

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА»

На правах рукописи

Письмаров Андрей Викторович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПРЕДЕЛА
ВЫНОСЛИВОСТИ УПРОЧНЁННЫХ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ**

1.1.8. Механика деформируемого твёрдого тела

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель –
доктор технических наук, профессор
Виктор Алексеевич Кирпичёв

Самара, 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ	12
1.1 Основные причины разрушения болтовых соединений	13
1.2 Остаточные напряжения в деталях с концентраторами напряжений и методы их определения	14
1.3 Определение остаточных напряжений в поверхностном слое резьбовой детали	20
1.3.1 Метод колец и полосок.....	20
1.3.2 Метод удаления части поверхности впадины резьбы.....	22
1.4 Моделирование остаточных напряжений в деталях с использованием расчетных программ	23
1.5 Выводы к первому разделу	30
2 МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ УПРОЧНЁННЫХ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ	31
2.1 Назначение условий эксплуатации резьбовой детали	32
2.2 Задание характеристик материала.....	33
2.3 Выбор начального размера трещины.....	33
2.4 Конечно-элементная модель резьбовой детали	34
2.5 Моделирование остаточных напряжений во впадине резьбы.....	44
2.6 Моделирование роста трещины усталости	55
2.7 Определение J-интеграла	59
2.8 Определение зависимости КИН в вершине трещины при различной длине трещины	61
2.9 Расчёт КИН в вершине трещины от максимальных напряжений цикла	64
2.10 Прогнозирование предела выносливости и приращения предельных амплитуд цикла расчётно-экспериментальным методом	68

2.11 Прогнозирование приращения предельных амплитуд цикла расчётным методом	71
2.12 Выводы по второму разделу	74
3 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА И ИСПЫТАНИЙ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ	76
3.1 Определение приращения предельных амплитуд цикла	76
3.2 Вывод к третьему разделу	117
4 ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ	119
4.1 Определение приращения предельных амплитуд цикла	119
4.2 Вывод по четвёртому разделу	158
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	159
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	161
ПРИЛОЖЕНИЕ А	177
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	202
ПРИЛОЖЕНИЕ В	203

ВВЕДЕНИЕ

Эксплуатационные качества летательного аппарата и двигателя определяются, среди остальных причин, ресурсом и надежностью резьбовых соединений. Для улучшения весогабаритных и прочностных характеристик всё более широкое применение находят резьбовые детали из высокопрочных сталей и титановых сплавов. Но применение этих материалов не привело к значительному увеличению сопротивления усталости, так как существующая технология изготовления резьбовых деталей не обеспечивает стабильных характеристик качества поверхностного слоя и, прежде всего, остаточных напряжений.

Одним из направлений развития авиационной и ракетно-космической техники, а также авиационного двигателестроения считается увеличение жизненного цикла узлов, элементов конструкций, а также отдельных деталей в процессе эксплуатации. Основным недостатком газотурбинных двигателей является недостаточная прочность деталей, обусловленная действием не предусмотренных их расчетом режимов нагрузки, а также из-за несовершенства методов расчётов, в которых не учитываются отдельные конструктивные, технологические и эксплуатационные факторы. Так, около 30 % дефектов в газотурбинных двигателях связано с возникновением и развитием усталостных трещин [4].

Одним из способов снижения рисков разрушения от возникающих в процессе работы деталей усталостных трещин, повышения работоспособности наиболее ответственных узлов, элементов конструкций и отдельных деталей, продления их срока службы является упрочнение поверхности деталей методами поверхностного пластического деформирования, применение которых позволяет создать в поверхностном слое детали тонкий слой с сжимающими напряжениями. Суммируясь с рабочими напряжениями, они уменьшают последние, тем самым, повышая эксплуатационные характеристики деталей машин.

Резьбовые соединения являются одними из самых ответственных деталей, обеспечивающих безотказную работу узлов, агрегатов и элементов конструкций машин.

Анализ разрушения резьбовых деталей (болтов, шпилек и т.п.), испытывающих в процессе работы знакопеременные нагрузки, показывает, что, в основном, разрушение резьбовых деталей носит усталостный характер [48].

Практический опыт и исследования свидетельствуют о том, что наиболее уязвимым местом при переменном воздействии на соединение болтов и шпилек с гайками является резьба в области первого витка. Это место наиболее сильно подвергается нагрузкам, передаваемым через резьбу. Реже подвержены разрушению соединения в зоне головки болта или по сбегу резьбы. Возникающие на этих участках напряжения на 2...3 раза ниже, чем в зоне первого верхнего витка, поэтому поломки обычно связаны с производственными дефектами или недостаточными радиусами закругления [13, 38, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66, 67, 68, 101].

Проведенные исследования [20] болтов из стали 30ХГСА позволили выявить основные причины разрушения крепежных изделий в процессе эксплуатации. Имеется большое количество случаев, когда из-за наличия рисок или вмятин, после механической обработки на поверхности болтов образовывались усталостные трещины.

Эти примеры показывают важность решения задач, направленных на повышение долговечности и надёжности резьбовых деталей.

Для увеличения срока эксплуатации, то есть, повышения жизненного цикла в процессе эксплуатации резьбовых деталей на этапе их изготовления применяются методы поверхностного упрочнения. Максимальный эффект от их применения достигается в условиях концентрации напряжений. На этапе конструирования машин важно иметь достоверные инструменты оценки применяемых методов поверхностного пластического деформирования. Поэтому установление количественной связи между остаточными напряжениями и

сопротивлением усталости резьбовых деталей является весьма **актуальной** задачей науки и инженерной практики.

На основании изложенного, **объектом исследования** в данной диссертации является многоцикловая усталость, а **предметом исследования** — резьбовые детали с остаточными напряжениями.

Как показал обзор литературы, существующие методы определения приращения предела выносливости, а, следовательно, и предела выносливости упрочнённой методами поверхностного пластического деформирования (ППД) детали являются либо экспериментальными, либо экспериментально-расчетными. В первом случае приращение предела выносливости определяется как разность результатов проведения испытаний на усталость упрочнённых и неупрочнённых образцов и деталей. Во втором случае приращение предела выносливости определяется через исследование компьютерным моделированием напряженно-деформированного состояния детали с использованием эпюры остаточных напряжений, получаемой экспериментально.

Следует отметить, что оба указанных подхода не учитывают зарождение и развитие трещины в зоне концентратора напряжений, существенно влияющей на сопротивление многоциклового усталости.

Как было сказано выше, большая группа деталей в узлах и конструкциях имеет концентраторы напряжений в виде резьбы. Резьбовые соединения являются высоконагруженными элементами, от работы которых зависит прочность и надёжность конструкции в целом.

Прочность резьбовых деталей, работающих в условиях асимметричного цикла, средние напряжения которого обусловлены усилием затяжки, зависит, в основном, от растягивающих рабочих напряжений, а также от вида упрочняющей обработки. В этой связи представляет интерес разработка методики определения предела выносливости резьбовой детали по известным эпюрам остаточных напряжений, а также средним напряжениям цикла с использованием положений линейной механики разрушения.

Цель исследования заключается в разработке методики прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей, учитывающей связь между коэффициентом интенсивности напряжений (КИН) и характеристиками многоциклового усталости.

Для достижения заявленной цели должны быть решены следующие **задачи**:

- провести исследование различных вариантов расчётной модели;
- исследовать влияние на предел выносливости остаточных напряжений, расположенных по контуру профиля резьбы;
- выявить закономерность изменения КИН от глубины трещины;
- разработать методику моделирования остаточных напряжений в резьбовых деталях с использованием метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе ANSYS;
- разработать методику прогнозирования приращения предела выносливости резьбовых деталей, упрочнённых методами поверхностного деформирования, с учётом связи КИН с характеристиками многоциклового усталости.

На основании выполненных исследований:

Разработаны:

- методика прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей с остаточными напряжениями в области многоциклового усталости, учитывающая определение критической глубины трещины, а также зависимость КИН от максимальных напряжений цикла на критической глубине трещины;
- методика прогнозирования приращения предельных амплитуд цикла резьбовых деталей в области многоциклового усталости на глубине нераспространяющейся трещины усталости;
- методика моделирования остаточных напряжений в поверхностном слое резьбовых деталей методом термоупругости, основанная на решении задач о первоначальных деформациях;
- математические модели, параметрическая модель резьбы и комплекс программ, позволяющие реализовать методику моделирования остаточных

напряжений в системе конечно-элементного анализа и в автоматизированном режиме определять напряжённо-деформированное состояние и КИН в исследуемой зоне детали при различных значениях глубины усталостной трещины.

Предложен способ прогнозирования предела выносливости и предельной амплитуды упрочненной резьбовой детали, а также прогнозирования приращения предельной амплитуды цикла резьбовой детали с использованием графической зависимости КИН от величины максимальных напряжений цикла.

Доказана перспективность использования разработанной методики для вычисления предела выносливости упрочненной методами ППД резьбовой детали, а также выбора на основании расчётных оценок оптимальных конструктивных параметров резьбы.

Введена методика прогнозирования приращения предельных амплитуд цикла упрочнённых резьбовых деталей с позиции линейной механики разрушения.

Теоретическая значимость работы обоснована тем, что:

доказана возможность расчёта предельной амплитуды и предела выносливости упрочнённой резьбовой детали без проведения испытаний на усталость.

Применительно к проблематике диссертации результативно (эффективно, то есть, с получением обладающих новизной результатов)

использованы комплекс методов численного моделирования, основные положения и методы механики разрушения, решение задач о первоначальных деформациях и термоупругости.

Изложены основные положения, принятые за основу предложенной методики расчётной оценки сопротивления усталости резьбовых деталей с остаточными напряжениями.

Раскрыты вопросы влияния остаточных напряжений на сопротивление усталости резьбовых деталей.

Изучена зависимость предельной амплитуды цикла резьбовой детали от радиуса впадин накатанной резьбы.

Проведена модернизация существующей методики моделирования остаточных напряжений в поверхностном слое деталей с целью распространения её применения на резьбовые детали. На основе методов линейной механики разрушения разработана методика оценки предела выносливости резьбовых деталей с остаточными напряжениями при многоциклового усталости.

Значение полученных соискателем результатов исследования для практики подтверждается тем, что предложенная методика позволяет прогнозировать приращение предельной амплитуды цикла, и, следовательно, предел выносливости резьбовых деталей с учётом характеристик материала, усилий затяжки (положительных средних напряжений цикла), а также распределение остаточных напряжений в поверхностном слое резьбы, что даёт возможность на этапе проектирования оценивать влияние тех или иных методов упрочнения, а также конструктивных особенностей на надёжность и долговечность крепёжных соединений и, в результате, оптимизировать их исполнение по массе, стоимости производства и прочим характеристикам при обеспечении заданных требований надёжности.

Результаты исследования внедрены в производственную деятельность ПАО «ОДК-Кузнецов» (Приложение Б) и в учебный процесс Самарского университета (Приложение В).

Положения, выносимые на защиту:

1. Зависимость КИН от глубины трещины.
2. Зависимость КИН от максимального напряжения цикла на глубине нераспространяющейся трещины усталости.
3. Методика моделирования остаточных напряжений в резьбовых деталях.
4. Методика определения предела выносливости в резьбовых деталях, учитывающая влияние остаточных напряжений, и связь КИН на глубине нераспространяющейся трещины с характеристиками многоциклового усталости.

5. Зависимость приращения предельных амплитуд цикла резьбовых деталей с учётом остаточных напряжений и влияния КИН от максимального напряжения цикла на глубине нераспространяющейся трещины усталости при различных радиусах впадин.

Достоверность разработанной методики определения предельных напряжений цикла и приращения предела выносливости резьбовых деталей с остаточными напряжениями обеспечена корректным использованием методов моделирования остаточных напряжений и программных средств анализа.

Апробация результатов работы проводилась на следующих конференциях и семинарах:

- XIX Всероссийский семинар «Управление движением и навигация летательных аппаратов» (г. Самара, 2017 г.);

- XX Всероссийский семинар «Управление движением и навигация летательных аппаратов» (г. Самара, 2018 г.);

- XI Всероссийская научная конференция с международным участием «Математическое моделирование и краевые задачи» (г. Самара, 2019 г.);

- XXII Всероссийский семинар «Управление движением и навигация летательных аппаратов» (г. Самара, 2020 г.);

- XXII Научно-техническая конференция ученых и специалистов, посвященная 60-летию полета Ю.А. Гагарина, 75-летию ракетно-космической отрасли и основанию РКК «Энергия» (г. Королёв, 2021 г.).

Публикации: всего по теме исследования опубликовано 26 работ, в том числе 3 статьи в изданиях, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией при Министерстве образования и науки Российской Федерации и 1 переводная статья в индексируемой базе данных Scopus.

Объём и структура работы: диссертация состоит из введения, 4 разделов, заключения, списка литературы из 123 наименований и 2 приложений, содержит 176 страниц текста, 79 рисунков, 27 таблиц.

Диссертация выполнена на кафедре сопротивления материалов федерального автономного государственного образовательного учреждения

«Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева».

1 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Остаточные напряжения – это напряжения, которые возникают при объёмном напряжённом состоянии в материале и остаются в материале после устранения первоначальных причин их появления. Они существуют и уравниваются внутри твёрдого тела при отсутствии внешних силовых факторов. Остаточные напряжения могут возникать при неоднородном деформированном состоянии, которое может быть вызвано пластическими деформациями, тепловым расширением и т. д. Остаточные напряжения оказывают существенное влияние на прочность и долговечность деталей машин и конструкций.

Для практических исследований имеют важное значения остаточных напряжения, возникших после механической, термической и чистовой упрочняющей обработки, а также их релаксация под воздействием высоких рабочих температур имеют первостепенное значение [27].

В большинстве исследований учитываются остаточные напряжения в гладких деталях [1, 7, 9, 11, 19, 74]. Эти работы обсуждались в диссертациях и обзорах [15, 17, 21, 32, 47, 100]. Однако наиболее интересным являются остаточные напряжения в местах, «резкого нарушения призматической формы детали. Потому что здесь образуются усталостные трещины, которые приводят к разрушению» [90].

В настоящем обзоре рассматриваются экспериментальное определение и моделирование остаточных напряжений в резьбовых деталях, их влияние на многоцикловую усталость, а также возможность прогнозирования приращения предела выносливости, а, следовательно, и прогнозирования предела выносливости упрочнённых методами ППД резьбовых деталей.

1.1 Основные причины разрушения болтовых соединений

В работе [73] были описаны основные причины разрушения резьбовых соединений. К ним относят знакопеременные нагрузки, напряжения затяжки, все это может вызвать движение линейных дефектов кристаллической структуры металла, что, в свою очередь, приведёт к появлению микротрещин. Процесс формообразования резьбы приводит к исчерпанию запаса пластичности металла в поверхностном слое и возникновению несплошностей в виде трещин. Но наиболее распространённой причиной разрушения резьбовых соединений является усталостное разрушение как результат действия многоцикловых знакопеременных нагрузок.

В статье [18] рассматривается разрушение болтового соединения. Во всех болтах трещина развивалась по радиусу R перехода головки в тело (стержень) болта. Траектория распространения усталостной трещины в любой части болта определялась методом мезотопографии поверхности разрушения. «Было выявлено, что разрушение болтов носит многоочаговый усталостный характер. Рост длины трещины в центральном сечении болта не совпадает с макроориентацией излома и сопровождается появлением радиальных мезолиний нестационарного (блочного) нагружения. Очаги зарождения трещины располагаются по полуокружности с одной стороны относительно оси симметрии болтов». Разрушению болтов и появлению усталостных трещин способствовала высокая концентрация напряжений, а также действие коррозионно-активной среды.

В работе [20] были проведены исследования деталей из стали 30ХГСА. Исследованию подвергались на вильчатые болты. По виду сечения излома было определено, что разрушение носит усталостный характер. Зоны разрушения расположены в местах галтельного перехода от стержня болта к полке, где фиксировались значительные потертости, что, по мнению авторов, способствует образованию усталостных трещин. В качестве рекомендаций, позволяющих

увеличить срок службы болтов, авторы предлагают следующие: снижение шероховатости поверхности болтов, по возможности исключение перекоса, а также проведение анализа технологии изготовления болтов, в том числе при проведении термической обработки.

1.2 Остаточные напряжения в деталях с концентраторами напряжений и методы их определения

В настоящее время существует обширная литература, относящаяся к вопросу изучения остаточных напряжений и их влиянию на усталостную прочность деталей машин. Наибольший интерес представляют макронапряжения, для измерения которых применяют либо физические методы, либо механические.

Физические методы измерения остаточных напряжений (рентгеновские, магнитные, ультразвуковые и др.) значительно менее точны, более сложны и не подходят для исследования подповерхностных слоев деталей.

Наибольшую популярность получили механические методы, которые основаны на удалении поверхностного слоя детали и определении возникающих при этом перемещений или деформаций [11, 32, 53, 74].

В работе [104] предложен метод определения осевых и окружных (тангенциальных) остаточных напряжений во впадинах резьбы, заключающийся в исследовании колец и полосок, вырезанных из деталей. В расчётах учитывались остаточные напряжения, возникающие при вырезке образцов, слои материала удалялись с криволинейной части впадин резьбы. Для деталей с малой жёсткостью и большим числом витков предложен метод определения остаточных напряжений, основанный на измерении деформации самой детали, вызываемой освобождением остаточных усилий при удалении неполных резьбовых канавок по впадинам резьбы. Точность обоих методов низкая, так как при выводе расчётных соотношений для образцов сложной формы применялась элементарная теория изгиба призматических брусьев.

В работе [12] определялись остаточные напряжения в деталях сложной формы. С криволинейной части вырезанных из детали образцов либо электрохимическим травлением для сталей, либо химическим травлением для титановых сплавов удалялись слои материала и регистрировались продольные деформации с помощью тензорезисторов. В «силу предположения малой глубины залегания остаточных напряжений по сравнению с площадью сечения образца не учитывались дополнительные остаточные напряжения при его вырезке из детали. Предложенный способ применим для деталей больших размеров и лишь для исследования одноосного напряжённого состояния» [27].

Статья [22] посвящена определению остаточных напряжений в деталях сложной геометрии. Исследование проводилось на образцах, вырезанных из деталей в местах галтельных переходов большого радиуса. С исследуемой криволинейной поверхности образца удаляли материал слой за слоем и измеряли возникающие при этом перемещения. Этот подход применим для крупных деталей. При расчете остаточных напряжений принято допущение, что напряжённое состояние считается одноосным и в формуле учитывается кривизна образца.

Работа [92] посвящена определению концентрации остаточных напряжений в основании круговых надрезов в цилиндрических деталях. Использовался метод колец и полосок [11], широко применяемый при исследовании цилиндрических деталей. «В приведенных формулах не учитывались дополнительные остаточные напряжения, возникающие после вырезки колец или полосок из детали». Для установления связи между остаточным напряжением полосок при снятии слоя и её прогибом использовалась теория изгиба балки, что не допустимо.

В монографии [96] описан метод определения остаточных напряжений во впадинах ёлочного замка лопатки турбины. При расчете учитывались только осевые напряжения. Принятое в исследовании предположение о том, что окружные остаточные напряжения не влияют на прогиб образца при удалении слоя материала, является не соответствующим действительности, поскольку они оказывают значительное влияние на усталостную прочность замка.

