реальных объектов тяжелого машиностроения методами неразрушающего контроля и электротензометрии.

При помощи метода электротензометрии определяется величина предварительной термической затяжки колонн. Для контроля на колонну и колонный стакан (при исполнении с 4-мя гайками на колонну) или проставку (исполнение с 2-мя гайками) наклеиваются тензодатчики. Измерение производится при максимально возможном усилии, которое развивает пресс.

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 3 а). Под действием рабочего усилия P напряжения сжатия проставки уменьшаются (рисунок 3 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 4 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 4 б). В таком случае произойдет раскрытие стыка между колонной проставкой и поперечинами прессы на величину Δ (рисунок 3 в).

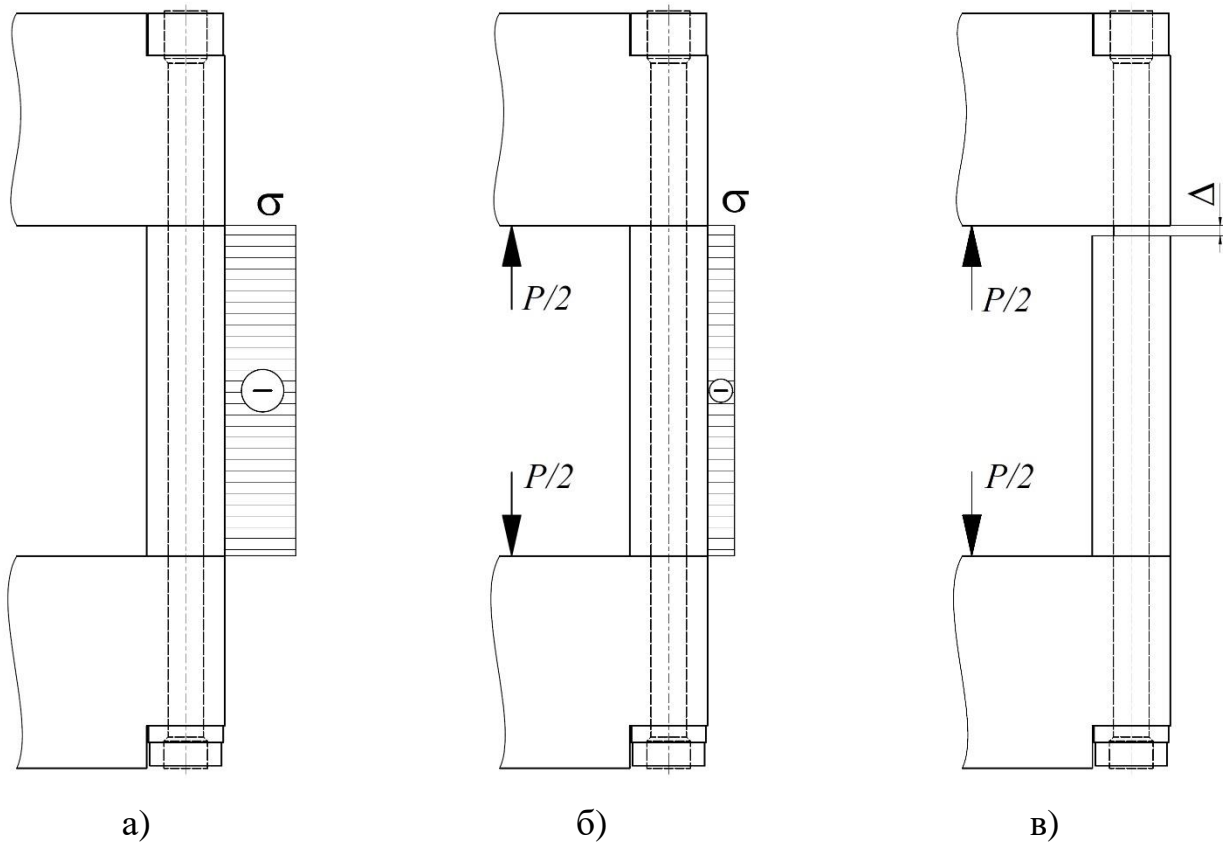


Рисунок 3. Эпюры напряжений в проставке при различном усилии предварительной затяжки

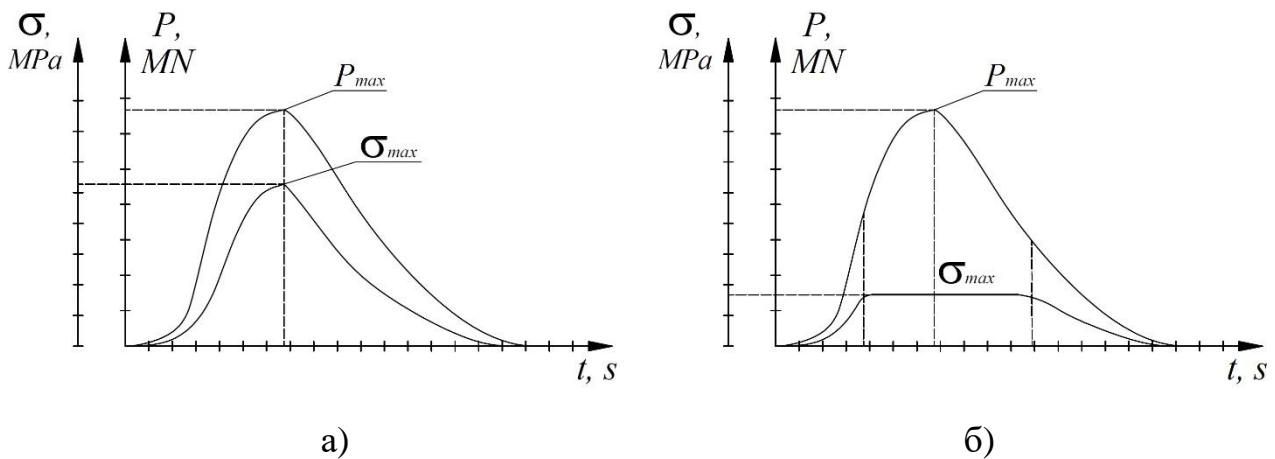


Рисунок 4. Графики изменения напряжений в колонной проставке в зависимости от силы нагружения прессы при различных усилиях предварительной затяжки гаек колонны

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

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.