Подтверждение, тому, что окружные остаточные напряжения вносят существенный вклад в сопротивление усталости замка лопатки турбины можно найти в работах [73, 74].

Так в работе [92] вместе с полоской вдоль паза замка лопатки вырезали полоски в поперечном направлении, а остаточные напряжения в окружном направлении определяли методом сопротивления материалов.

В работах [29, 34, 36] рассмотрены дополнительные остаточные напряжения, которые возникают после механической обработки деталей, а также после механической обработки и последующим нанесением полукруглого и полуэллиптического надреза. Были установлены зависимости для определения максимальных напряжений в наименьшем сечении детали с концентратором напряжений с учётом остаточных напряжений. «Результаты этих работ были применены для изучения влияния остаточных напряжений на сопротивление усталости в условиях концентрации напряжений» [90]. Подобный вопрос о концентрации дополнительных остаточных напряжений рассмотрен в диссертационной работе [47].

Решение задачи об образовании остаточных напряжений в образце с круговым надрезом приведено в работе [102]. Задача о концентрации остаточных напряжений решена по первоначальным деформациям [11] методом математической теории упругости. Это решение может быть применено при разработке технологии упрочнения деталей с концентраторами напряжений методами поверхностного пластического деформирования и химико-термической обработки.

Исследованию остаточных напряжений во впадинах шлицевых деталей посвящены работы [17, 28]. Из шлицевой детали на электроэрозионном станке вырезались кольца, у которых электрохимическим травлением удалялись слои материала между выступами шлиц и измерялись возникающие при этом перемещения. Задача о связи остаточных напряжений с перемещениями решена методом конечного элементного моделирования с учётом изменения геометрии

профиля кольца при удалении слоёв. Испытания на усталость показали хорошую сходимость расчетных соотношений и экспериментальных данных.

Отдельного внимания заслуживают работы, посвященные исследованиям остаточных напряжений в резьбовых деталях.

В работе [51] предпринята попытка оценки остаточных напряжений в шпильках М36х3, полученных накатыванием и шлифованием резьбы. При этом использовался метод канавок, которые наносили на торцевые поверхности дисков, вырезанных из шпилек. Таким образом, определялись окружные остаточные напряжения в шпильке, а не во впадине, осевые остаточные напряжения не определялись. Несмотря на некоторые недостатки данного метода исследования, была получена качественная картина распределения остаточных напряжений, которая показала, что в накатанной резьбе остаточные напряжения имеют более благоприятный характер, чем в шлифованной.

Остаточные напряжения в резьбовых деталях определялись в работе [97]. Исследовались кольца и полоски, вырезанные из детали. Дополнительные остаточные напряжения, возникающие при вырезке, не учитывались. Слои материала удалялись со всей поверхности детали, что приводило к значительному усреднению результатов. В качестве расчетной схемы использовались упруго-гладкие образцы, а возникающие при этом ошибки не оценивались.

Осевые остаточные напряжения в резьбе болтов М10 из высокопрочных сталей определялись в работе [123]. Для расчета остаточных напряжений измерялись продольные деформации резьбовой части болта при удалении материала шлифованием слоями толщиной 50 мкм. Расчетные соотношения значительно упрощены, а деформации весьма малы (2 мкм на длине 26 мм), что существенно сказывается на точности метода.

В работе [96] предложен метод определения осевых и окружных остаточных напряжений во впадинах резьбы, заключающийся в расчете остаточных напряжений по результатам исследований колец и полосок, вырезанных из деталей с внутренней или наружной резьбой. При этом были учтены остаточные напряжения, связанные с вырезкой колец и полосок, слои

материала удалялись с криволинейной части впадин резьбы. Для деталей с малой жёсткостью и большим числом витков предложен метод определения остаточных напряжений, основанный на измерении деформации самой детали, вызываемой освобождением остаточных напряжений при удалении неполных резьбовых канавок по впадинам резьбовой детали. Точность обоих методов мала из-за недостаточно обоснованных допущений при выводе расчётных соотношений с использованием элементарной теории изгиба. К сожалению, влияние технологии изготовления на величину и распределение остаточных напряжений не изучалось.

Тогда как результаты исследования остаточных напряжений [33, 102] показали, что влияние способа и режимов изготовления болтов на сопротивление усталости связано с различным уровнем остаточных напряжений в резьбе.

Метод определения меридиональных остаточных напряжений во впадинах резьбы описан в статье [31]. Он заключается в удалении слоев материала в пределах половины поверхности криволинейной части дна впадины резьбы и измерении возникающей при этом деформации резьбовой детали. Задача о связи перемещений и остаточных напряжений решена методом конечного элементного моделирования. Учёт измерения геометрии профиля в процессе удаления слоев для резьб М10 – М16 проводился приближённо с применением плоской задачи теории упругости, что существенно сказывается на точности измерения напряжений в резьбовых деталях малых размеров. Определены остаточные напряжения в резьбе накатанных болтов М10 – М16.

В работе [54] изложена методика экспериментального определения осевых и тангенциальных (окружных) остаточных напряжений в поверхностном слое впадин крупной резьбы с учётом плоского напряжённого состояния. По данной методике построены эпюры распределения остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя впадин наружной резьбы М64х6 с учётом плоского напряжённого состояния. Из детали с резьбой вырезали продольные и кольцевые образцы с размерами поперечных сечений, обеспечивающими их линейное напряжённое состояние. На специальной установке поверхностный слой впадин резьбы удаляли электрохимическим травлением с измерением возникающих при

этом остаточных деформаций образца. Получены зависимости для расчёта осевых и тангенциальных напряжений по деформациям образцов в результате вырезки и удаления поверхностного слоя. Осевые остаточные напряжения в поверхностном слое определялись с использованием формул сопротивления материалов, как усреднённая величина. К сожалению, в работе не указана точность, с которой проводилось измерение деформаций образца с использованием рычага-удлинителя.

В работе [70] экспериментально оценивали остаточные напряжения во впадинах и на боковых поверхностях резьбы неразрушающим методом с помощью рентгеновского дифрактометра XStress3000G3R. Метод контроля производился на глубине до 0,15–0,20 мм поверхностного слоя при предварительных исследованиях. Измерения остаточных напряжений проводились рентгеновским методом в 4-х точках вдоль одного витка резьбы. Однако рентгеновский метод, который рассматривается в работе [99], показывает невысокую точность распределения остаточных напряжений по глубине упрочнённого слоя. В работе рассматривали также метод АФЧХ-тестирования. Авторы пришли к выводу, что при использовании метода АФЧХ-тестирования можно определить лишь величину средних напряжений по глубине упрочнённого слоя.

В статье [23] определяли основные параметры калибровки, влияющие на формирование остаточных напряжений. Остаточные напряжения определялись методом обтачивания и растачивания одного цилиндра. Было установлено, что на величину остаточных напряжений существенное влияние оказывают основные параметры процесса калибровки.

В работе [6] приводится методика оценки остаточных напряжений в образцах сплава AlSi10Mg, полученных по технологии SLM. Исследование остаточных напряжений производилось на плоских прямоугольных образцах. Методика определения остаточных напряжений была основана на определении деформации. Определение деформаций проводилась с использованием метода корреляции изображений. Полученные остаточные напряжения сравнивались с

методом конечных элементов с учетом определенных деформаций из эксперимента в среде COMSOL Multiphysics.

1.3 Определение остаточных напряжений в поверхностном слое резьбовой детали

Обзор существующих методов определения остаточных напряжений изложен в разделе 1.2. Для экспериментального определения остаточных напряжений в резьбовых деталях используют механические методы: метод колец и полосок, применяемый для деталей большого диаметра (свыше 10 мм) и метод удаления половины поверхности впадин резьбы, применяемый для болтов малого диаметра до 10 мм включительно. Эти методы подробно описаны в монографии [37].

1.3.1 Метод колец и полосок

При применении данного метода из резьбового участка детали вырезаются кольца и полоски.

С этой целью на электроэрозионном станке в резьбовых деталях «прошиваются» отверстия. Диаметр отверстия выбирается из условия получения тонкостенного образца, то есть, толщина стенки должна быть мала по сравнению с диаметром резьбы, а также на порядок выше толщины удаляемого слоя. Из полученного полого резьбового образца вырезаются кольца и полоски и производится измерение деформации от вырезки.

Одна из деталей разрезается на полоски, и измеряется прогиб прогиб. Результаты замера прогибов используются для вычисления дополнительных напряжений, возникающих при вырезке полосок. Другая деталь разрезается на кольца. Кольца разрезаются по образующей с замером диаметра кольца после

разрезки, который необходим для расчёта соответствующих дополнительных напряжений.

С помощью либо химического растворителя (для титанового сплава), либо электрохимическим способом (для сталей) удаляются слои материала в области впадин резьбовой детали. При этом одновременно измеряется смещение (деформация) образца. На основании измеренных перемещений (деформаций) определяют зависимость остаточного напряжения резьбовой части детали.

После вырезки из прошитой детали полоска имеет прогиб. Учитывается только изгибающая нагрузка в продольной плоскости M_ϕ , нагрузка в поперечном направлении M_θ не принимается во внимание, так как изгибная жёсткость в этом направлении значительно выше, если учесть, что остаточные напряжения локализованы, в основном, возле наименьших поперечных сечений.

Используя результаты обмеров кольца и полоски до и после удаления слоёв материала с исследуемой поверхности, а также деформационную кривую, то есть, зависимость перемещения кольца $f_k(a)$ и полоски $f_n(a)$ от толщины удалённого поверхностного слоя a , определяют остаточные напряжения в кольце и полоске.

Величина остаточных напряжений в кольце определяется по формуле [37]:

$$\sigma_{\theta k}(a) = -\frac{3EIP}{4\pi(1-\mu^2)bR_c[(l_k + R_c)\beta + R_c \sin \beta](\rho_0 + a)} \times \frac{1}{\frac{d_1}{2} - R_c + 0,173\rho_0 - 0,827a} \frac{df_k(a)}{da} \quad (1.1)$$

где E — модуль упругости материала;

I — момент инерции поперечного сечения кольца;

P — шаг резьбы;

μ — коэффициент Пуассона;

b — ширина кольца;

R_c — радиус центра тяжести поперечного сечения кольца;

β — половина угла области удаления слоёв кольца;

ρ_0 — фактический радиус впадин резьбы.

Величина остаточных напряжений полоски определяется по формуле:

$$\sigma_{\varphi n}(a) = \frac{K_{\phi} E}{(1 - \mu^2)n(l_n + \frac{l}{2})} \frac{d}{da} \left(\frac{f_n(a)}{C(a)} \right), \quad (1.2)$$

где K_{ϕ} — коэффициент, учитывающий секторальную форму поперечного сечения полоски (подробное описание и порядок вычисления приведены в монографии [37]);

l и l_n — длина исследуемой части полоски, и длина удлинителя соответственно;

$C(a)$ — коэффициент, зависящий от геометрических параметров резьбы и толщины удалённого слоя a [37].

Остаточные напряжения вычисляются по формуле [37]:

$$\sigma_{\varphi}(a) = \sigma_{\varphi n}(a) - \sigma'_{\varphi_0} - \sigma''_{\varphi_0}(a), \quad (1.3)$$

где σ'_{φ_0} и $\sigma''_{\varphi_0}(a)$ — дополнительные меридиональные остаточные напряжения, возникающие при прошивке отверстия и при вырезке и разрезке колец и полосок соответственно [37].

Окружные остаточные напряжения вычисляются по формуле:

$$\sigma_{\theta}(a) = \sigma_{\theta_k}(a) - \sigma'_{\theta_0} - \sigma''_{\theta_0}(a), \quad (1.4)$$

где σ'_{θ_0} и $\sigma''_{\theta_0}(a)$ — дополнительные окружные остаточные напряжения, возникающие при прошивке отверстия и при вырезке и разрезке колец и полосок соответственно [37].

1.3.2 Метод удаления части поверхности впадины резьбы

Метод удаления части поверхности зоны концентратора применяется для резьбовых деталей малого диаметра. Слои материала удаляются с половины кривизны поверхности нескольких витков резьбовой детали. Для повышения

точности эксперимента на исследуемую деталь крепится удлинитель, и измеряются перемещения $f(a)$ детали с удлинителем в результате страгивания слоёв материала в зоне концентратора.

Схема перемещений резьбовой детали с учётом удлинителя для повышения точности эксперимента при удалении слоёв материала подробно изложена в монографии [37].

Методом удаления части поверхности резьбовой детали определяют остаточные напряжения в меридиональном направлении σ_φ (в осевом направлении в наименьшем сечении детали) [30].

Меридианные напряжения $\sigma_\varphi(a)$ в резьбовой части вычисляют по следующей формуле [37]:

$$\sigma_\varphi(a) = \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)(l_\delta + \frac{l}{2})n} \frac{d}{da} \left(\frac{f(a)}{C(a)} \right) \quad (1.5)$$

1.4 Моделирование остаточных напряжений в деталях с использованием расчетных программ

В работе [49] использовался метод термоупругости для определения первоначальных деформаций на конечно-элементных моделях образцов-свидетелей путём последовательных итераций до совпадения расчётной и экспериментальной эпюр остаточных напряжений в упрочнённом поверхностном слое.

В статье [25] рассмотрена возможность применения критерия среднеинтегральных остаточных напряжений для оценки циклической долговечности резьбовых деталей в области многоциклового усталости. «Рассмотрены технологические факторы, влияющие на возникновение и распределение остаточных напряжений» [25]. Однако в статье не сказано, как и

каким методом производилось моделирование остаточных напряжений при расчёте количества циклов до разрушения.

Расчёту и моделированию остаточных напряжений посвящена работа [101]. Представлены результаты аналитического расчёта остаточных напряжений в рельсе Р65 при деформациях под действием изгиба в двух плоскостях и кручения. При тех же видах деформирования проведён расчёт и моделирование остаточных напряжений с использованием программы ANSYS Mechanical. Отмечена значительно бóльшая трудоёмкость аналитического расчёта и нецелесообразность его использования при наличии компьютерных программ. Авторы вводят коэффициент упрочнения Π , но не говорят как и каким образом он был получен. Не описан метод моделирования остаточных напряжений в программе ANSYS Mechanical.

Аналогичное решение моделирования остаточных напряжений представлено в работе [41]. Принцип моделирования остаточных напряжений основан на неоднородной пластической деформации. В деформированных профилях в механические свойства материала вводились поправочные коэффициенты на эффект Баушингера и задавался режим повторного нагружения с последующим определением остаточных напряжений.

В работе [40] приводится описание математической модели решение задачи метода термоупругости для трансверсально-изотропных тел вращения, находящихся в стационарном осесимметричном поле установившихся температур. Решение задачи представляет собой ряды Фурье и цель работы сводится к определению коэффициентов этих рядов.

В диссертации [3] разработана система компьютерного моделирования температурных остаточных напряжений при производстве маложёстких деталей. Система позволяет рассчитывать температурные остаточные напряжения заготовок, используемых для производства маложёстких деталей, с погрешностью не более 5%.

В статье [8] рассматривается проблема решения задач механики применительно к моделированию остаточных напряжений при нестационарных

тепловых воздействиях. Рассмотрены особенности и методы решения термосиловой контактной задачи с учётом фазовых превращений в быстропротекающих процессах. Показаны основные этапы построения необходимых определяющих соотношений. Показана значительная роль деформационной составляющей воздействия на материал при формировании остаточных напряжений. В работе представлены результаты расчёта в программном комплексе ANSYS, но не показано какие граничные условия были заданы, а также каким образом моделировались остаточные напряжения.

В диссертации [72] рассматривается методика моделирования остаточных напряжений при цементации. В программу задавались механические характеристики материала – модуль упругости, коэффициент Пуассона, а также распределение концентрации углерода по глубине цементованного слоя, коэффициент увеличения объёма цементованного слоя при термической обработке. Остаточные напряжения накладывались с использованием усреднённый коэффициент линейного расширения, согласно графику изменения концентрации углерода по толщине образца. Остаточные напряжения моделировались послойно, в каждом слое определяется коэффициент линейного расширения, соответствующий средней концентрации углерода в слое. В последнюю очередь задается эквивалентная температура, которая вызывает деформацию равную деформации экспериментального образца.

В статье [114] рассматриваются остаточные напряжения в сварных швах. Для моделирования остаточных напряжений были использованы элементы SOLID70 и SOLID90. Элементы (SOLID70) использовались в областях, удалённых от температурных градиентов, а более мелкая сетка из элементов (SOLID 90) использовалась в области с высокими температурными градиентами. Остаточные напряжения задавались температурным полем.

Аналогичный метод задания остаточных напряжений был реализован в работе [121]. Для конечно-элементной модели принималась плоская деформация. Температурное поле накладывалось равномерно по длине сварного шва.

В работе [111] остаточные напряжения задавались с использованием искусственного 2,5D элемента. Было сделано предположение, что несоответствие коэффициентов теплового расширения является единственным механизмом, вызывающим остаточное напряжённое состояние. Чтобы получить собственное деформированное состояние, на которое не накладываются искусственные деформации, к элементарной ячейке применялись граничные условия свободного расширения, чтобы обеспечить периодические или линейные граничные условия перемещения.

В статье [115] рассматриваются остаточные напряжения в рельсах. Было установлено, что усталостные трещины появляются из-за высоких кольцевых напряжений. В работе была использована трехмерная упругопластическая конечная модель. Остаточные напряжения в рельсе задавались температурным полем с учётом изменения их во времени.

Работа [110] посвящена моделированию остаточных напряжений при электронно-лучевом плавлении. Остаточные напряжения задавались в модели послойно, каждому слою задавалось определённое температурное поле. Затем между слоями реализовывался контакт.

Разработанный метод, представленный в монографии [37], позволяет определять предельную амплитуду цикла σ_{Ra} по критерию среднего интегрального остаточного напряжения $\bar{\sigma}_{ост}$. Физический смысл этого критерия – остаточное напряжение на дне нераспространяющейся трещины усталости с точностью до определенного коэффициента, зависящего от радиуса вершины трещины и ее глубины.

В этом случае предельная амплитуда цикла для детали с остаточными напряжениями определяется по формуле:

$$\sigma_{Ra} = \sigma_{Ra}^0 - \bar{\psi}_{\sigma}^{(m)} \bar{\sigma}_{ост}, \quad (1.6)$$

где σ_{Ra} — предельная амплитуда цикла для детали с остаточными напряжениями;

σ_{Ra}^0 — предельная амплитуда цикла для детали без остаточных напряжений;

$\bar{\psi}_\sigma^{(m)}$ — коэффициент влияния остаточных напряжений на предельную амплитуду цикла при среднем напряжении σ_m [37].

Коэффициент влияния остаточных напряжений на предельную амплитуду цикла при среднем напряжении $\bar{\psi}_\sigma^{(m)}$ при $\sigma_m > \sigma_m^T$ вычисляется по формуле:

$$\bar{\psi}_\sigma^{(m)} = \bar{\psi}_\sigma - \frac{\sigma_{-1p}(\sigma_m - \sigma_m^T)}{S_k |\bar{\sigma}_{ocm}|}. \quad (1.7)$$

где S_k — сопротивление материала разрыву;

σ_m^T — среднее напряжение, при котором начинается локальная текучесть;

σ_{-1p} — предел выносливости материала при симметричном цикле в случае растяжения сжатия;

$\bar{\psi}_\sigma$ - коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости резьбовой детали при симметричном цикле растяжения-сжатия.