Для оценки состояния базовых деталей применяется несколько методов неразрушающего контроля:

- капиллярный метод контроля (рисунок 5 а);
- вихретоковый метод контроля;
- ультразвуковой метод контроля (УЗК) (рисунки 5 б, 5 в).

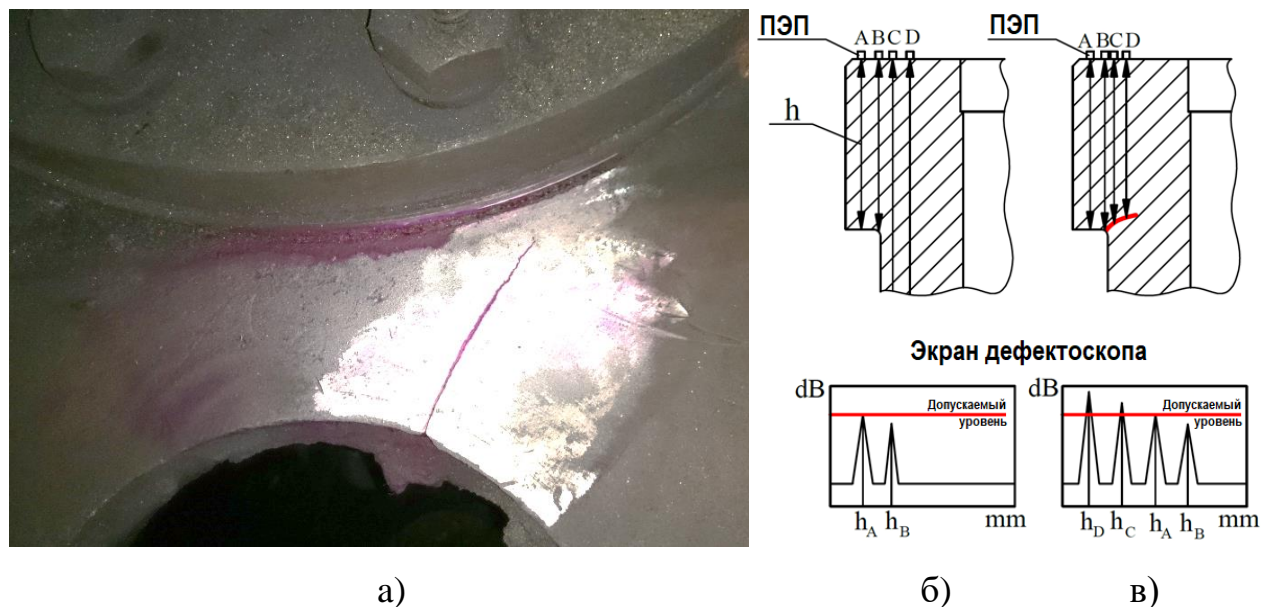


Рисунок 5. а – трещина, обнаруженная с помощью капиллярного метода неразрушающего контроля:

- б, в – выполнение контроля со стороны фланца;
 б – на участке без дефекта; в – на участке с дефектом.

Капиллярный и вихретоковый методы контроля позволяют найти усталостные трещины только в местах, доступных для визуального контроля, тогда как ультразвуковой способен найти трещины внутри тел. К примеру, на бездефектном участке при сканировании от стенки к оси цилиндра (рисунок 5 б, направление измерения А–D) отраженный сигнал угасает, т.к. затухает отражение от фланца. При расположении пьезоэлектрического преобразователя (ПЭП) над стенкой гидроцилиндра эхо-сигнал исчезает, т.к. не попадает в отображаемый диапазон. При обнаружении дефекта (рисунок 5 в), амплитуда сигнала на экране увеличивается, а сам сигнал смещается влево, что значит, что расстояние до него сокращается.

Третья глава посвящена применению методик к действующим реальным объектам тяжелого машиностроения, определению причин их разрушения, разработке способов устранения ошибок проектирования, проведению проверочных расчётов и внедрению предложений модернизации в заводских условиях.

Методика определения дефекта, выполнения расчёта и проведения ремонта в цеховых условиях рассмотрена на примере гидравлического цилиндра.

На Волжском Трубном Заводе с помощью УЗК была обнаружена продольная трещина, исходящая от отверстия, предназначенного для подключения датчика давления жидкости (рисунок 6).

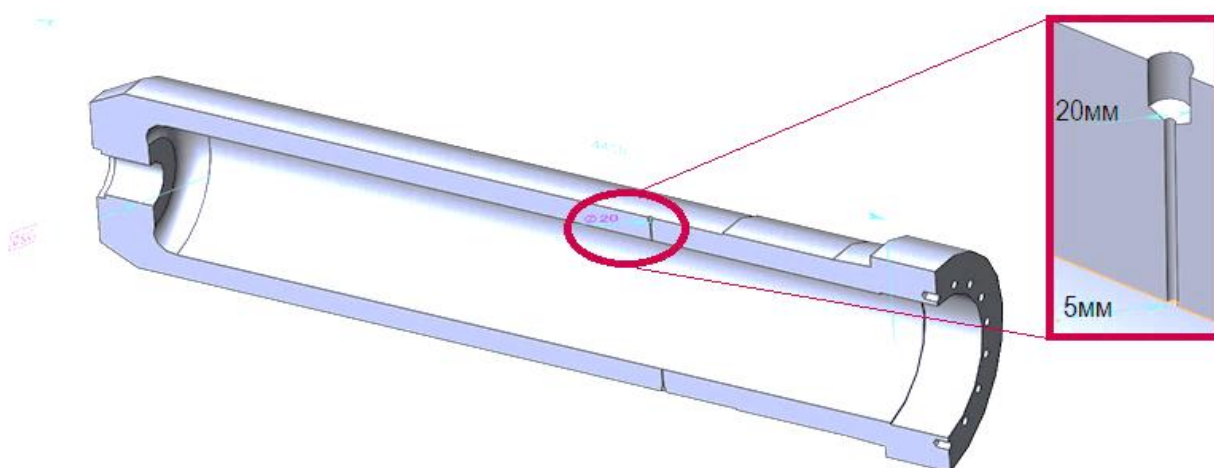


Рисунок 6. Трёхмерная модель рабочего цилиндра пресса 15МН (½ часть)

Расчёт выявил, что максимальные эквивалентные напряжения реализуются в зоне отверстия для датчика и составляют $\sigma_1^{max} = 342,9$ МПа (рисунок 7).

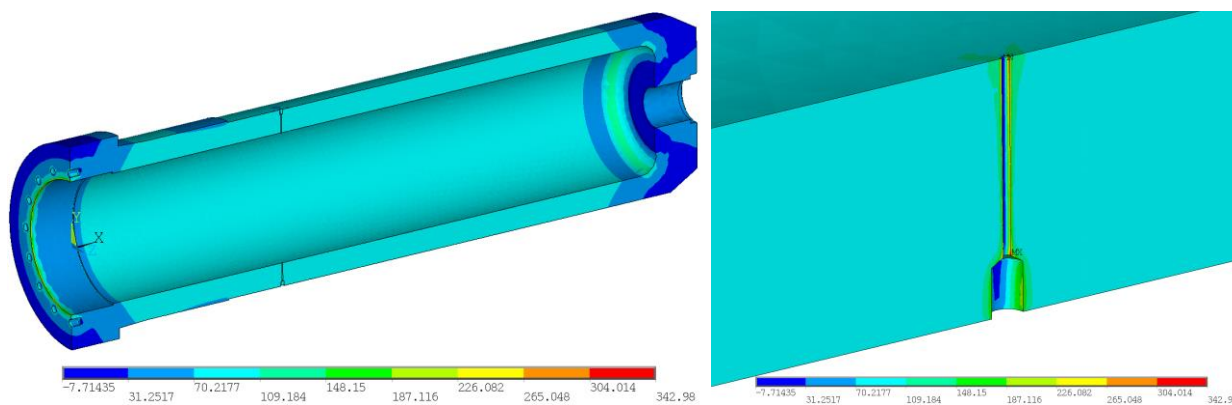


Рисунок 7. Поле напряжений в области бокового отверстия для слива σ_1 , МПа

Коэффициент запаса усталостной прочности цилиндра составляет:

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

Минимальное рекомендуемое значение запаса прочности для базовых деталей объектов тяжелого машиностроения составляет $[n]=1,2$. Таким образом, зарождение и развитие трещин в рабочем цилиндре прессы при работе является неизбежным. Для обеспечения дальнейшей безотказной работы был проведён расчёт цилиндра без отверстий под датчики, максимальные главные напряжения составили $\sigma_1^{max} = 201,2$ МПа (рисунок 8 а).

После проведения ремонта и устранения концентратора напряжений путем разделки трещины и отверстия (рисунок 8 б) и наплавки нового материала коэффициент запаса прочности составил $n = 1,21$, что обеспечивает долговечность при соблюдении проектных режимов работы.

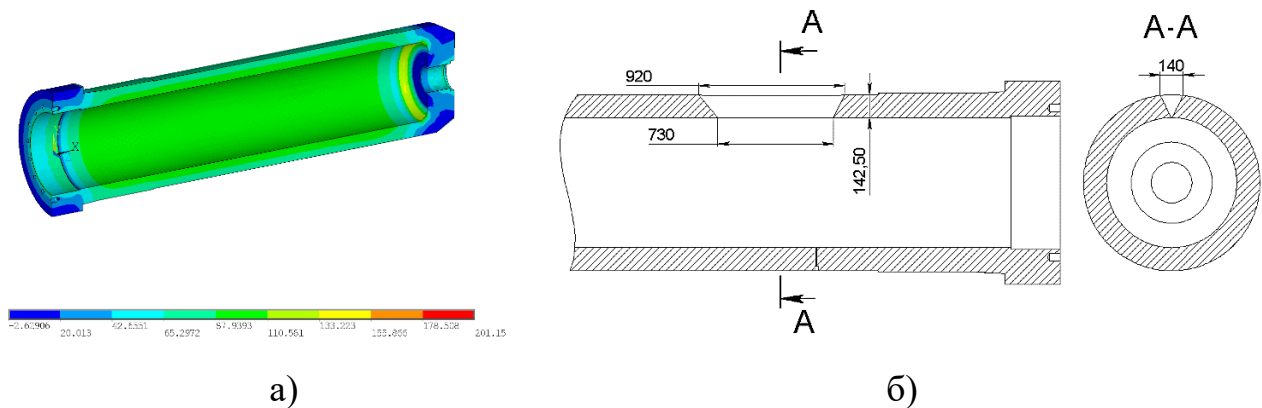


Рисунок 8. а) поле напряжений в цилиндре без отверстия, главные напряжения σ_1 , МПа
б) схема разделки стенки цилиндра

Для определения запаса прочности по усталости для колонн используется формула (1.1), которая применяется в неизменном виде для затянутых стыков узла «колонна – гайка – поперечина». Для незатянутых стыков формула упрощается, т.к. асимметричный цикл нагружения переходит в отнулевой цикл:

$$n = \frac{\sigma_0}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_r} \quad (1.2)$$

Для прессы Schloemann P-350 силой 1570 тс коэффициенты запаса усталостной прочности с затянутыми и незатянутыми стыками равны $n_{зат} = 1.81$ и $n_{раск} = 0.66$ соответственно.