Величина σ_m^T определяется по формуле [35]:

$$\sigma_m^T = \frac{S_k(\sigma_T) - \sigma_{-1p} \frac{\alpha_\sigma}{K_\sigma}}{\alpha_\sigma (S_k - \sigma_{-1p})}, \quad (1.8)$$

где σ_T — предел текучести материала;

K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений;

α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

При $\sigma_m \leq \sigma_m^T$ величину $\bar{\psi}_\sigma^{(m)}$ следует положить равной $\bar{\psi}_\sigma$.

Критерий среднеинтегральных остаточных напряжений $\bar{\sigma}_{ocm}$ вычисляли по формуле [59]:

$$\bar{\sigma}_{ocm} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (1.9)$$

где $\sigma_z(\xi)$ — осевые остаточные напряжения в наименьшем сечении детали с концентратором;

$\xi = \frac{y}{t_{кр}}$ — расстояние от дна надреза до текущего слоя, выраженное в долях $t_{кр}$;

$t_{кр}$ — критическая глубина нераспространяющейся усталостной трещины, возникающей при работе деталей на пределе выносливости.

Использование зависимостей (1.6) и (1.8) для определения предела выносливости деталей с остаточными напряжениями показало хорошее совпадение с экспериментальными данными [37].

В работе [59] показано, что для вычисления величины влияния остаточных напряжений $\bar{\psi}_\sigma$ экспериментально получены следующие зависимости:

$$\begin{aligned}\bar{\psi}_\sigma &= 0,612 - 0,081\alpha_\sigma; \\ \bar{\psi}_\sigma &= 0,514 - 0,065K_\sigma.\end{aligned}\tag{1.10}$$

Недостатком этого метода является то, что он не учитывает параметры рабочего цикла детали, то есть, среднее и амплитудное значения цикла напряжений детали. Чтобы их найти, необходимо построить диаграмму предельных амплитуд цикла детали с остаточными напряжениями.

В диссертации [39] «рассмотрена задача повышения работоспособности буровых труб из высокопрочных алюминиевых сплавов с конической резьбой прямоугольного профиля за счёт влияния сжимающих остаточных напряжений.

С помощью расчётного комплекса NASTRAN/PATRAN определены коэффициенты концентрации напряжений при растяжении и изгибе в наименьшем сечении впадин конической трубной резьбы. Поскольку образец является осесимметричным, то использовалась половина сечения образца в качестве расчётной модели. Остаточные напряжения в наименьшем сечении резьбы задавались методом термоупругости. При критической глубине усталостной трещины получена зависимость распределения осевых остаточных напряжений от толщины поверхностного слоя впадин резьбы».

В диссертации [44] исследуется «влияние остаточных напряжений, возникающих при упрочнении коленчатого вала обкаткой роликами, на технические остаточные деформации, приводящие к отклонениям

конструктивных размеров вала. Проанализировано влияние остаточных напряжений после обкатки роликами базового, используемого на предприятии и нового, разработанного автором диссертации, профилей».

Конечно-элементная модель фрагмента коленчатого вала была создана в программном комплексе ANSYS. Отдельно были выделены элементы в поверхностном слое детали, которые моделировали осевые остаточные напряжения. Остаточные напряжения наводились с помощью ролика или алмазного наконечника в программном комплексе ANSYS/LS-DYNE.

В диссертации [95] определялась величина (глубина) критической нераспространяющейся трещины усталости при статическом растяжении и при переменных напряжениях. Остаточные напряжения задавались функцией, зависящей от глубины упрочнения. Расчётная модель представляла собой четверть образца. Недостатком данной расчётной модели является то, что принятые для исследования размеры образца не позволяют задать корректно граничные условия на берегах трещины. Кроме того, моделирование остаточных напряжений с использованием применяемой в диссертации функции даёт неточный характер их распределения по толщине упрочнённого слоя образца.

В диссертации [26] оценивается циклическая долговечность резьбовых деталей с остаточными напряжениями при малоциклового усталости. В расчётной модели рассматриваются три витка резьбы, для исключения влияния граничных условий на величину КИН K_I . Остаточные напряжения в поверхностном слое впадины и профиля резьбы наводились методом термоупругости. По построенным зависимостям КИН K_I от глубины усталостной трещины l определялась критическая глубина трещины l_c , с использованием экспериментальных значений КИН, соответствующих страгиванию трещины K_{th} и критическому значению КИН K_c . Затем определялось количество циклов до разрушения. В работе не определялась критическая глубина нераспространяющейся трещины. Предложенная методика не позволяет

определить предел выносливости резьбовых деталей и оценить какое влияние оказывают распределение остаточные напряжения на сопротивление усталости.

1.5 Выводы к первому разделу

В результате проведённого обширного литературного обзора установлено следующее:

- имеется значительное количество работ, посвящённых определению остаточных напряжений в резьбовых деталях и их распределению по глубине поверхностного слоя;

- представленные в литературе результаты моделирования остаточных напряжений относятся, в основном, к гладким образцам;

- существующие в настоящее время методики прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей имеют ряд недостатков. Основным недостатком является то, что они предполагают проведение испытаний на усталость для определения приращения предельной амплитуды и вычисления величины остаточных напряжений;

- до настоящего времени не разработаны достоверные методы, которые позволили бы осуществить оценку предельной амплитуды упрочнённых резьбовых деталей без проведения испытаний на усталость.

Усовершенствование методов расчета сопротивления усталости выдвигает на первый план необходимость создания методики оценки предела выносливости резьбовых деталей, которая позволит оценить предельное значение амплитуды упрочнённых резьбовых деталей, учитывающих механические свойства материала, распределения остаточных напряжений в поверхностном слое впадин резьбы, а также величину средних напряжений, возникающих при затягивании резьбовых деталей без проведения испытаний на усталость.

2 МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ УПРОЧНЁННЫХ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

При проведении расчётов деталей машин на прочность необходимо знать предел выносливости детали, который является мерой работоспособности при знакопеременных нагрузках. Величина предела выносливости зависит от двух факторов – сжимающих остаточных напряжений, образующиеся в результате поверхностного пластического деформирования поверхности, а также концентрации напряжений – превышения местными напряжениями номинальных в местах нарушения призматической формы. Если концентрацию напряжений сравнительно легко оценить с помощью теоретического и эффективного коэффициентов концентрации, то величина сжимающих напряжений, а также глубина их залегания и распределение по толщине упрочнённого слоя в значительной степени зависят от метода поверхностного пластического упрочнения поверхности.

Разработка методики выполнена с использованием программного комплекса ANSYS.

В работах [37, 59] экспериментально установлено, что в детали с концентраторами напряжений, работающей при напряжениях, близких к пределу выносливости всегда возникает нераспространяющаяся трещина усталости, глубина которой зависит лишь от наименьшего размера поперечного сечения и выражается формулой

$$t_{кр} = 0,0216 D, \quad (2.1)$$

где D – диаметр наименьшего сечения резьбы.

Для моделирования резьбы с кольцевой трещиной во впадине применяли восьми узловой гармонический осесимметричный конечный элемент типа PLANE 183 объёмного напряжённо-деформированного состояния. Этот элемент имеет две степени свободы в каждом узле и может использоваться для решения 2D осесимметричных задач. Учитывая тот факт, что резьбовая деталь является

осесимметричной, для моделирования применяли половину резьбовой детали. В области трещины задавался контакт типа Frictionless.

Алгоритм расчёта предельной амплитуды цикла σ_{Ra} и приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочнённых резьбовых деталей включает следующую последовательность операций:

- назначение условий эксплуатации резьбовой детали;
- выбор эпюры остаточных напряжений в поверхностном слое детали;
- назначение механических свойств материала (E, μ);
- выбор начального размера трещины l_0 ;
- построение конечно-элементной модели;
- моделирование остаточных напряжений во впадине резьбы;
- моделирование растягивающих напряжений;
- моделирование трещины;
- определение критической глубины усталостной трещины $t_{кр}$ по зависимости КИН $K_I = f(l)$ от различной длины трещины;
- построение зависимости КИН от максимальных напряжений цикла $K_I = f(\sigma_{max})$ на глубине $t_{кр}$;
- определение предела выносливости резьбовой детали;
- определение приращения предельных амплитуд цикла.

2.1 Назначение условий эксплуатации резьбовой детали

При назначении условий эксплуатации резьбовой детали рассматривали только растягивающие усилия как наиболее ответственные за зарождение, рост и развитие трещины усталости. Расчёт выполняли в упругой постановке, цикл нагружения моделировали по дискретным шагам от минимального растягивающего напряжения σ_{min} до максимального σ_{max} .

2.2 Задание характеристик материала

Характеристики материалов исследуемых резьбовых деталей принимались постоянными для всей модели. В таблице 1 приведены механические характеристики сталей и сплавов, из которых изготавливались болты различного диаметра и с различными параметрами резьбы.

Таблица 1 — Механические характеристики материала

Характеристика материала	Значение	
	ВТ16	16ХСН, 30ХГСА
Модуль упругости E , ГПа	103	200
Коэффициент Пуассона μ	0,3	0,3
Коэффициент теплового линейного расширения в радиальном направлении α_r , град ⁻¹	-1,25e-5	1,25e-5
Коэффициент теплового линейного расширения в окружном направлении α_θ , град ⁻¹	1e-5	-0,5e-5
Коэффициент теплового линейного в осевом направлении α_z , град ⁻¹	0,25e-5	-0,75e-5
КИН, соответствующий порогу страгивания трещины K_{th} , МПа $\sqrt{мм}$	177,1	185,6

2.3 Выбор начального размера трещины

Начальный размер трещины усталости l_0 , как правило, назначается исходя из минимального размера дефекта, фиксируемого методами неразрушающего

контроля, зависящими от разрешающей способности регистрирующей аппаратуры.

Если трудно определить величину начального дефекта из-за отсутствия исходных данных, то её принимают в соответствии с руководящими документами, разрабатываемыми в каждой конкретной отрасли, регламентирующими наличие, количество и величины начальных дефектов.

В настоящем исследовании за начальный размер дефекта принимали трещину, длина которой равна $l_0 = 50$ мкм.

2.4 Конечно-элементная модель резьбовой детали

Конечно-элементная модель должна обеспечить возможность определения напряжённо-деформированного состояния исследуемой области резьбовой детали с учётом таких факторов, как

- растягивающее усилие, ответственное за нагружение резьбовой детали;
- наличие остаточных напряжений;
- наличие кольцевых трещин изменяемой длины;
- квазиупругий характер работы материала резьбовой детали [77].

В диссертации в качестве расчётной области детали принимали три витка резьбы.

За основу для расчёта была взята расчётная модель размером одной четвертой [95] от рассматриваемой детали (рисунок 2.1).

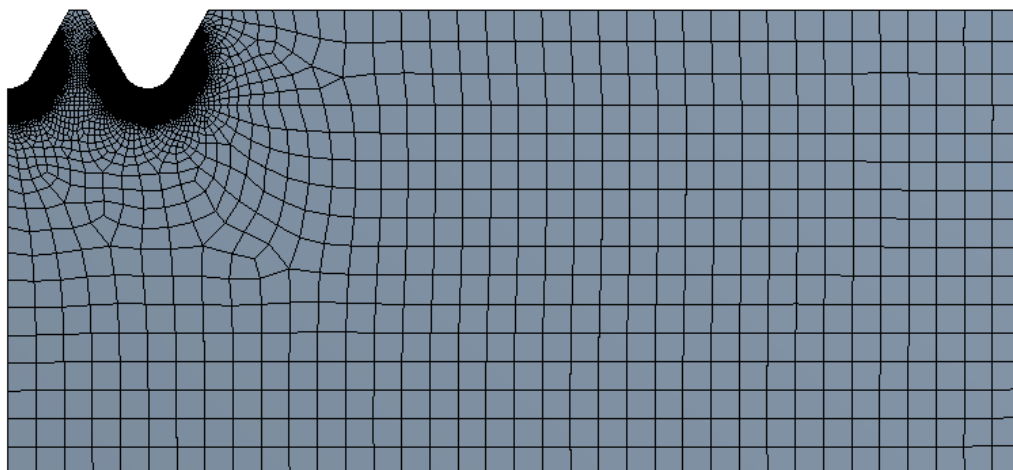


Рисунок 2.1 –Конечно-элементная модель четвертой части резьбовой детали

Граничные условия четвертой части резьбовой детали задавались согласно рисунку 2.2. Закрепление осуществлялось по линии **DISP** вдоль оси детали, растягивающее усилие в виде номинального напряжения прикладывалось на линии **LOAD**. Трещина моделировалась за счёт свободного края по линии **Crack**.

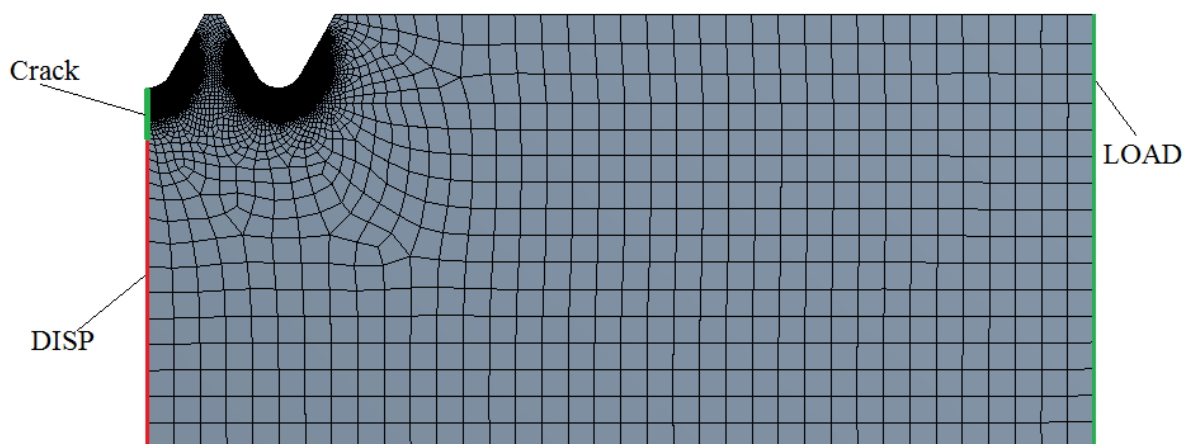


Рисунок 2.2 –Граничные условия четвертой части резьбовой детали

Проведённым расчётом было установлено, что по линии **Crack** появляется деформация, направленная против действия силы и вызванная сжимающими остаточными напряжениями. Напряжённо-деформированное состояние исследуемой модели (рисунки 2.1 – 2.2) при различных номинальных растягивающих напряжениях представлено на рисунках 2.3 – 2.6.

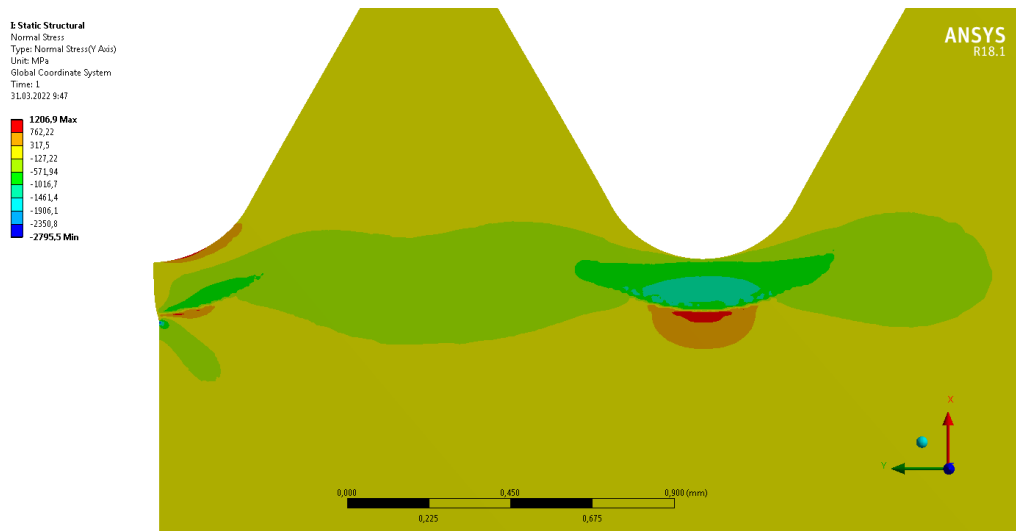


Рисунок 2.3 – Напряженно-деформированное состояние резьбовой детали σ_z , МПа при действии номинального растягивающего напряжения $\sigma = 50$ МПа (масштаб деформации – 10:1)

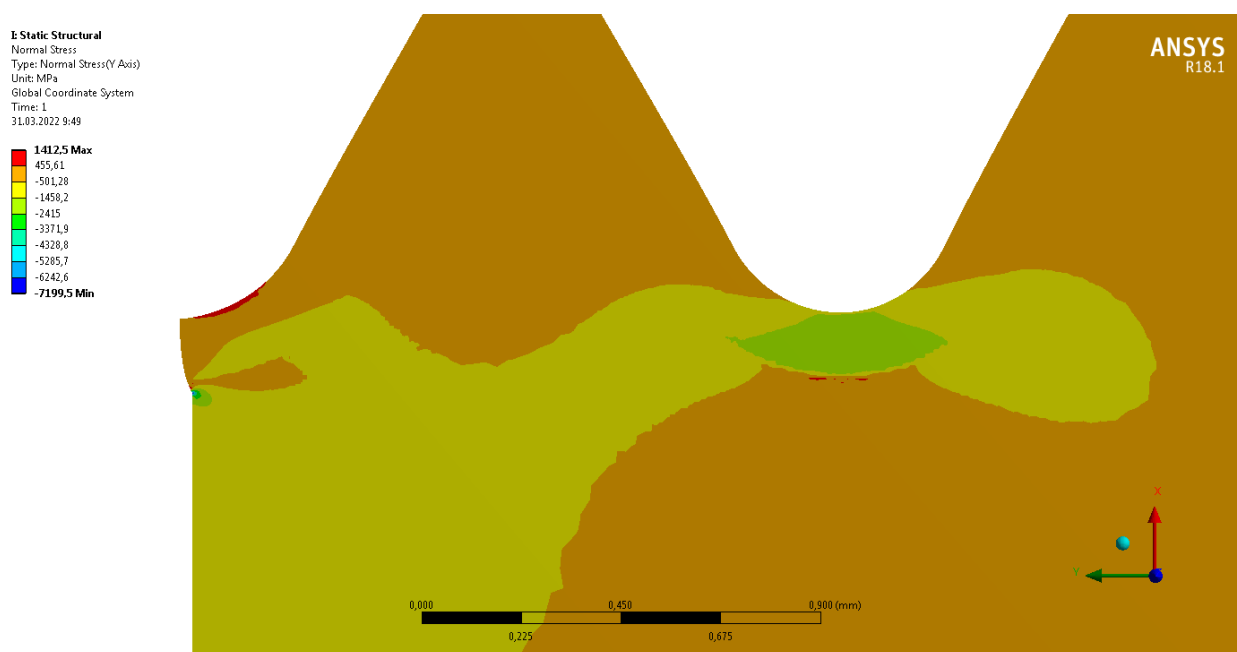


Рисунок 2.4 – Напряженно-деформированное состояние резьбовой детали σ_z , МПа при действии номинального растягивающего напряжения $\sigma = 350$ МПа (масштаб деформации – 10:1)

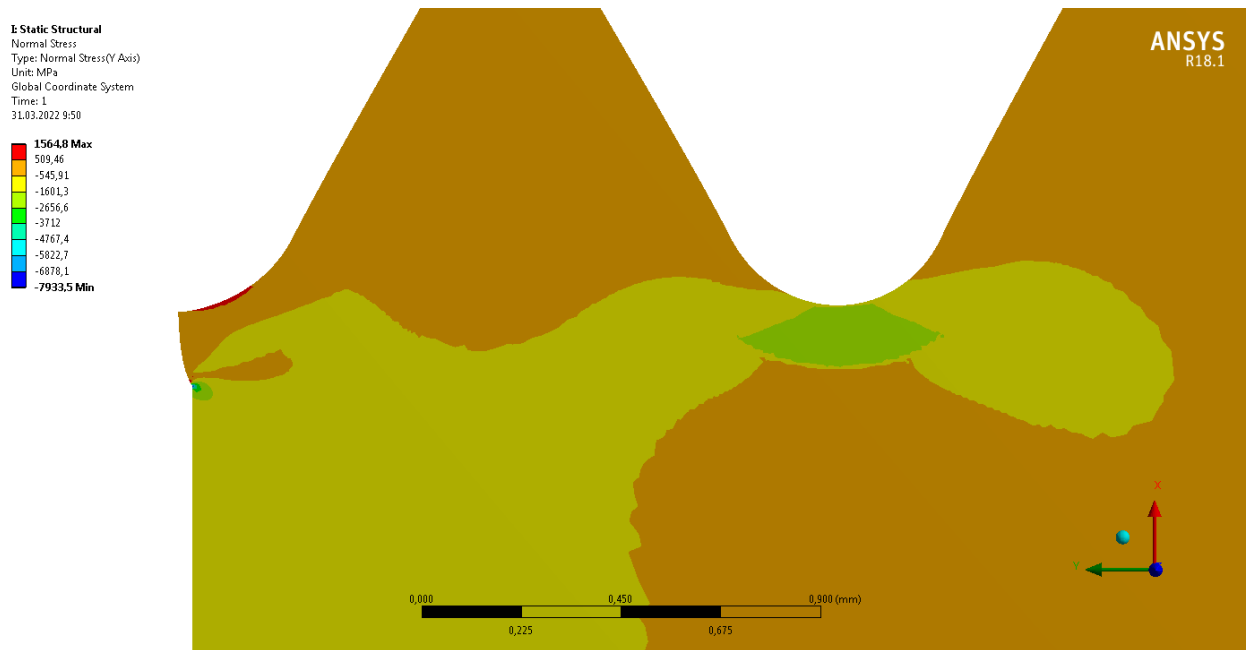


Рисунок 2.5 – Напряженно-деформированное состояние резьбовой детали σ_z , МПа при действии номинального растягивающего напряжения $\sigma = 400$ МПа (масштаб деформации – 10:1)

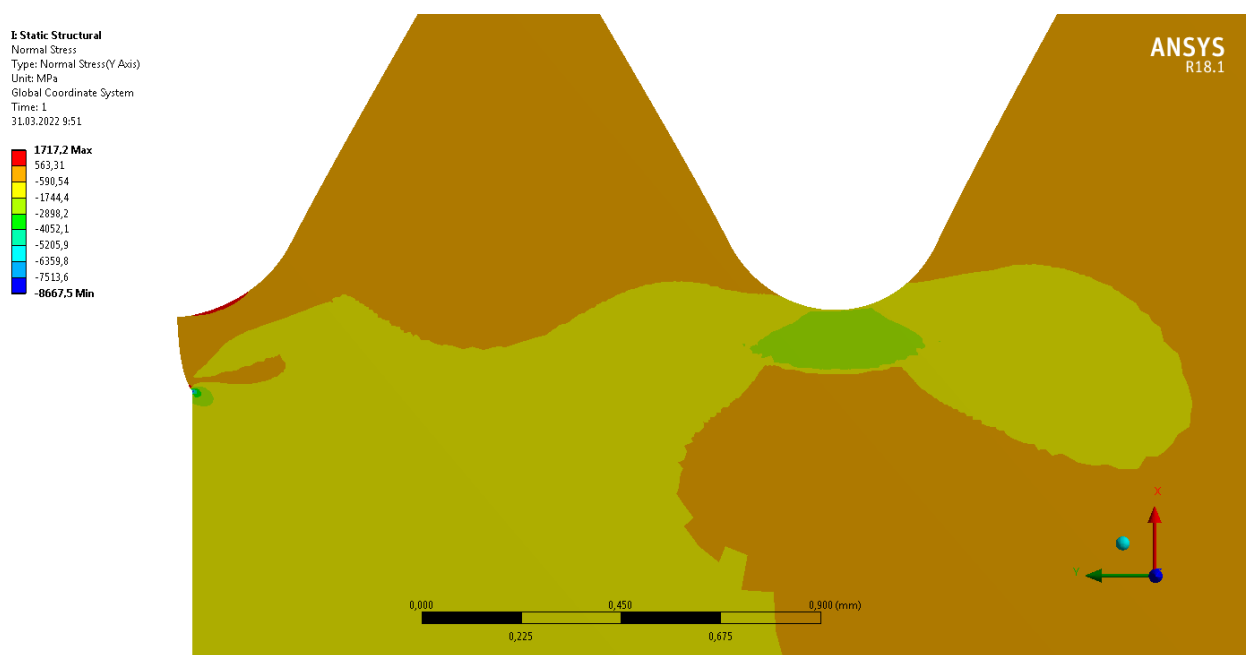


Рисунок 2.6 – Напряженно-деформированное состояние резьбовой детали σ_z , МПа при действии номинального растягивающего напряжения $\sigma = 450$ МПа (масштаб деформации – 10:1)

На рисунках 2.3 – 2.6 можно заметить, как берег трещины, свободный от граничных условий, смещается влево под действием сжимающих остаточных напряжений. В реальной конструкции свободный берег будет взаимодействовать с ответной частью детали. Из представленных результатов расчёта с использованием конечно-элементной модели четвертой части резьбовой детали следует, что величины КИН будут некорректными.

Из представленных результатов следует, что для корректного задания граничных условий в зоне трещины, необходимо использовать половинную модель резьбовой детали, благодаря которой можно задать корректные граничные условия в зоне трещины.

Все дальнейшие исследования проводились с использованием половинной конечно-элементной модели резьбовой детали.

Трещина моделировалась на этапе создания геометрии расчётной области резьбы в программном комплексе ANSYS, например, во встроенном модуле геометрии SpaceClaim. Данная процедура представлена на рисунке 2.7.

Далее с использованием подготовленной геометрии в программном комплексе ANSYS разрабатывается конечная элементная модель расчётной области (рисунок 2.8). Для расчёта применяли конечные элементы PLANE183 с опцией осесимметричного расчёта.

Элемент PLANE183 используется для двухмерного (2D) моделирования трёхмерных конструкций. Этот элемент можно использовать для моделирования плоского напряжения, плоской деформации или осесимметричных состояний. Элемент определяется 8 узлами с 2 степенями свободы в каждом узле [10].

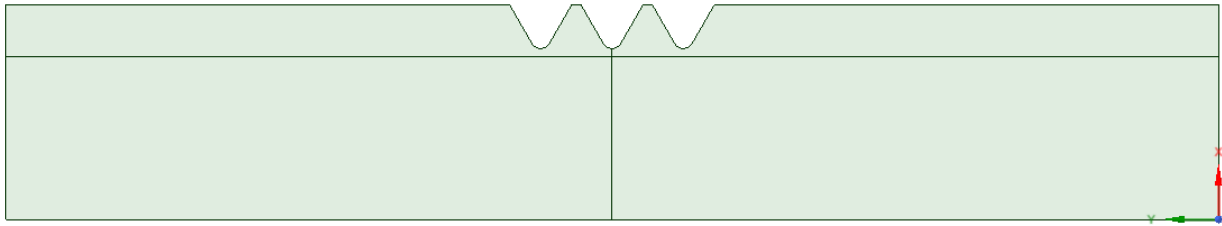


Рисунок 2.7 — Геометрия расчётной области резьбовой детали

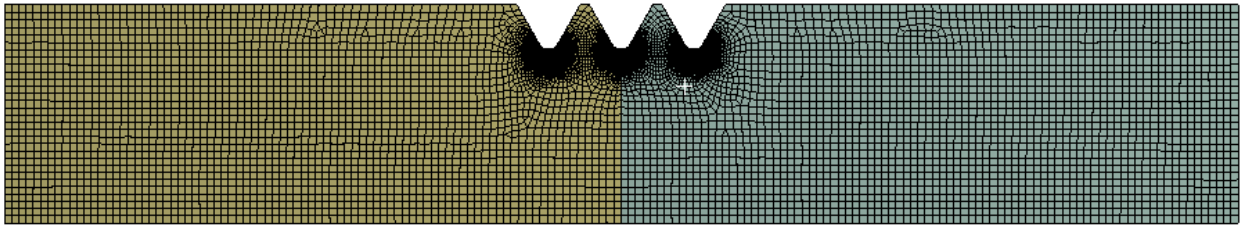


Рисунок 2.8 — Конечно-элементная модель расчётной области резьбовой детали

При построении конечно-элементной модели плотность сетки конечных элементов на различных участках модели была различной. Данный приём обусловлен целым рядом соображений. Плотность сетки в процессе моделирования должна, во-первых, обеспечивать не только вычисление остаточных напряжений, но и позволять с достаточной точностью воспроизводить их распределение. Во-вторых, размер элемента должен зависеть от величины шага по глубине поверхностного слоя a , с которым в расчётную модель вводятся остаточные напряжения с экспериментально полученной эпюры остаточных напряжений $\sigma_z = f(a)$. В-третьих, должна соблюдаться регулярная структура сетки конечных элементов, а также одинаковые размеры самих конечных элементов в области точек, вокруг которых моделируется вершина трещины и фронт её развития.

Для параметризации расчёта узлы, которые относятся к вершине трещины, приложение граничных условий, выделяются в группы через Name Selection.

На рисунке 2.9 представлена группа узлов, относящихся к закреплению модели **DISP**. Группа узлов **LOAD** отвечает за приложение нагрузки, а узлы **SYM**

– за условие симметрии. Трещина задается в явном виде (геометрически) путём перемещения узла **Top crack** (вершина трещины) в модуле геометрии SpaceClaim.

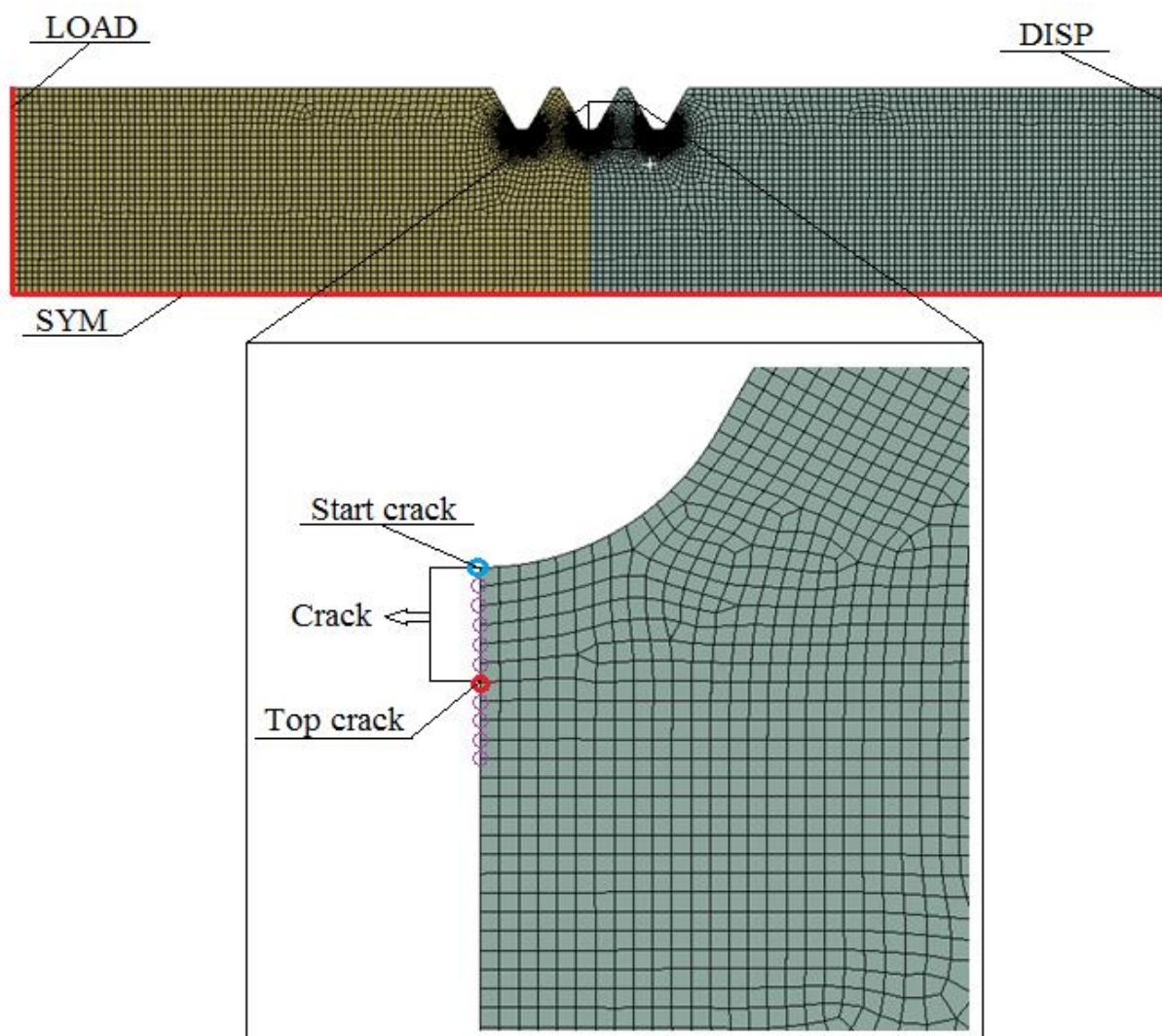


Рисунок 2.9 — Объединение узлов конечно-элементной модели в группы

Для моделирования контакта берегов трещины применяли элемент нелинейной связи типа CONTA172, TARGE16. Элемент типа CONTA172 используется для представления контакта и скольжения между двумерными целевыми поверхностями (TARGE169) и деформируемой поверхностью, определяемой этим элементом. Этот элемент применим к двумерному структурному анализу и анализу контакта связанных полей. Его можно использовать как для парного контакта, так и для общего контакта.

Процессы зарождения, роста и раскрытия трещины в упрочнённых деталях выполняли на примере цилиндрического образца из сплава 16ХСН при симметричном цикле напряжений для глубины трещины 0,18 мм. В процессе моделирования задавали различные значения номинальных растягивающих напряжений от 50 до 450 МПа и изучали поведение трещины в наименьшем сечении исследуемых деталей. Фрагменты раскрытия трещины под действием различных по величине номинальных растягивающих напряжений приведены на рисунке 2.10 – 2.13.

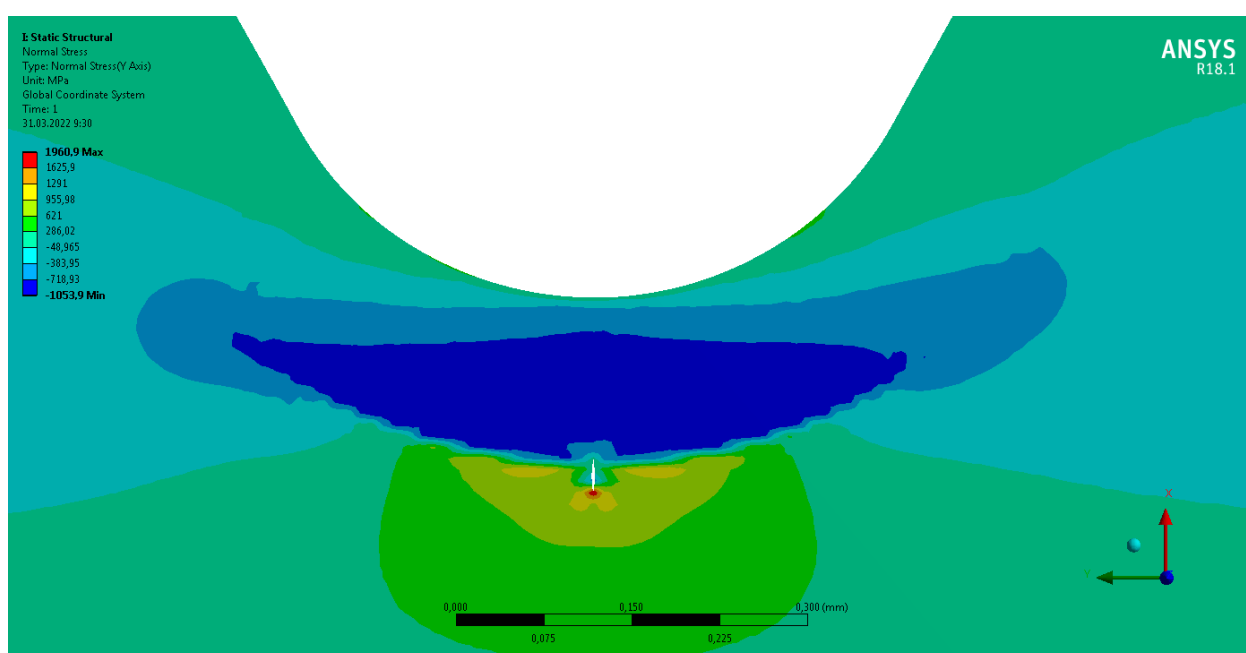


Рисунок 2.10 – Напряжённно-деформированное состояние цилиндрического образца из стали 16ХСН σ_z , МПа при действии номинального растягивающего напряжения $\sigma = 50$ МПа (масштаб деформации – 10:1)