Поскольку запас прочности при незатянутых стыках практически всегда ниже допустимого, необходимо контролировать затяжку и равномерность затяжки между колоннами. Такой контроль выполняется с помощью электротензометрии, в результате измерений получают графики (рисунок 9)

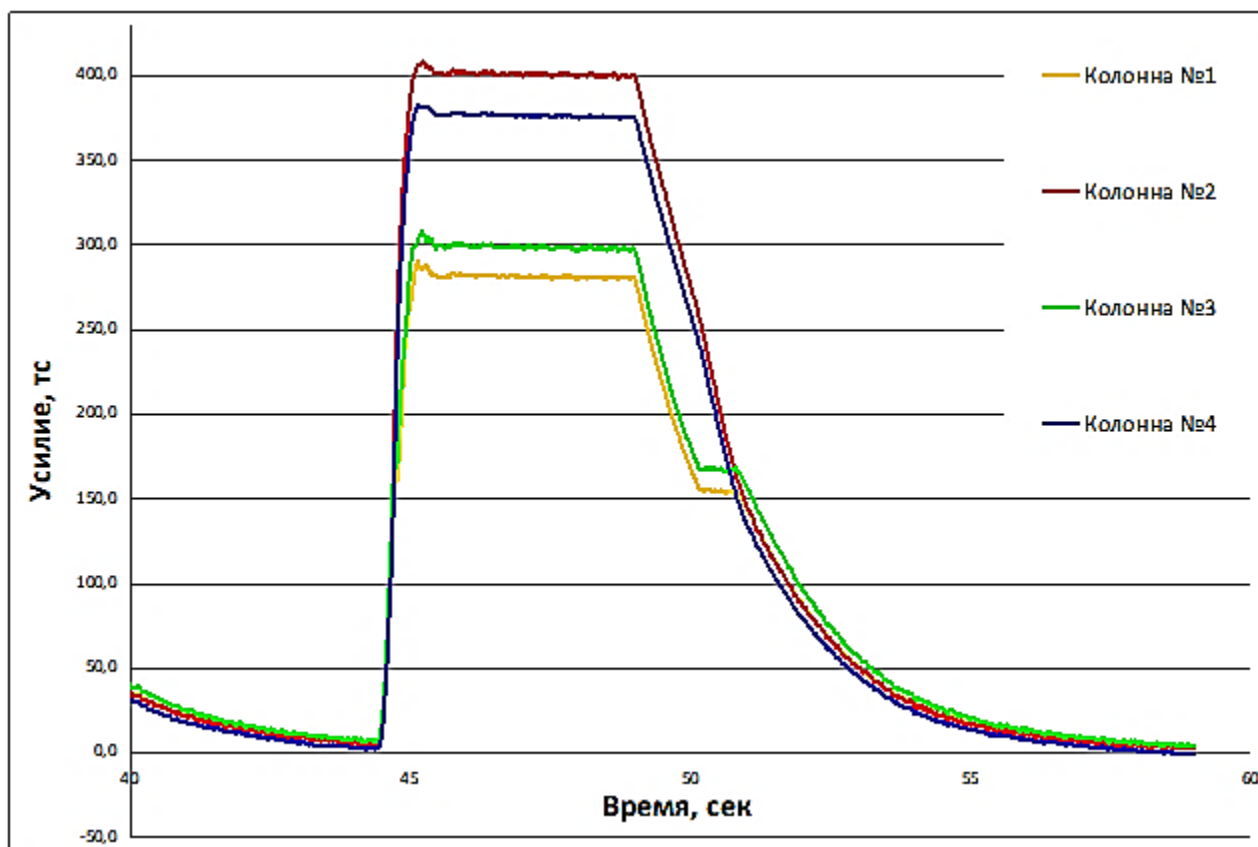


Рисунок 9. График изменения усилия в колоннах пресса

Во время проведения электротензометрического исследования равномерности нагружения колонн пресса 100 МН производства «УЗТМ», установленного на «СМК» г. Ступино, обнаружено, что пресс нагружается не равномерно (рисунок 10). Обследование выявило разрушение резьбы колонны №3 в месте контакта с внешней гайкой (рисунок 11).

Для колонны с неповреждённой резьбой, коэффициент концентрации напряжений равен $a_\sigma = 13,7$. 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.

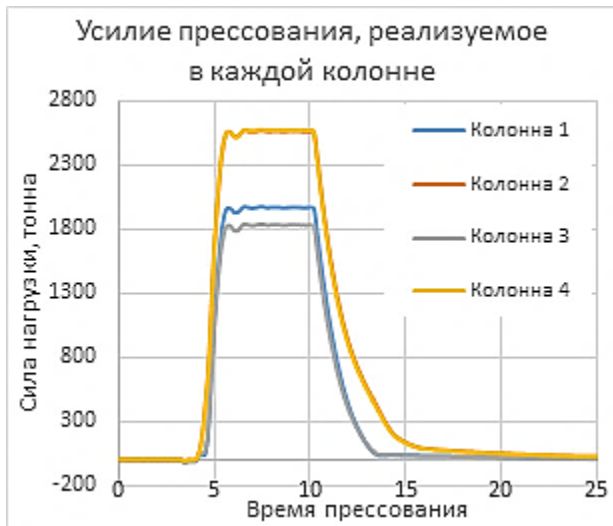


Рисунок 10. График изменения усилий прессования, реализуемых в каждой колонне

Рисунок 11. Разрушение коррозией внешней резьбы колонны под основанием пресса 100 МН

Проведя несколько расчётов, получаем график зависимости концентрации напряжений, от процента повреждённой резьбы (рисунок 12).