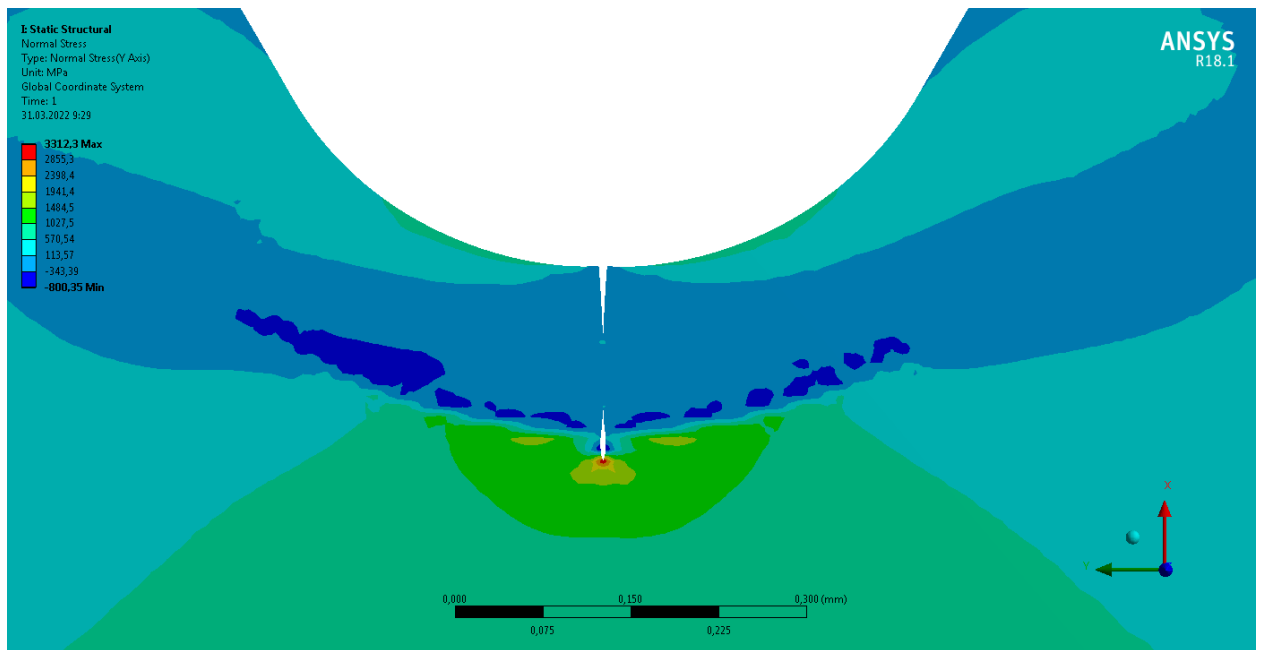


Рисунок 2.11 – Напряжённно-деформированное состояние цилиндрического образца из стали 16ХСН σ_z , МПа при действии номинального растягивающего напряжения $\sigma = 350$ МПа (масштаб деформации – 10:1)

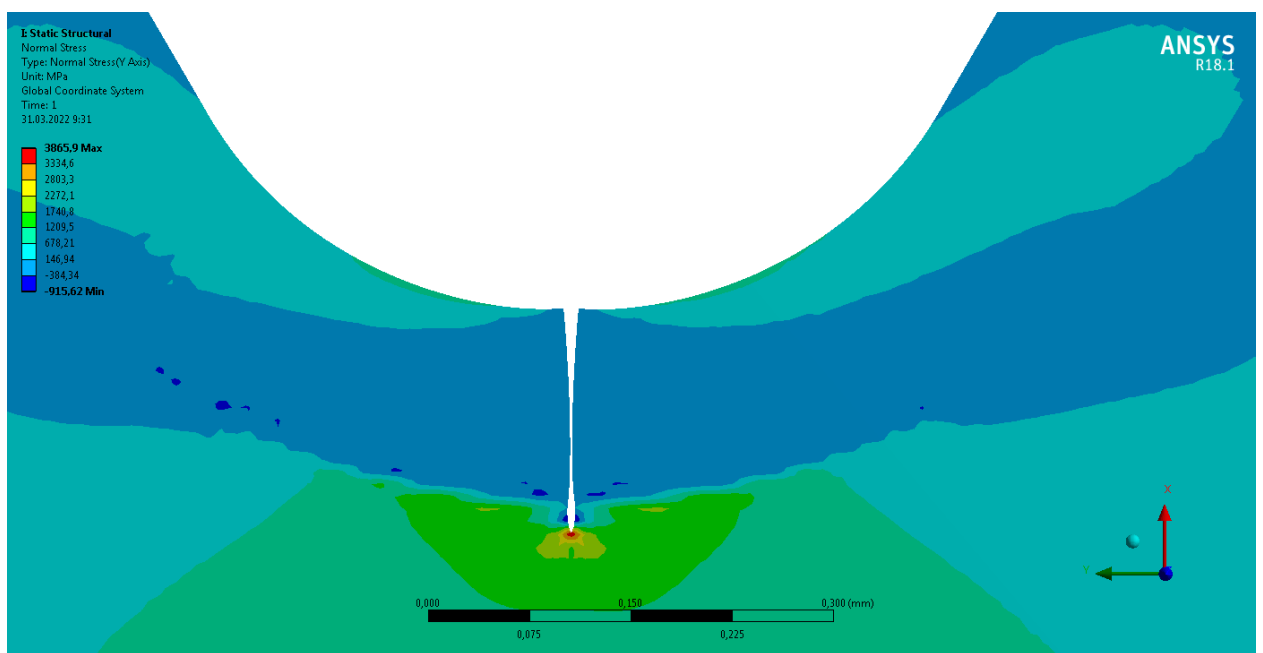


Рисунок 2.12 – Напряжённно-деформированное состояние цилиндрического образца из стали 16ХСН σ_z , МПа при действии номинального растягивающего напряжения $\sigma = 400$ МПа (масштаб деформации – 10:1)

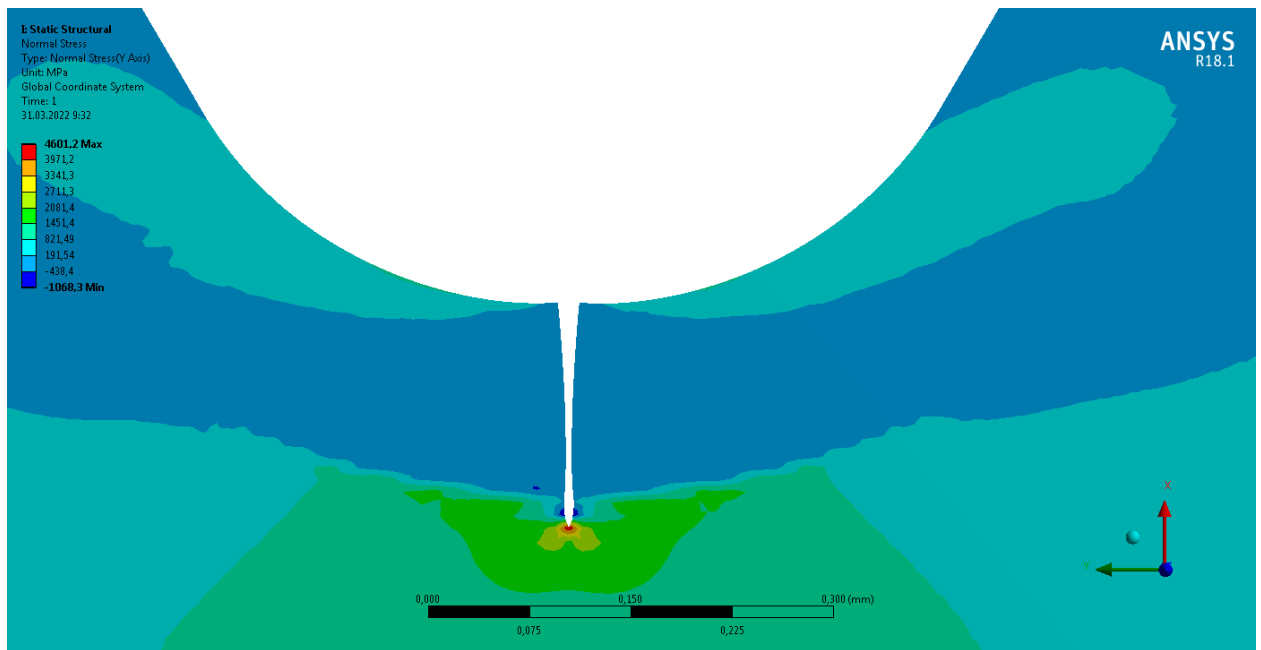


Рисунок 2.13 – Напряжённно-деформированное состояние цилиндрического образца из стали 16ХСН σ_z , МПа при действии номинального растягивающего напряжения $\sigma = 450$ МПа (масштаб деформации – 10:1)

Компьютерное моделирование и анализ полученных фрагментов раскрытия трещины в упрочнённых образцах показывают, что процесс роста трещины при положительном полувцикле напряжений протекает по двум силовым схемам: с контактом берегов трещины и без их контакта. Заметим, что достаточно продолжительный контакт берегов трещины в упрочнённых образцах связан с действием сжимающих остаточных напряжений в упрочнённом слое.

Таким образом, полученные результаты свидетельствуют о том, что упрочнённый слой с остаточными напряжениями отрицательного знака оказывает существенное влияние на характер раскрытия усталостной трещины в деталях, а также на скорость её роста. Это приводит к уменьшению размаха КИН и, следовательно, к значительному снижению скорости её роста в соответствии с зависимостью Пэриса [75, 83, 98].

2.5 Моделирование остаточных напряжений во впадине резьбы

Моделирование остаточных напряжений после упрочнения зависит от способа пластической деформации поверхностного слоя впадины. Варианты упрочнения могут быть как изотропными - например, ХТО, пневмо- или гидродробеструйная обработка, обработка микрошариками, и др. - так и анизотропными, как, например, обкатка роликом, алмазное выглаживание и другие [74, 88].

Экспериментально определить распределение остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя возможно только в наиболее опасном, то есть в наименьшем сечении резьбовой детали.

В данном исследовании использовали эпюры остаточных напряжений в поверхностном слое впадины болтов М6 – М12 из сплава ВТ16 [37]. Для резьбовых деталей М4 – М8 использовался метод удаления части поверхности впадин резьбы, а для резьбовых деталей М10, М12 – методом колец и полосок.

Эпюры остаточных напряжений σ_z по глубине a поверхностного слоя во впадинах поверхностного слоя болтов из сплава ВТ16 представлены на рисунке 2.14.

Поскольку задача определения приращения предела выносливости резьбовой детали в условиях многоциклового усталости в разработанной методике решается с позиции методов линейной механики разрушения в упругой постановке, то для моделирования остаточных напряжений применяли метод термоупругости [16, 79, 80, 81, 82, 85, 108, 115, 117, 118, 120], основанный на решении задачи о первоначальных деформациях [11].

Изменение линейных размеров материала тела, вызванное фазовыми переходами, пластическими деформациями или другими факторами, которые приводят к появлению остаточных напряжений, называется первоначальными деформациями [11]. При этом, как правило, возникает объёмная деформация.

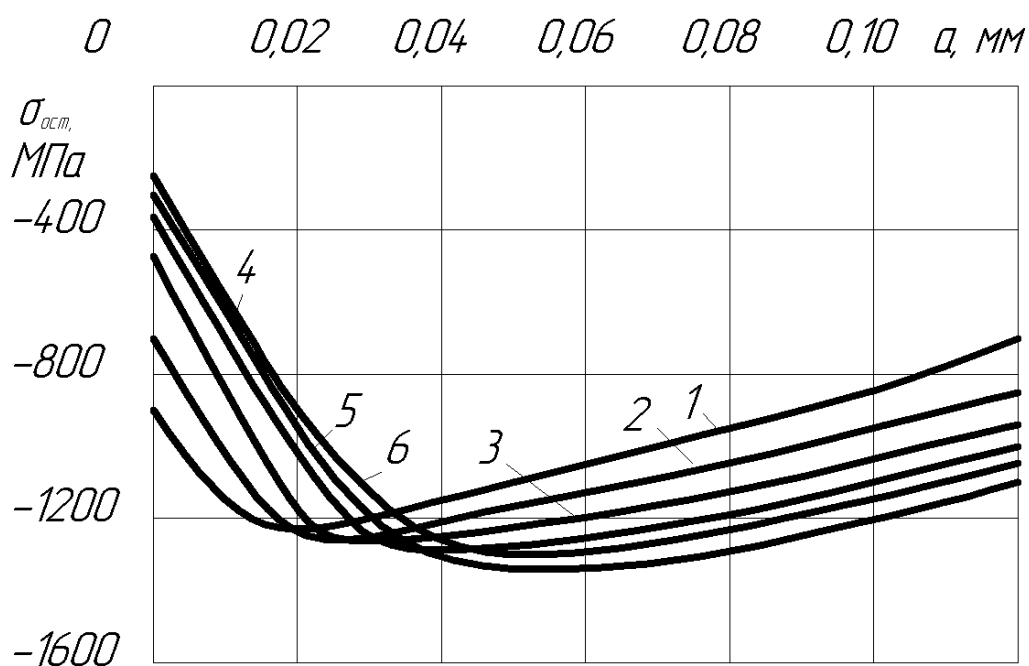


Рисунок 2.14 — Эпюры остаточных напряжений во впадинах поверхностного слоя болтов из сплава ВТ16: 1 – М4; 2 – М5; 3 – М6; 4 – М8; 5 – М10; 6 – М12

В зависимости от вида поверхностного упрочнения будут зависеть соотношения между первоначальными деформациями. Остаточные напряжения заменяются соответствующим температурным полем, определённым из следующих условий: изотропности процесса при химико-термической обработке, анизотропии упрочнения и неизменности начального объема первоначальных деформаций – при обкатке роликом, алмазном выглаживании и др.

Для установления зависимости между первоначальными деформациями и остаточными напряжениями применяли обобщенный закон Гука.

В теории упругости в соответствии с указанным законом связь между деформациями и напряжениями в декартовой системе координат описывается следующими зависимостями [81, 86, 87]:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} [\sigma_r - \mu(\sigma_\theta + \sigma_z)] + \varepsilon_{0r}, \quad (2.2)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E} [\sigma_\theta - \mu(\sigma_r + \sigma_z)] + \varepsilon_{0\theta}, \quad (2.3)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_\theta)] + \varepsilon_{0z}, \quad (2.4)$$

где ε_r , ε_θ , ε_z — радиальные, окружные и осевые остаточные деформации;

ε_{0r} , $\varepsilon_{0\theta}$, ε_{0z} — радиальные, окружные и осевые первоначальные деформации;

σ_r , σ_θ , σ_z — радиальные, окружные и осевые остаточные напряжения;

E — модуль упругости материала;

μ — коэффициент Пуассона.

В случае изотропных первоначальных деформаций в поверхностном слое цилиндра существуют три компоненты остаточных напряжений: радиальные — σ_r , окружные — σ_θ и осевые — σ_z . Поскольку резьбовая деталь с остаточными напряжениями находится в равновесии, то внутренняя часть детали будет испытывать реактивные растягивающие напряжения, уравновешивающие сжимающие остаточные напряжения в поверхностном слое. Будем считать, что реактивная (растянутая) часть цилиндрической детали является абсолютно жёсткой. Тогда из уравнений 2.2 – 2.4 при принятом условии $\varepsilon_r = \varepsilon_\theta = \varepsilon_z = 0$, и принимая $\sigma_r = 0$, в силу их малой величины относительно двух других компонент напряжённого состояния получаем:

$$\varepsilon_{0\theta} = \frac{1}{E} (\mu\sigma_z - \sigma_\theta), \quad (2.5)$$

$$\varepsilon_{0z} = \frac{1}{E} (\mu\sigma_\theta - \sigma_z). \quad (2.6)$$

В случае изотропных первоначальных деформаций $\varepsilon_{0\theta} = \varepsilon_{0z}$, следовательно:

$$\sigma_z (\mu + 1) = \sigma_\theta (\mu + 1). \quad (2.7)$$

Из выражения (2.7) вытекает равенство осевых и окружных напряжений, то есть,

$$\sigma_z = \sigma_\theta. \quad (2.8)$$

По аналогии с задачей термоупругости значения первоначальных деформаций будут иметь вид:

$$\varepsilon_{0\theta} = \varepsilon_{0z} = \alpha \Delta T, \quad (2.9)$$

где α — коэффициент температурного линейного расширения;

ΔT — разность температур.

Тогда на основании (2.6), учитывая равенство окружных и осевых напряжений (2.8) для изотропной первоначальной деформации получим выражение для разности температур:

$$\alpha \Delta T = \frac{\mu - 1}{E} \sigma_z, \quad (2.10)$$

$$\Delta T = \frac{\mu - 1}{\alpha E} \sigma_z. \quad (2.11)$$

Уравнение (2.11) показывает, какую разность температур ΔT необходимо задать в поверхностном слое цилиндрической детали, чтобы создать в нём осевые остаточные напряжения σ_z .

Прежде чем задать температурный перепад ΔT , необходимо оценить, какое влияние оказывают остаточные напряжения на боковых поверхностях профиля резьбы на распределение осевых напряжений в зоне наименьшего сечения. Для этого остаточные напряжения моделировались во впадине и на боковых поверхностях профиля резьбы методом термоупругости (рисунок 2.15).

Для корректного приложения остаточных напряжений использовались несколько систем координат: для впадины — цилиндрическая, а для профиля — декартовая.

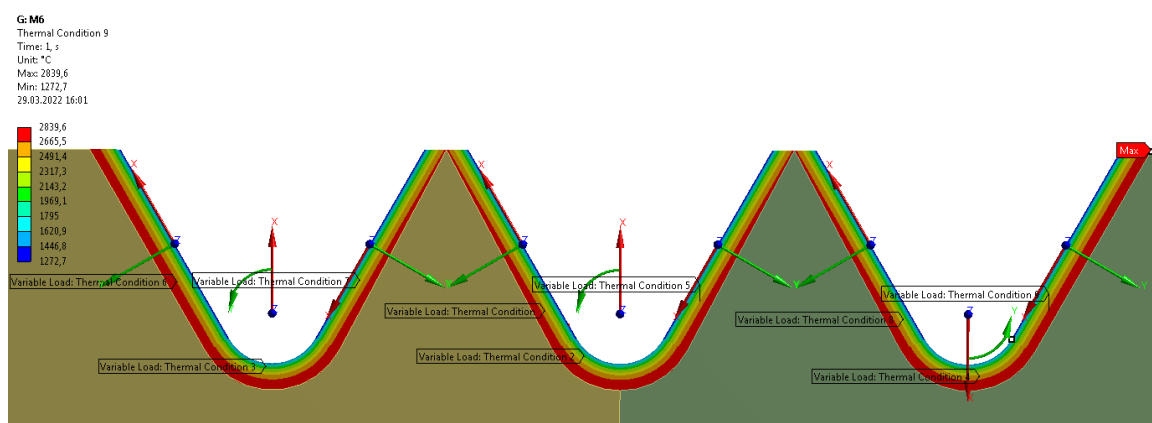


Рисунок 2.15 – Моделирование остаточных напряжений методом термоупругости в резьбе

Расчёты были проведены для резьб М6, М8 из титанового сплава ВТ16 (рисунок 2.16 – 2.19).

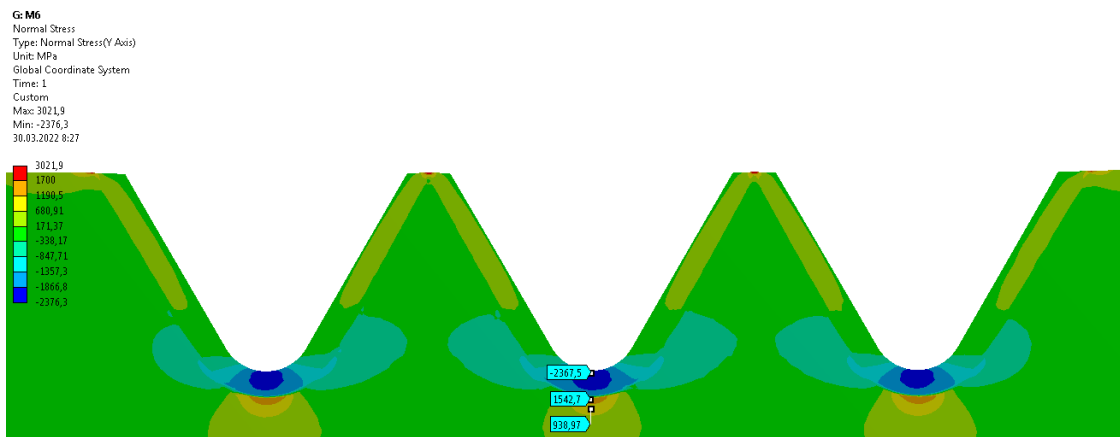


Рисунок 2.16 – Распределение осевых напряжений с учётом остаточных напряжений на профиле резьбы М6

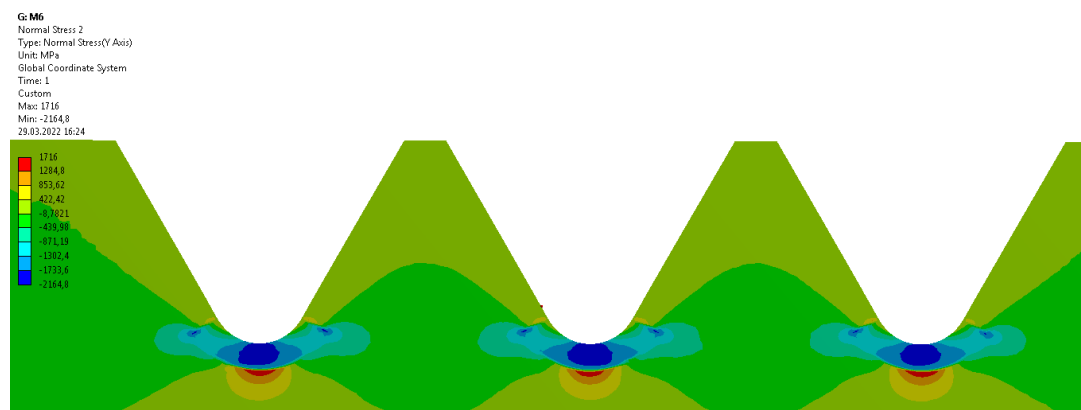


Рисунок 2.17 – Распределение осевых напряжений без учёта остаточных напряжений на профиле резьбы М6

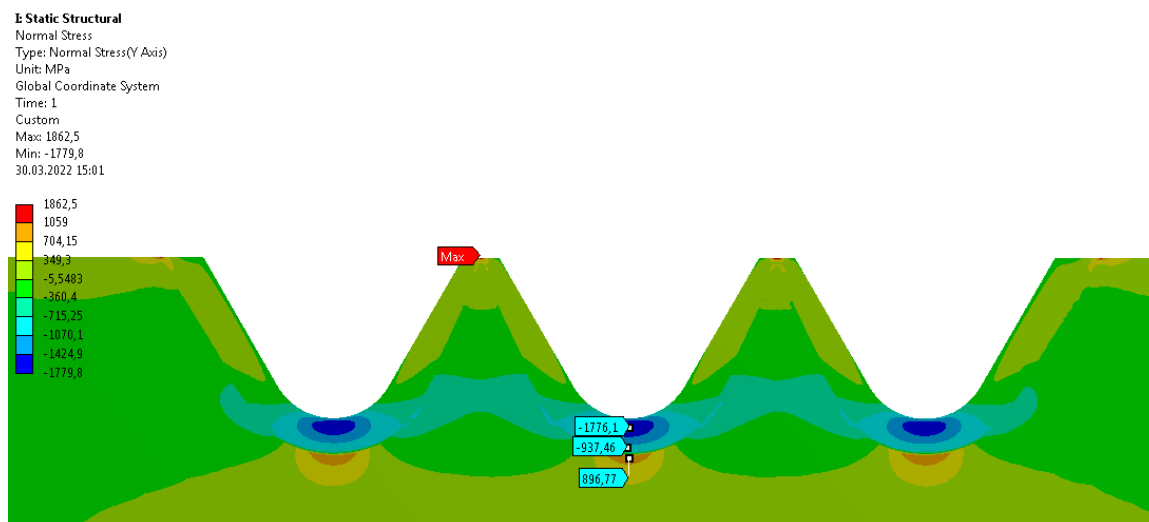


Рисунок 2.18 – Распределение осевых напряжений с учётом остаточных напряжений на профиле резьбы М8

I: Static Structural
Normal Stress
Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
Custom
Max: 1059,7
Min: -1644,5
30.03.2022 14:58

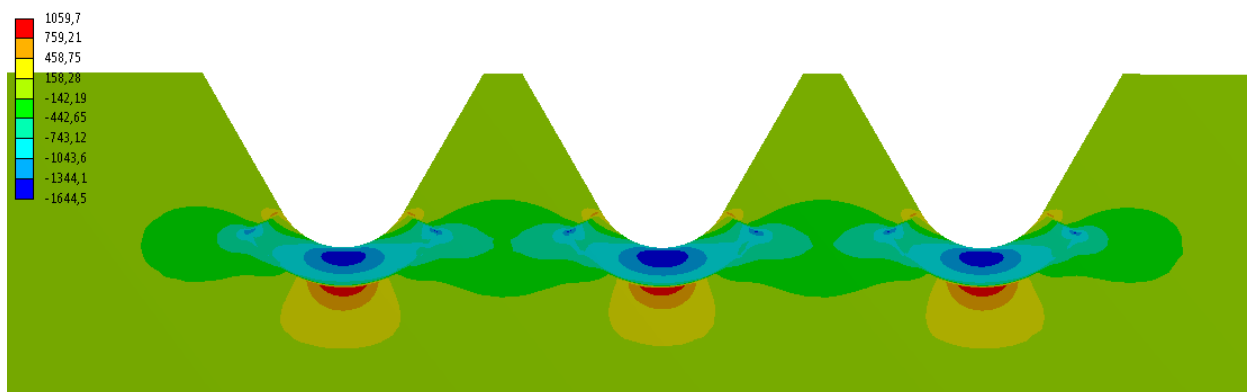


Рисунок 2.19 – Распределение осевых напряжений без учёта остаточных напряжений на профиле резьбы М8

Из рисунков 2.16 – 2.19 можно видеть, что характер распределения осевых напряжений во впадинах резьбы практически не зависит от наличия остаточных напряжений на профиле резьбы. Весовой вклад упрочнения боковой поверхности резьбы по результатам исследования составляет не более 11%. Распределение осевых напряжений по глубине детали в зоне впадин для резьб болтов М6 и М8 с учётом влияния остаточных напряжений на боковых поверхностях резьбы и без него показано на рисунках 2.20, 2.21. Похожие результаты влияния зоны упрочнения вблизи концентратора были получены в [84] при исследовании деталей с галтельными переходами.

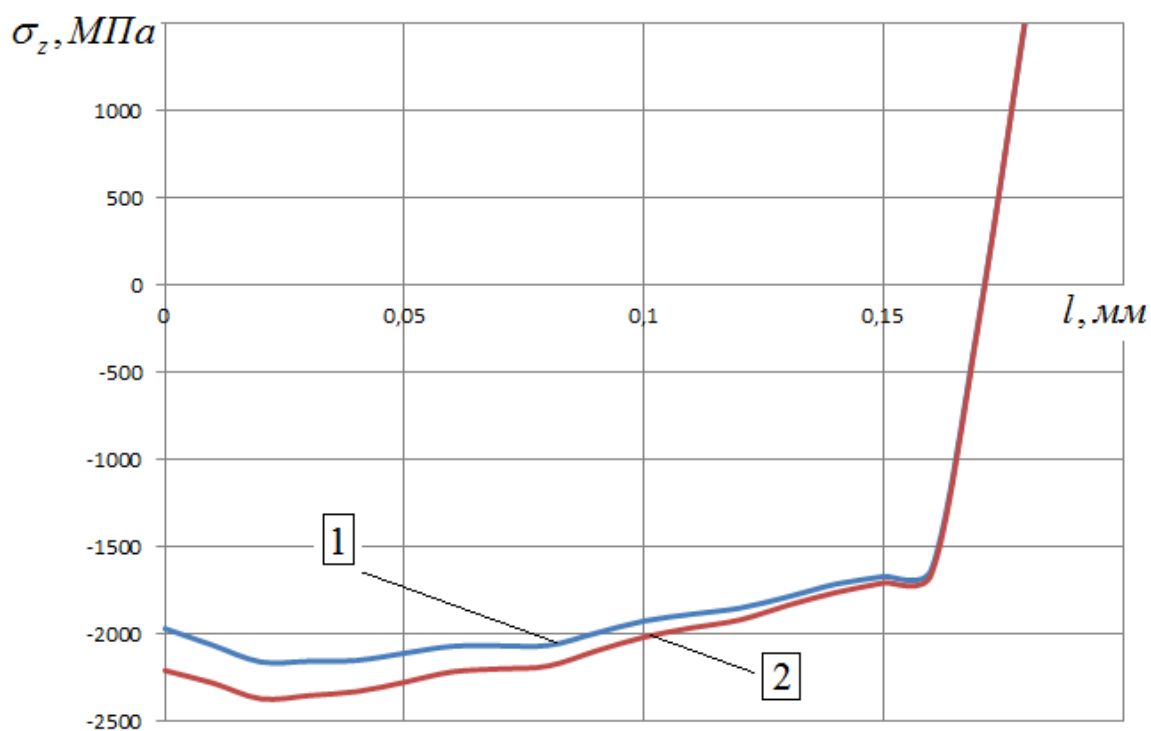


Рисунок 2.20 – Распределение осевых остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя в зоне впадин резьбы болта М6 (1 – без учета профиля, 2 – с учетом профиля)

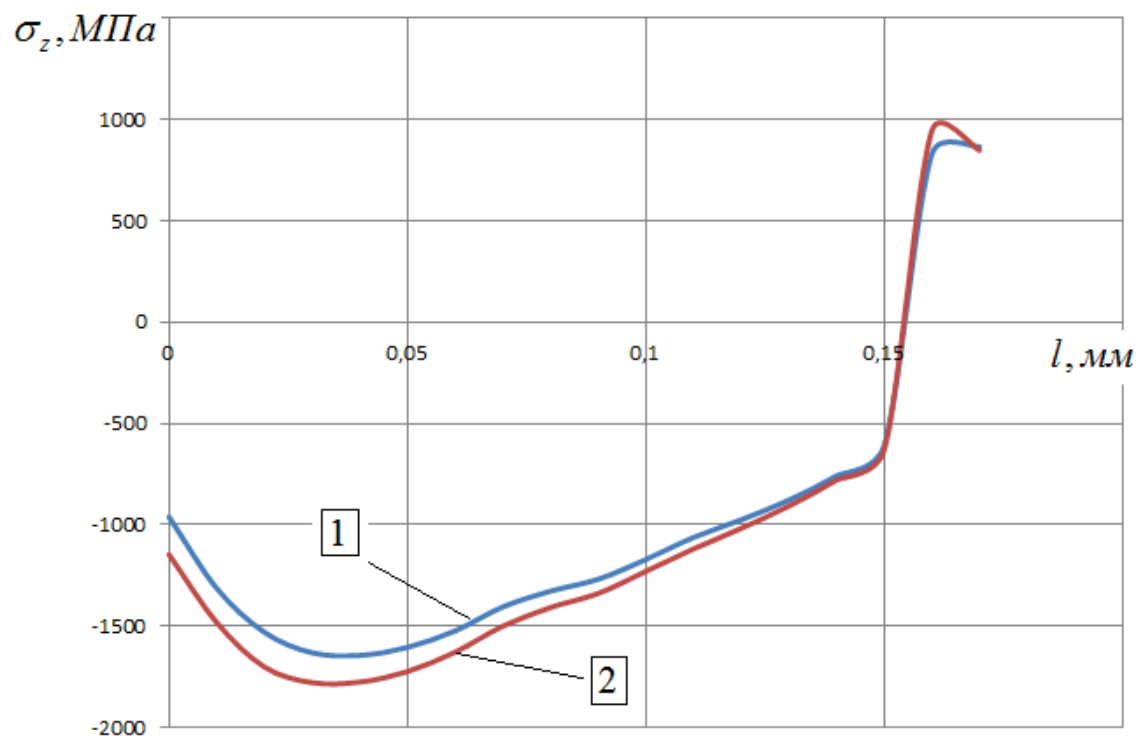


Рисунок 2.21 – Распределение осевых остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя в зоне впадин резьбы болта М8 (1 – без учета профиля, 2 – с учетом профиля)

Из рисунков 2.20 и 2.21 можно видеть, что остаточные напряжения на боковых поверхностях профиля резьбы оказывают несущественное влияние на распределение осевых напряжений в зоне впадины резьбовой детали. Их доля составляет не более 11%.

Таким образом, для дальнейшего расчёта достаточно задавать остаточные напряжения только лишь во впадине.

Поскольку резьбовая деталь не является гладким цилиндрическим образцом из-за наличия концентраторов напряжений, то с помощью рассматриваемого метода получить заданное распределение остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя возможно с использованием метода последовательных приближений.

При моделировании эквивалентных температур эпюру остаточных напряжений можно представить в виде функции следующего вида [26]:

$$\sigma_z(r) = a_0 + a_1 r + a_2 r^2 + a_3 r^3 + a_4 r^4 + a_n r^n, \quad (2.12)$$

где r – координата текущей точки поверхностного слоя резьбовой детали в локальной системе координат, центр которой совпадает с центром дуги, образующей впадину резьбы (в нашей конечно-элементной модели это локальные системы координат CiSYS_1, ..., CiSYS_3, показанные на рисунке 2.22), $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_n$ — коэффициенты при многочлене.

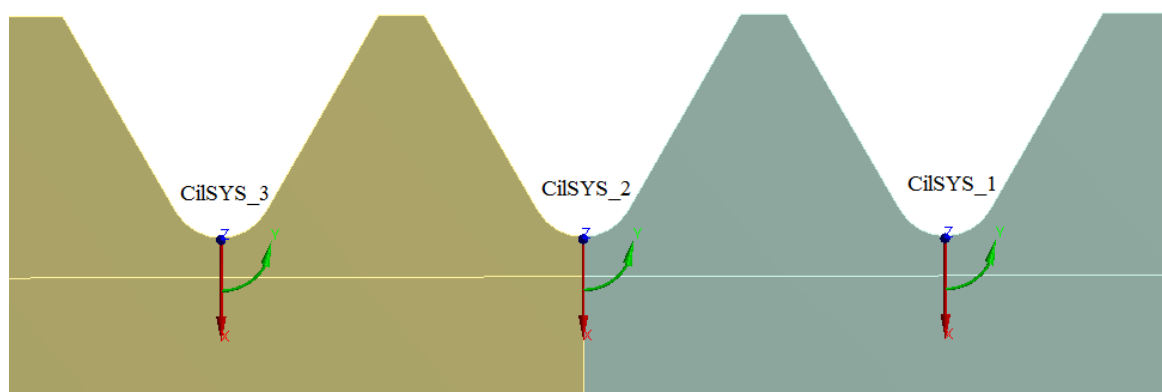


Рисунок 2.22 – Локальные системы координат CiSYS_1, ..., CiSYS_3

Высокая степень многочлена обусловлена сложным характером распределения остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя детали.

Коэффициенты при членах многочлена определяли с использованием программного пакета Microsoft Excel, построив по экспериментально полученной эпюре остаточных напряжений аппроксимирующую кривую. Уравнение данной кривой, по сути, является уравнением (2.12) с соответствующими коэффициентами при многочлене a_0, \dots, a_n .

По уравнению (2.12) вычисляли соответствующее значение σ_z , а затем моделировали значение ΔT в виде температурной нагрузки.

После моделирования температурных нагрузок в ANSYS рассчитывали напряжённо-деформированное состояние детали, и определяли соответствующее распределение остаточных напряжений во впадине резьбы по узлам. Графики изменения значений остаточных напряжений в этих узлах по результатам моделирования в ANSYS обозначаются как $\sigma_z^{расч}$.

Для сравнения с экспериментальными данными для каждого узла подставляли его координату r в уравнение (2.12) и получали экспериментальное значение остаточных напряжений в данной точке сечения. Строго говоря, получаемое значение является расчётно-экспериментальным, поскольку вычисляется с помощью уравнения (2.12), полученного на основе аппроксимации экспериментальных данных.

Далее для каждого узла вычислили невязку в виде разницы между экспериментально полученными значениями и значениями остаточных напряжений, полученных по результатам моделирования:

$$\Delta\sigma_z = \sigma_z - \sigma_z^{расч}. \quad (2.13)$$

В случае превышения значения невязки $\Delta\sigma_z$ более чем на 3,0%, выполняли следующую итерацию моделирования остаточных напряжений.

Для этого каждое значение осевых остаточных напряжений $\sigma_{zi}^{расч}$, полученных в предыдущей итерации, увеличивали на величину невязки $\Delta\sigma_z$, и по

полученным значениям $(\sigma_{zi}^{расч} + \Delta\sigma_z)$ строили новую аппроксимирующую кривую. Данная кривая также соответствует уравнению (2.12) с новыми коэффициентами при многочлене a_0, \dots, a_n .

Итерации повторяли до тех пор, пока невязки $\Delta\sigma_z$ не достигали допустимых величин.

Экспериментальную эпюру остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя болта М6 из сплава ВТ16 [37] (рисунок 2.14, кривая 1) аппроксимировали с помощью формул (2.12, 2.13), выполняя несколько итераций рисунок 2.23.