Рекомендуемый запас прочности для базовых деталей равен $n_0 = 1,2$, для обеспечения минимального запаса прочности представленной колонны, коэффициент концентрации напряжений не должен превышать $a_\sigma < 19,63$, а процент повреждений резьбы, исходя из графика на рисунке 12, не превышать 20%.

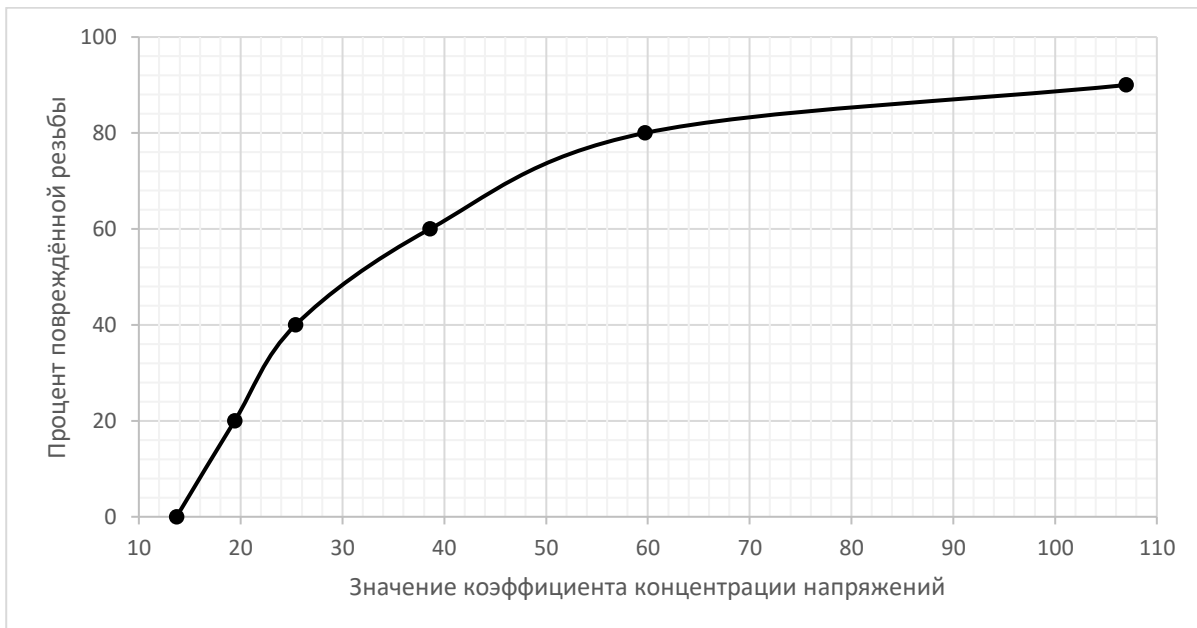


Рисунок 12. График зависимости коэффициента концентрации напряжений в колонне от процента повреждённой резьбы

Для случаев, когда невозможно нарезать новую резьбу, предлагается метод бандажирования гайки. На разрезную гайку «на горячую» надеваются пояса бандажа (рисунок 13) и монтируются распирающие клинья. При остывании бандаж сжимает разрезную гайку, часть резьбы гайки пластически деформируется, тем самым увеличивая площадь соприкосновения.

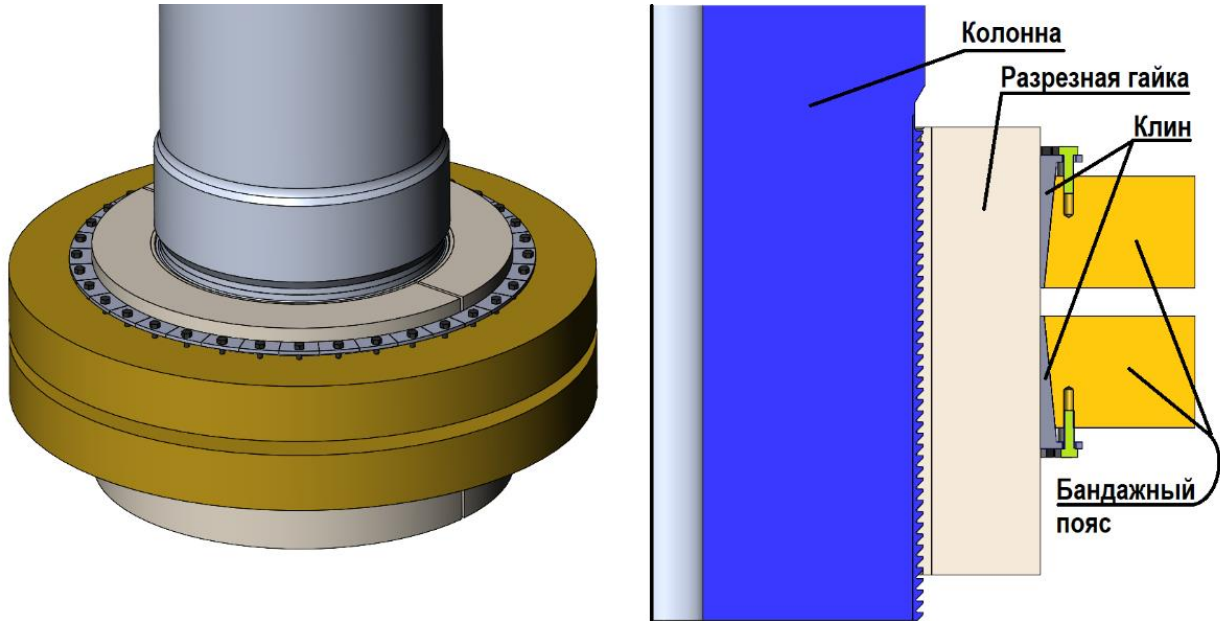


Рисунок 13. Предложенный вариант установки двух бандажных поясов с распирающими клиньями.

Расчёт станин и поперечин основывается на тех же методах, но в отличие от колонн и гидравлических цилиндров, которые в большей степени являются телами вращения, поперечины и станины – сложные геометрические конструкции, чаще всего имеющие несколько плоскостей симметрии.

Из-за сложной формы в станинах во время расчётов часто обнаруживаются концентраторы напряжений, наличие которых недооценивалось во время их проектирования. Для обеспечения неограниченной долговечности станин и поперечин необходимо научиться выявлять, контролировать и ликвидировать зоны с опасными концентраторами.

Станина пресса 100 МН выполнена из стали 35Л, коэффициент запаса по усталости равен:

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

Так как проектный режим не соблюдался из-за повреждения резьбы под внешнюю гайку и появления эксцентриситета, то в зонах концентраторов напряжений началось усталостное разрушение (рисунок 14).

Для восстановления работоспособности пресса предложено заварить технологические отверстия в станине, что привело к существенному снижению напряжений как в расчёте (рисунок 15), так и в реальной конструкции.

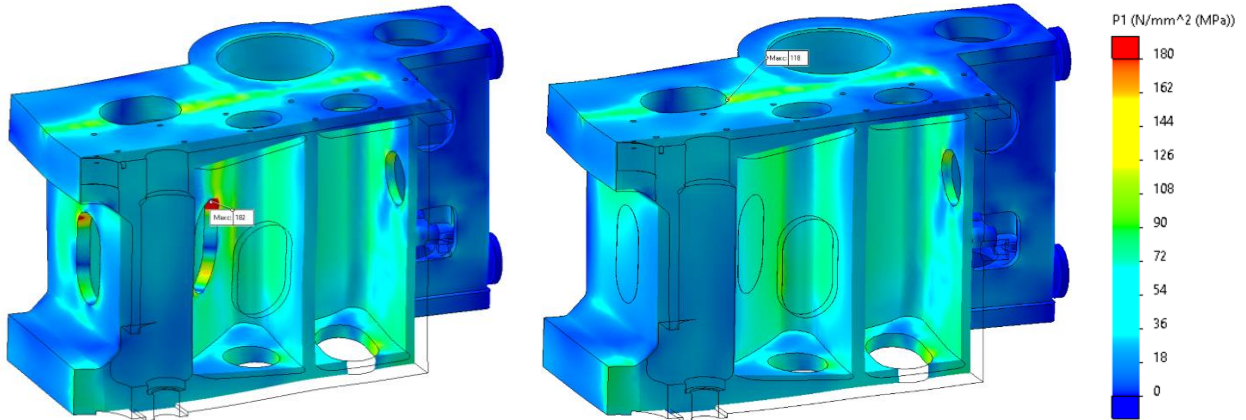


Рисунок 14. Напряженное состояние четверти основания (отсеченный вид), σ_1 МПа

Рисунок 15. Напряженное состояние четверти основания с заваренными технологическими окнами σ_1 МПа

Как пример применения изложенных методов для расчёта прокатных станов приведён расчёт станины клетки стана 2000, установленного на металлургическом заводе Северсталь в г. Череповец.

Расчёт выполнен для двух расчетных случаев:

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

В результате расчёта был получен коэффициент запаса по усталости, и принято решение по возможности увеличения нагрузки при условии сохранения коэффициента запаса на уровне выше допустимого и обеспечения неограниченной усталостной долговечности.

После моделирования и решения поставленной задачи максимальные напряжения установлены в зоне галтели нажимного винта (рисунок 16). При проектной нагрузке максимальные растягивающие напряжения составили $\sigma_1^{max} = 253,3 \text{ МПа}$, а при увеличенной $\sigma_1^{max} = 354,5 \text{ МПа}$.