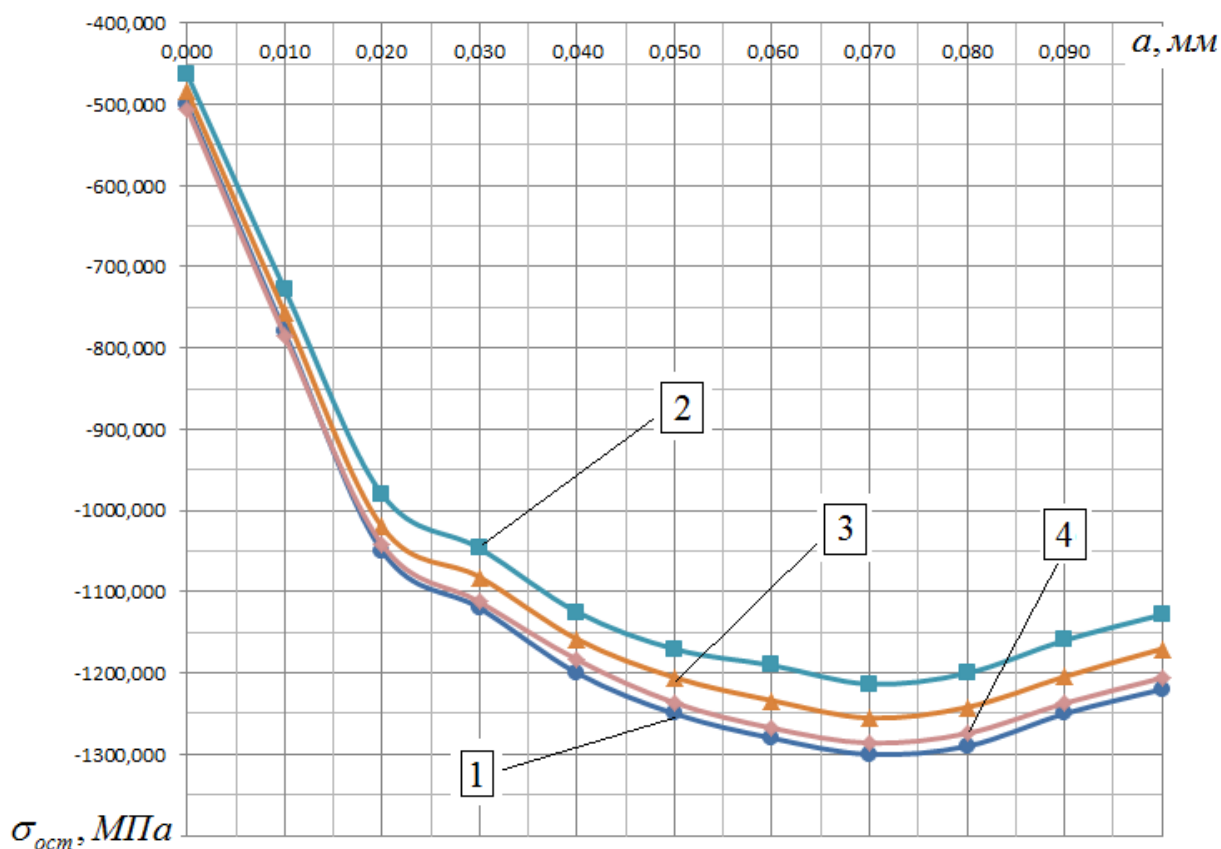


Рисунок 2.23 – Экспериментальная и расчётные эпюры распределения остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя болта М6 из сплава ВТ16 (1 – эксперимент, 2 – первая итерация, 3 – вторая итерация, 4 – третья итерация)

Можно видеть, что максимальное расхождение расчетной эпюры с экспериментальной составляет не более 2,5%. Этот результат был достигнут после третьей итерации.

На рисунке 2.24 представлено НДС болта М6 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями без внешних нагрузок, полученное на третьей итерации.

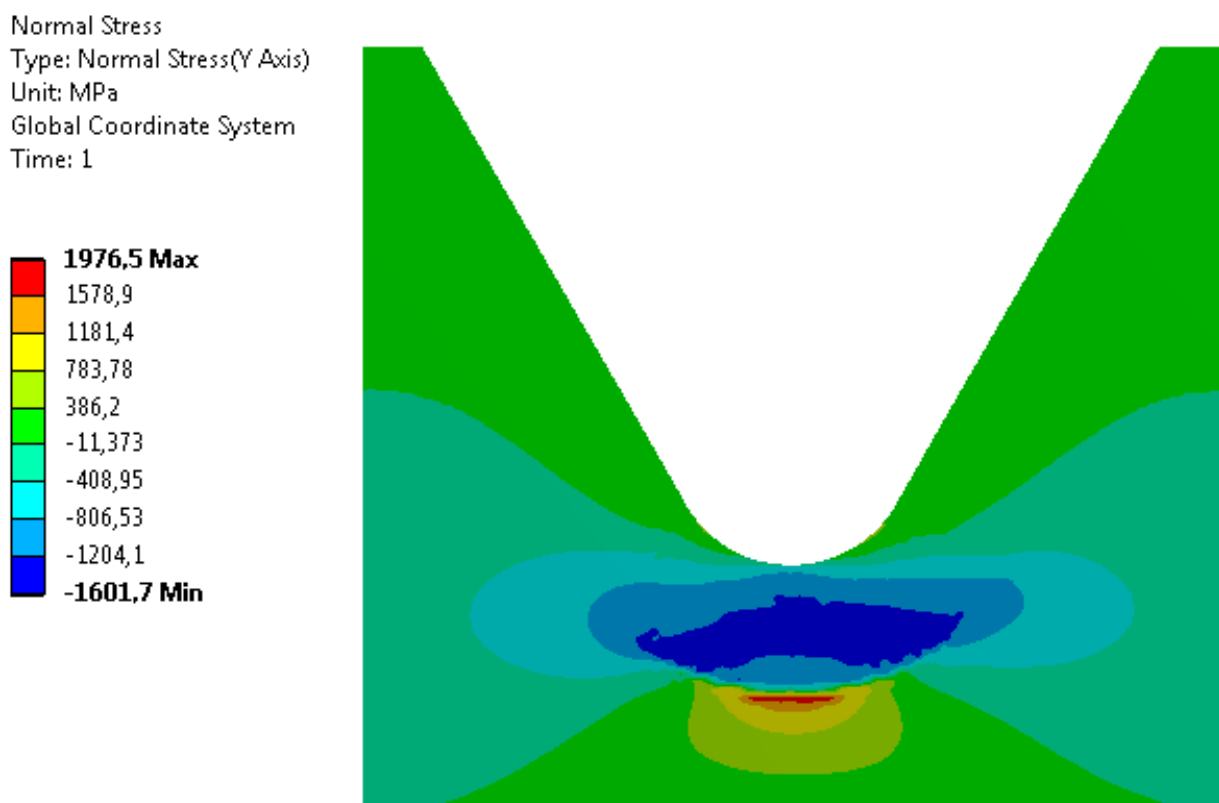


Рисунок 2.24 - НДС болта М6 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями без внешних нагрузок, полученное на третьей итерации, МПа

На рисунке 2.24 видно, что минимальные напряжения превышают значения, полученные из эксперимента (рисунок 2.23 кривая 1). Для этого необходимо следующая итерация по определению величины перепада температуры ΔT .

2.6 Моделирование роста трещины усталости

Расчёты, связанные с моделированием напряжённо-деформированного состояния резьбовой детали, и вычисления соответствующих значений КИН K_I , выполняли для различных длин трещин от минимальной l_{\min} до максимальной l_{\max} . Стоит обратить внимание, что здесь речь идёт не о начальной l_0 и критической $t_{кр}$ длинах трещины, а о трещинах, моделируемых в расчётной модели.

После выполнения расчёта для текущей длины трещины, ее длину увеличивали для последующих шагов нагружения путём перемещения узла **Top crack** на величину 0,01 мм (см. рисунок 2.9) Таким образом, происходил постепенный рост усталостной трещины.

Расчёт значений КИН K_I в программном комплексе ANSYS вычисляли по нескольким контурам интегрирования.

Усталостная трещина задавалась командой Pre-Meshed Crack, основанной на ранее сгенерированной сетке с использованием узла на основе Named Selection для анализа фронтов трещин.

Для определения достоверности полученных результатов КИН K_I с использованием команды Pre-Meshed Crack проводился расчёт на гладком (без концентратора напряжений) стальном цилиндрическом образце диаметром $D = 25$ мм с кольцевой трещиной (рисунок 2.25) и полученные значения КИН K_I сравнивались с аналитическим решение [52].

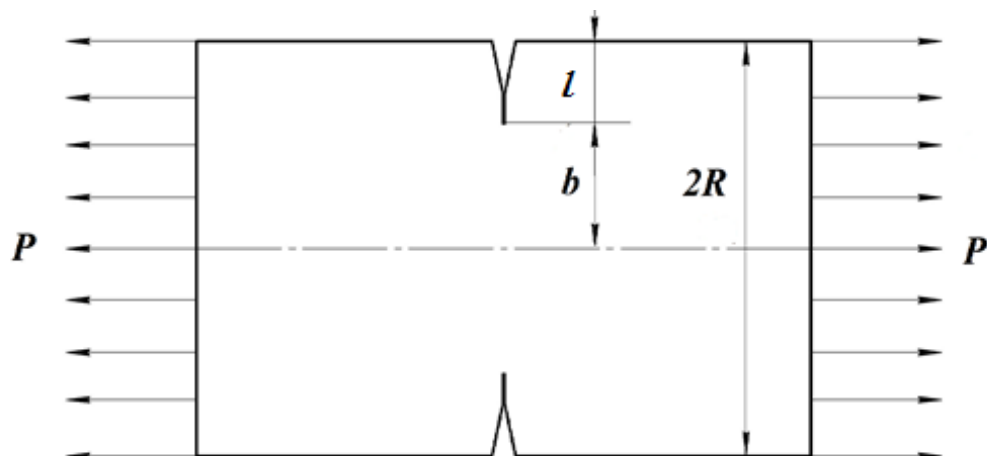


Рисунок 2.25 – Гладкий цилиндрический образец $D=25$ мм с кольцевой трещиной

(l – глубина трещины; b – расстояние от оси цилиндра до вершины трещины; $R = D/2$ – радиус цилиндра; P – суммарная нормальная растягивающая сила)

Расчётная модель представляла собой половину детали. Закрепление проводилась на свободном торце детали. На правом торце задавалась внешняя нагрузка в виде растягивающих напряжений $\sigma = 300$ МПа.

Величина КИН K_I определялась зависимостью, согласно (2.14) [52]:

$$K_I = \frac{P}{\pi b^2} \sqrt{\pi t} F_I(\alpha), \quad (2.14)$$

где $F_I(\alpha) = 0,5(1 + 0,5\alpha + 0,375\alpha^2 - 0,363\alpha^3 + 0,731\alpha^4) \sqrt{1-\alpha}$; $\alpha = \frac{b}{R}$.

Формула 2.14 позволяет вычислить КИН K_I в образцах с трещиной, глубина l которой превышает значение 1,0 мм. «Поэтому с целью сравнения численного и аналитического решений для гладкого образца диаметром $D=25$ мм выполнены расчёты в среде программного продукта ANSYS. По результатам расчёта была получена зависимость K_I от глубины трещины в интервале от 1,0 до 2,0 мм» [85].

Результаты вычисления и численного моделирования КИН K_I при увеличении глубины трещины l приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты вычисления K_I аналитическим и численным методами

Глубина трещины l , мм	Результаты определения K_I , МПа $\sqrt{\text{мм}}$		Расхождение, %
	по формуле (2.14)	методом конечных элементов	
1	39,2	40,12	2,34
1,2	187,16	181,25	3,15
1,4	264,51	259,21	2,00
1,6	325,46	319,95	1,69
1,8	438,37	431,18	1,64
2,0	508,36	501,73	1,30

По результатам аналитического и численного расчётов (таблица 2) были построены графики изменения K_I от глубины трещины l , представленные на рисунке 2.26.

«Результаты проведённого исследования показали достаточно высокую сходимость результатов численного и аналитического решений задачи по трещине в гладком цилиндрическом образце. При этом расхождение результатов двух решений не превышает 1,6 %» [85].

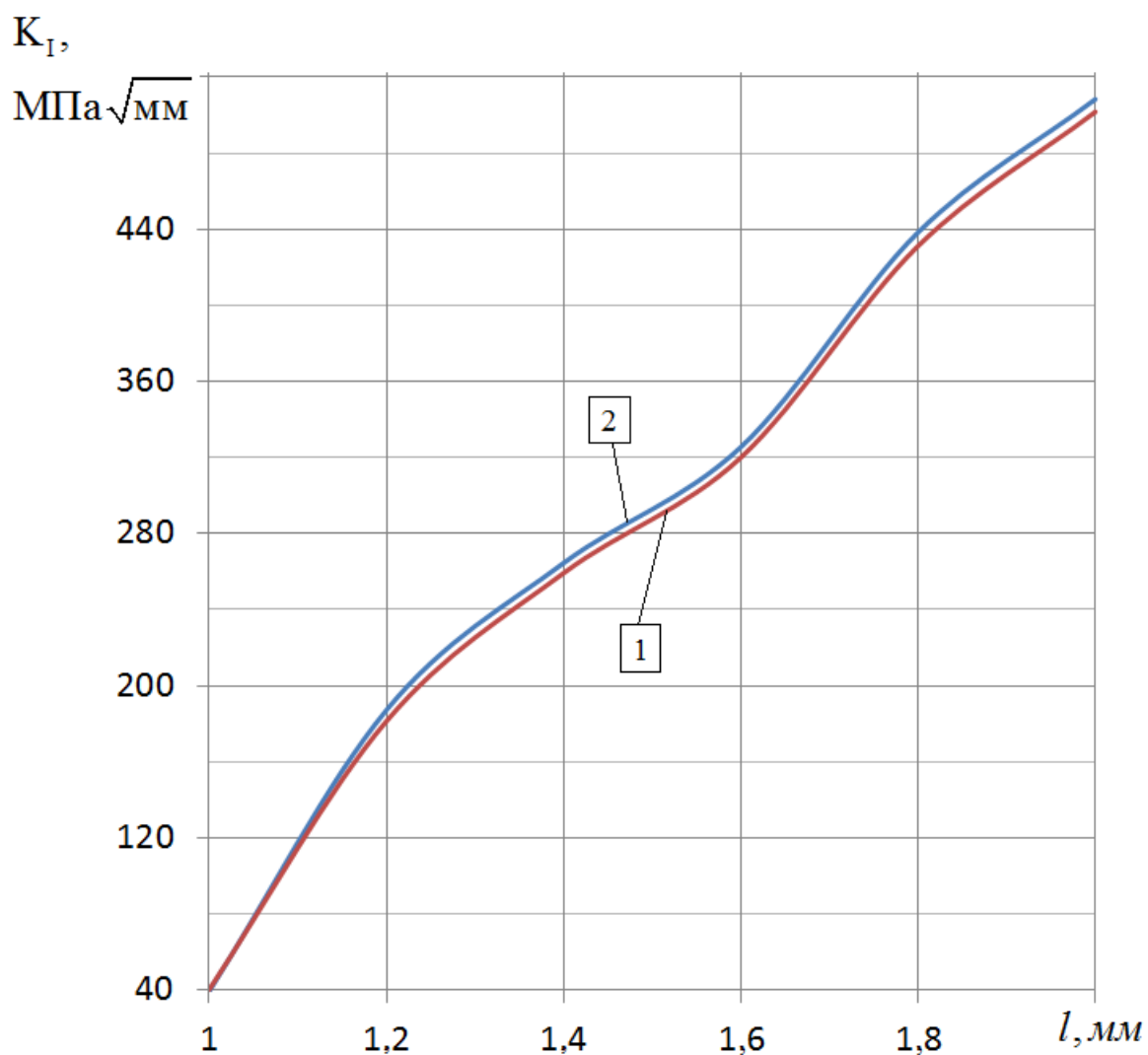


Рисунок 2.26 – Изменение коэффициента интенсивности напряжений K_I при увеличении глубины трещины в гладких пластинах: 1 – решение методом конечных элементов; 2 – решение методом объёмных сил

Из графиков, представленных на рисунке 2.26 видно, что значения КИН K_I , посчитанные в программе ANSYS с использованием команды Pre-Meshed Crack (кривая 2) и с помощью аналитического решения (кривая 1) [52] имеют хорошее совпадение.

2.7 Определение J -интеграла

Команда `Pre-Meshed Crack` вычисляет J -интеграл, который измеряет величину сингулярных напряжений и деформаций около вершины трещины, а затем пересчитывает их и вычисляет величину КИН K_I .

Для теоретической и экспериментальной оценки стойкости конструкций, имеющих дефекты внедрение энергетического инвариантного J -интеграла в критериях механики разрушения представляется наиболее многообещающим [55].

В случае с трещинами в трехмерных телах, для решения проблемы эффективного использования J -интеграла, можно применить метод интегрирования по площади, который описан в литературе [5, 51, 55, 71, 77].

Метод роста виртуальной трещины был признан эффективным способом вычисления интеграла энергии, который впервые был описан в работах Parks D. M. [107] и Hellen T.K. [106] для линейно-упругих материалов. Позже он был обобщен на случай нелинейно-упругих материалов в работе [116]. Оба подхода основаны на методе конечных элементов. Фундаментальное соотношение метода роста виртуальной трещины, полученное в [113], напоминает по форме интегральное уравнение энергии, которое было введено Г. П. Черепановым [103] и Дж. Р. Райсом [119]. Тем не менее, диапазон применения метода роста виртуальной трещины ограничен в сравнении с традиционным методом интегрирования энергии по малым контурам, окружающим вершину трещины.

Г.П. Никишков [112, 116] сделал важный шаг в области интегрирования энергии, введя метод, не опирающийся на понятие роста виртуальной трещины. Этот метод, известный как метод интегрирования по площади, математически эквивалентен вычислению интегралов энергии по малым контурам.

Для вычисления энергетического интеграла в двумерном случае удобнее применять метод интегрирования по области, который можно проиллюстрировать на примере любого контура с щелевым надрезом. Если в контуре отсутствуют

объёмные силы и нагрузки на берегах трещины (рисунок 2.27), то основное выражение для компонент J -интеграла можно записать в следующем виде:

$$J_k = \lim_{\Gamma \rightarrow 0} \oint_{\Gamma} (W n_k - \sigma_{ij} n_i u_{j,k}) ds, \quad (2.15)$$

где под W понимается плотность работы напряжений на механической части деформаций; n_j – компоненты единичного вектора нормали к малому контуру Γ , охватывающему вершину трещины; u_j и σ_{ij} – соответственно декартовы компоненты вектора перемещений и тензора напряжений. Запятая перед индексом здесь обозначает дифференцирование по координате, именуемой этим индексом.

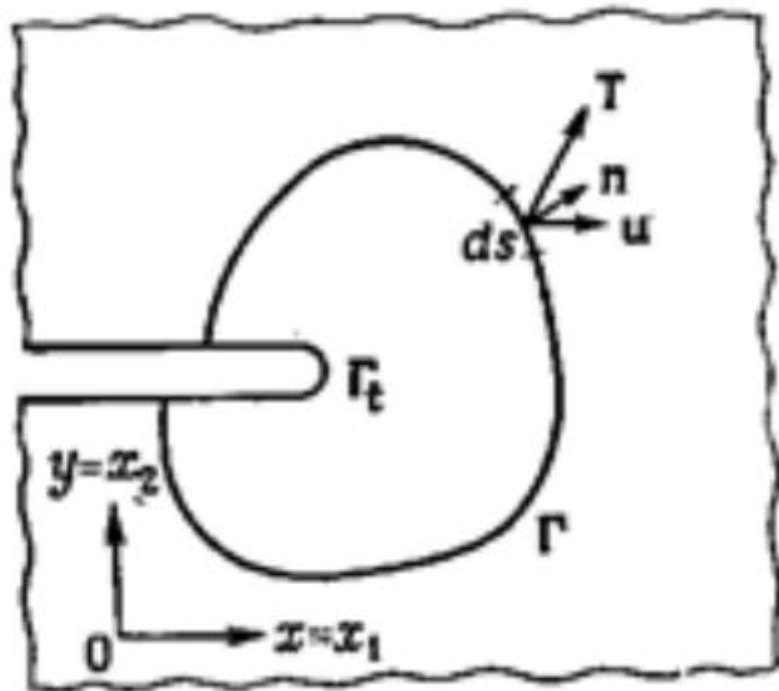


Рисунок 2.27 – Щелевой надрез и произвольный контур, охватывающий его вершину в отсутствии объёмных сил и нагрузок на берегах трещины

Если в деформационной теории пластичности отсутствуют термическая деформация, объёмные силы и нагружение поверхности трещины, то интеграл (2.15) не зависит от выбранной траектории. В таком случае значение интеграла не меняется при сжатии контура до вершины трещины, без учета выбранной

операции пределов. Это свойство было установлено Г. П. Черепановым и Дж. Р. Райсом в соответствующих работах [103] и [119.]