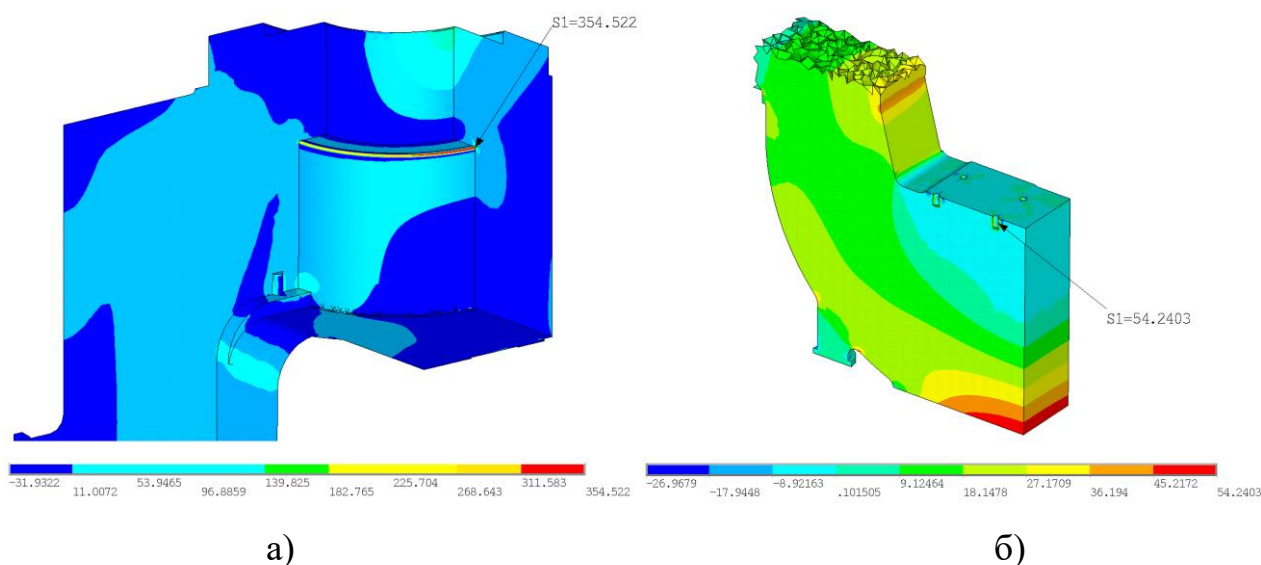


Рисунок 16. Напряженное состояние станины при действии увеличенной до 4600 тн нагрузки на клеть

а) область галтели под гайку ходового винта, σ_1 , МПа

б) область нижней галтели, σ_1 , МПа

Коэффициенты запаса по усталости для клетки составили $n_{пр} = 0.72$ и $n_{ув} = 0.51$ для проектной и увеличенной нагрузок соответственно.

Итоги измерений напряженного состояния и сравнение с результатами, полученными в ходе конечно-элементного анализа, представлены в таблице 1.

Таблица 1 Результаты измерений

№ дат- чика	Измеренные напряжения, $\sigma_{изм}$, МПа	Напряжения при проектной нагрузке, $\sigma_{проект}$, МПа	Расчетные напряжения, σ_{ansys} , МПа	Расхождения, δ
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

Расхождение полученных результатов и измерений не превышает 8%, а разброс значений в разных направлениях может указывать не на высокую погрешность, а на неравномерность распределения нагрузок в станинах.

Для обеспечения дальнейшей безотказной работы станин клетей и гарантии неограниченной усталостной долговечности в диссертации предложено несколько вариантов модернизации, заключающихся в изменении галтели под гайку ходового винта. Результаты расчетов различных галтелей при увеличенной до 4600 тс нагрузке на клеть приведены в таблице 2:

Таблица 2 Результаты расчетов различных галтелей

№	Вид галтели	Максимальные напряжения σ_1 , МПа	Коэффициент запаса по усталости
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

В четвёртой главе приведена концептуальная схема системы постоянного контроля напряженного состояния и предупреждения разрушений деталей, а также проведено сравнение результатов МКЭ с показаниями тензорезисторов в зоне концентратора напряжений в базовой детали сложной формы.

Смысл системы контроля и диагностики заключается в стационарной установке тензометрической системы на объектах тяжелого машиностроения. Возможности такой системы будут заключаться в постоянном контроле равномерности нагружения, слежении за соблюдением проектного режима работы, ведении журнала нагружений, анализ которого позволит точнее предсказать данные по запасам прочности базовых деталей.

Установка датчиков на колоннах и колонных стаканах для контроля равномерности нагружения и сохранения предварительной затяжки (рисунок 17)

Установка датчиков в зонах максимальных напряжений гидравлических цилиндров, определенных методом конечных элементов, позволит вести наблюдение за синхронностью заполнения главных цилиндров и не допускать превышения допускаемых напряжений.

Для деталей, запас усталостной прочности, которых меньше рекомендуемого (как на рисунке 18), в зонах опасных растягивающих напряжений допускается установка датчиков контроля роста трещин (рисунок 19), которые сообщат о необходимости выполнить ремонт до момента "внезапного разрушения".

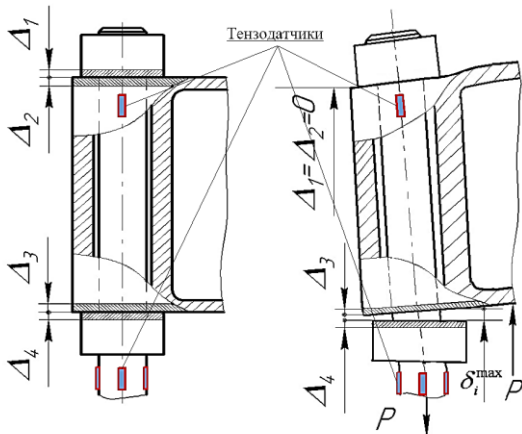


Рисунок 17. Установка датчиков для контроля предварительной затяжки

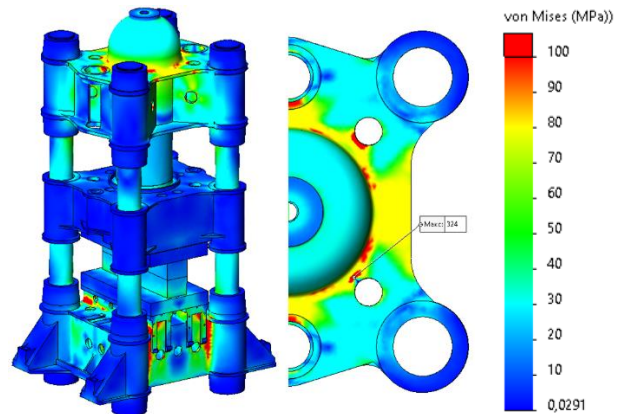


Рисунок 18. Архитрав пресса Schloemann P-350 силой 1570 тс с возможной усталостной трещиной

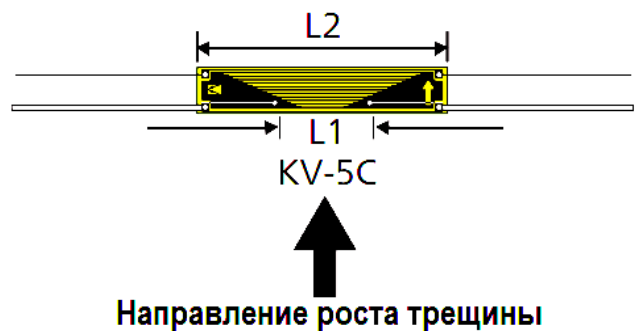
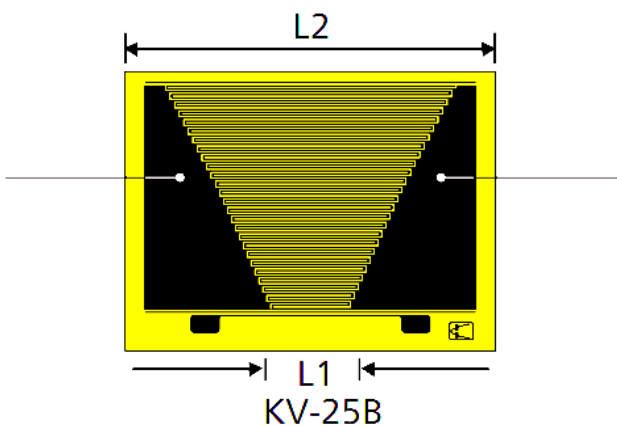


Рисунок 19. Тензорезистор контроля роста трещины KYOWA KV

При увеличении рабочего усилия пресса Schloemann P-350 с 15 МН до 20 МН, в архитраве, совмещенном с главным цилиндром, могут возникать опасные напряжения, значения которых близки к допускаемым, а запас прочности по

усталости чуть больше единицы. Контролировать напряженное состояние ар-хитрава, а также отслеживать появление и рост усталостных трещин, предлага-ется с помощью системы контроля поперечин, описанных в статье [13].

Установка системы на предприятии позволит трансформировать методы профилактического обслуживания оборудования. Датчики, встроенные в оборудо-вание, в режиме реального времени направляют в программу данные о произ-водительности и техническом состоянии, создавая цифровой двойник.

Сводка результатов и выводы

В диссертационной работе решена острая научная проблема, имеющая се-рьёзное хозяйственное и оборонное значение в эпоху санкционной политики и импортозамещения, заключающаяся в безотказном функционировании базовых деталей тяжелых металлургических машин.

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

2. Выполненные расчёты и проведенные обследования большинства базовых деталей действующего оборудования дали запасы усталостной прочности при работе на максимальном проектном усилии менее допускаемых $[n] = 1,2$, что подтверждается обнаружением множества усталостных трещин.

3. Разработаны, исследованы и опробованы методы увеличения запаса уста-лостной прочности путем проведения различных модернизаций базовых дета-лей. Предложенные в рамках диссертации методы успешно применены на круп-ных металлургических предприятиях России.

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

Выводы и результаты диссертации могут быть использованы при модернизации существующих металлургических машин, с целью конструктивного совершенствования, увеличения проектной нагрузки и повышения надежности при эксплуатации, а предложенная система постоянного контроля напряженно-деформированного состояния и предупреждения разрушений базовых деталей может применяться на большинстве уникальных объектов машиностроения, установленных на металлургических предприятиях. Это позволит заблаговременно выявлять и устранять неисправности, эффективно планировать техническое обслуживание и ремонт, накапливать статистические данные о характере и интенсивности нагружений, предотвращать разрушение базовых деталей вследствие превышения допускаемых напряжений и/или роста усталостных трещин

Публикации в журналах научных трудов и материалах конференций

Статьи в журналах из перечня ВАК РФ

1. Зуев Е.А., Зуева М.Н. Определение напряженно-деформированного состояния колонн гидравлических прессов // Справочник. Инженерный журнал. – 2019. – №08(269). – С.27-30.
2. 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.
3. 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.

Прочие публикации по тематике диссертационной работы

4. 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.
5. Волков А.Ю., Зуев Е.А. Продление ресурса колонн металлургических машин // VIII Международная конференция «Современные инновации в России и за рубежом». – М. 19-20 Июня. – 2018. – №02(24).– С.25-26.
6. 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.

7. Волков А.Ю., Воробьёв А.К., Зуев Е.А. The Restoration of The Cross Press Equipment (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.
8. Волков А.Ю., Зуев Е.А., Воробьёв А.К. Расчет на прочность прошивного устройства горизонтального пресса // Научно-технический журнал «Вопросы науки и образования» Научные публикации. – 2018. – №21(33). – С.24-29.
9. Волков А.Ю., Воробьёв А.К., Зуев Е.А. Выбор метода расчёта напряженно-деформированного состояния гидравлических прессов // Научный журнал изд.: проблемы науки. – 2018. – №09(32). – С.30-33.
10. Зуев Е.А., Воробьёв 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.
11. Волков А.Ю., Зуев Е.А., Воробьёв А.К. Расчёт поперечин прокатного стана // VIII Международная заочная научно-практическая конференция «Современные инновации: Достижения и Перспективы III тысячелетия». – М. 16-17 декабря. – 2018. – №06(28). – С.19-21.
12. Воробьёв 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.
13. Зуев Е.А., Подготовка геометрии САПР к анализу в SOLIDWORKS Simulation // Журнал «САПР и графика» изд.: Компьютер пресс. – 2019. – №8(274) – С.34-35.
14. Воробьёв 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.
15. Зуев Е.А., Воробьёв 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.