В отсутствие температурных деформаций, объёмных сил и сил на поверхностях трещины величина J -интеграла вычисляется по следующей формуле:

$$J_k = \int_A (\sigma_{ij} u_{j,k} - W \delta_{ik}) q_{,i} dA. \quad (2.16)$$

При наличии температурных деформаций, объёмных сил и/или нагрузок на поверхностях трещины область интегрирования A должна включать зону вершины трещины, то есть $\Gamma \rightarrow 0$.

Плотность работы напряжений на механической части деформаций вычисляется согласно зависимости

$$W(\varepsilon) = \int_0^\varepsilon \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij} \quad (2.17)$$

Зависимость между J -интегралом и КИН:

$$J = \left[\frac{1 - \mu^2}{E} \right] K_I^2, \quad (2.18)$$

где μ - коэффициент Пуансона [13].

2.8 Определение зависимости КИН в вершине трещины при различной длине трещины

Для прогнозирования предела выносливости упрочнённой резьбовой детали после упрочнения поверхностным пластическим деформированием необходимо определить, на какой глубине усталостной трещины l проводить исследования.

Для этого был проведён расчёт НДС и КИН K_I для различных значений длин трещины.

Расчёт выполняли следующим образом:

1) в геометрии создавали трещину равную величине начального размера l_0 (0,05 мм); до максимального l_{\max} (от 0,05 до 0,2 мм соответственно);

2) к расчётной модели прикладывали граничные условия согласно рисунку 2.9 (запрет на осевое перемещение, распределение максимальных и минимальных растягивающих напряжений, контакт на берегах трещины и эквивалентную температурную нагрузку, равную остаточным напряжениям);

3) проводили расчёт, по результатам которого в модуле ANSYS Postprocessor определяли значения КИН K_{\min} и K_{\max} , соответствующие минимальным σ_{\min} и максимальным номинальным растягивающим напряжениям σ_{\max} соответственно;

4) затем перестраивали трещину путём геометрического перемещения узла **Top crack** в модуле SpaceClaim на величину 0,01 мм;

5) для следующего значения длины трещины l повторяли последовательность действий, начиная с п. 2; .

6) по полученным значениям КИН K_{\min} и K_{\max} для каждой глубины трещины l строили зависимость КИН K_l от длины трещины l .

Получена зависимость КИН K_l от глубины трещины l для болта М6 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы представлена на рисунке 2.28.

Из графиков, представленных на рисунке 2.28 можно видеть, что при глубине трещины $l \leq 0,16$ мм величина размаха КИН ΔK находится ниже порога страгивания трещины K_{th} (таблица 1), соответственно рост усталостной трещины не происходит. Трещина становится нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 77, 88].

Полученная величина соответствует критической глубине трещины усталости $t_{кр}$. Зависимость для $t_{кр}$ (2.1) была предложена на основе большого числа экспериментальных данных в [37, 59].

Критическая глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] в соответствии с формулой 2.1 составляет 0,103 мм, что хорошо согласуется с результатами расчёта.

Из рисунка 2.28 следует, что на начальном этапе развития трещины концентрация сжимающих остаточных напряжений опережает концентрацию растягивающих напряжений, и это приводит к снижению КИН K_I .

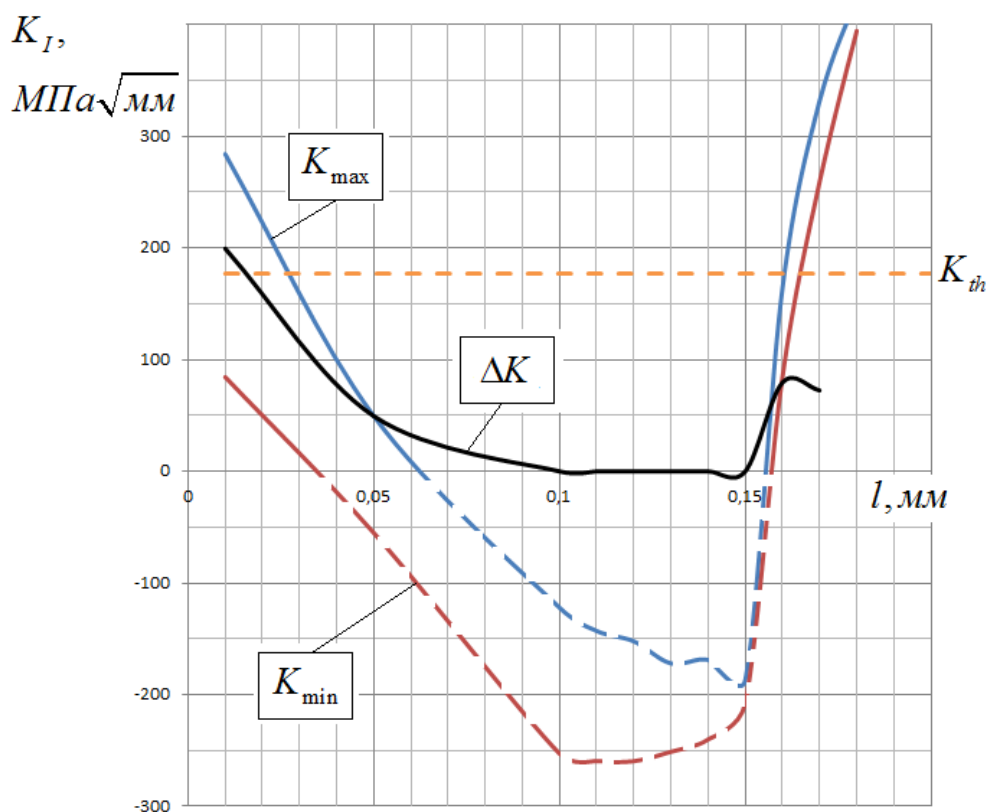


Рисунок 2.28 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болта М6 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы

Следует отметить, что остаточные напряжения в поверхностном слое, являющиеся сжимающими, в несколько раз превышают номинальные растягивающие напряжения. С постепенным увеличением трещины и удалением ее вершины от поверхностного слоя со сжимающими напряжениями, внешние растягивающие напряжения начинают играть главную роль, что приводит к росту КИН K_I и, следовательно, к росту размаха КИН ΔK .

2.9 Расчёт КИН в вершине трещины от максимальных напряжений цикла

Для построения зависимости $K_I = f(\sigma_{\max})$ необходимо вычислить значения КИН K_I на критической глубине нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, изменяющегося от минимального σ_{\min} до максимального значения номинального растягивающего напряжения σ_{\max} .

Для автоматизации этого процесса в ANSYS удобно воспользоваться параметризацией.

После того, как модель зафиксирована в пространстве и заданы эквивалентные температурные нагрузки, моделирующие остаточные напряжения, запускается цикл, в котором:

- задаются параметры трещины;
- задаются граничные условия **LOAD, DISP**;
- определяются контакт на берегах трещины;
- запускается внутренний цикл, в котором происходит вычисление напряжённо деформированного состояния, а также коэффициента интенсивности напряжений от минимального σ_{\min} до максимального σ_{\max} значений номинального растягивающего напряжения.

В результате формируется массив данных, в котором содержатся значения напряжений цикла и соответствующие им значения КИН K_I .

Влияние сжимающих остаточных напряжений на характер раскрытия усталостной трещины по результатам расчётов зависимости КИН от максимального напряжения цикла $K_I = f(\sigma_{\max})$ представлено на рисунке 2.29 для неупрочнённых (кривая 1) и упрочнённых (кривая 2) болтов М6 из сплава ВТ16.

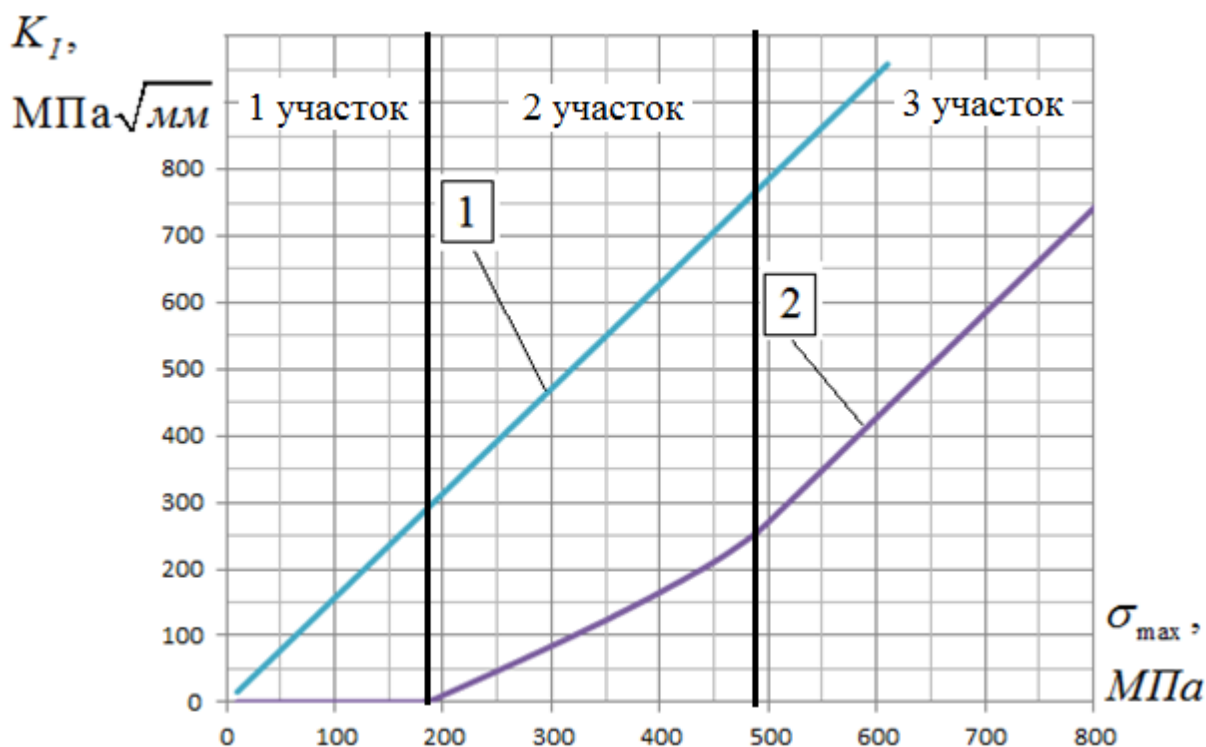


Рисунок 2.29 –Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от максимального напряжения для резбовых образцов М6 из сплава ВТ16 без упрочнения и после упрочнения

Из графика на рисунке 2.29 можно видеть, что зависимость $K_I = f(\sigma_{max})$ для неупрочнённой резьбы (кривая 1) является наклонной прямой. Для упрочнённых деталей данная функция является ломаной линией, состоящей из трёх участков (кривая 2).

Характер зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ упрочнённой резбовой детали (кривая 2) позволяет разделить на три участка. Первый участок характеризуется нулевым значением КИН K_I - это соответствует состоянию, когда берега трещины полностью прижаты друг к другу, под действие остаточных напряжений. Второй участок описывает состояние, когда трещина раскрывается изнутри, но при этом берега трещины остаются сомкнутыми, поскольку величина остаточных напряжений выше внешних нагрузок. На этом участке происходит накопление энергии для дальнейшего роста трещины. Третий участок представляет собой наклонную прямую, которая проходит параллельно

наклонной прямой неупрочнённого образца и описывает поведение полностью раскрытой трещины. Переход от второго участка к третьему происходит в точке, которая характеризуется максимальным напряжением σ_{\max} .

Как было установлено, предел выносливости упрочненных резьбовых деталей достаточно точно соответствует максимальному напряжению цикла для точки перехода второго участка в третий [83].

В методике используются положения линейной механики разрушения, благодаря которой можно определить критический размер трещин, при котором произойдет хрупкое разрушение, а также оценить уровень разрушающих напряжений при данной величине дефекта. Для расчёта трещины были рассмотрены два параметра: силовой (КИН) и энергетический (J -интеграл).

Силовым критерием прочности является хрупкое и близкое к хрупкому разрушение материалов с трещинами, если номинальное напряжение разрушения не превышает примерно $0,6\sigma_t$ – предела текучести материала и деформация перед разрушением носит характер упругой или, в небольшой зоне, пластической у вершины трещины. Силовые критерии прочности позволяют определить предельную несущую способность образцов с трещиной при определенных условиях и по свойствам, полученным при испытаниях образцов [69, 98].

Энергетический критерий разрушения тел с трещинами представляет собой интегральные характеристики разрушения и не всегда является достаточным условием разрушения. Перед разрушением, если вблизи вершины трещины имеется значительная зона пластичности, не только должны быть равны упругая энергия и энергия разрушения, но и должны быть удовлетворены дополнительные местные критерии разрушения (например, местная критическая деформация). Более того, энергетические характеристики необходимо пересчитывать в силовые, что не всегда возможно [69, 98].

Расчёт показал, что график зависимости КИН от максимальных напряжений имеет линейный характер (рисунок 2.29), а зависимость J -интеграла от максимальных напряжений – квадратичный характер (рисунок 2.30).

Минимальная точка квадратичной функции, которой описывается зависимость J -интеграла от максимального напряжения, соответствует пределу выносливости упрочнённой резьбовой детали.

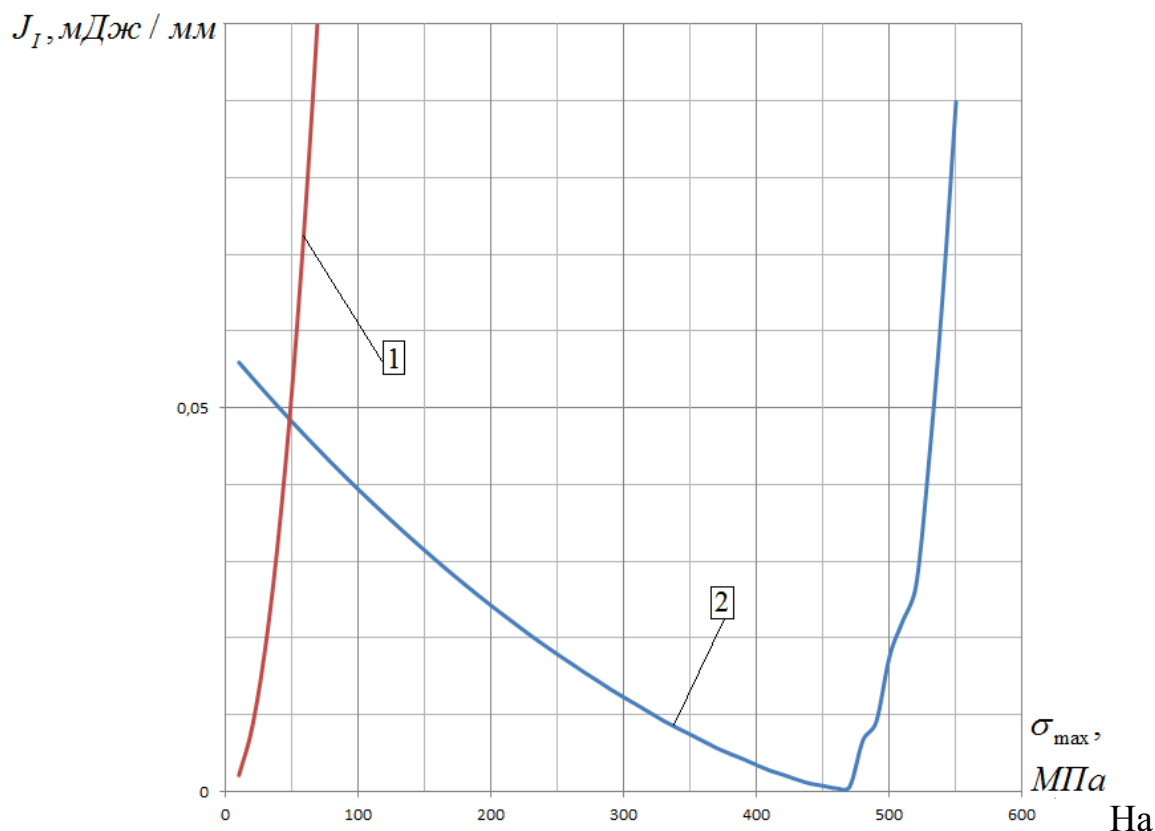


Рисунок 2.30 - Зависимость J -интеграла от максимального напряжения для резьбовых деталей М6 из сплава ВТ16 без упрочнения (1) и после упрочнения (2)

Для использования зависимостей полученных на рисунке 2.30 необходимо использовать полиномы высокого порядка, для описания поведения трещины, а также нельзя увидеть какой участок соответствует состоянию, нераскрывающейся трещины усталости.

На сегодняшний день существует большое количество экспериментальных данных с параметром КИН K_I , характеризующим порог страгивания трещины K_{th} , а также критическим значением КИН при циклическом нагружении K_{Ic} . Квадратичный характер зависимости J -интеграла от максимальных напряжений не позволяет выявить характерные участки поведения усталостной трещины.

Поэтому для определения точки окончательного раскрытия трещины использовали величину КИН K_I .

2.10 Прогнозирование предела выносливости и приращения предельных амплитуд цикла расчётно-экспериментальным методом

При прогнозировании предела выносливости научный и практический интерес представляет зависимость КИН от наибольшего напряжения цикла на критической глубине нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$.

Для прогнозирования предела выносливости при асимметричном цикле нагружения необходимо на графике $K_I = f(\sigma_{max})$ (рисунок 2.31 кривая 2) нанести вертикальную прямую, соответствующую среднему напряжению цикла σ_m . Затем необходимо нанести вторую вертикальную прямую, соответствующую максимальному напряжению σ_{max}^{yup} в зоне окончательного раскрытия трещины [83]. Расстояние между двумя вертикальными прямыми представляет собой максимальную амплитуду σ_{Ra}^{yup} при соответствующем асимметричном цикле, зная которую, легко определить предел выносливости детали.

Согласно ОСТ 1 00152-74 база испытаний для определения максимальной амплитуды принималась равной 10^7 циклов нагружения. Среднее напряжение цикла σ_m задавалось в соответствии с нормами на затяжку резьбовых соединений в авиастроении как часть расчётно-разрушающего напряжения σ_{pp} , а именно $\sigma_m = 0,35\sigma_{pp}$.

При достижении средними напряжениями σ_m уровня максимальных напряжений σ_{max} и выше, амплитуда цикла σ_{Ra} будет величиной постоянной и равной величине в точке перегиба второго и третьего участков (рисунок 2.31) [13].

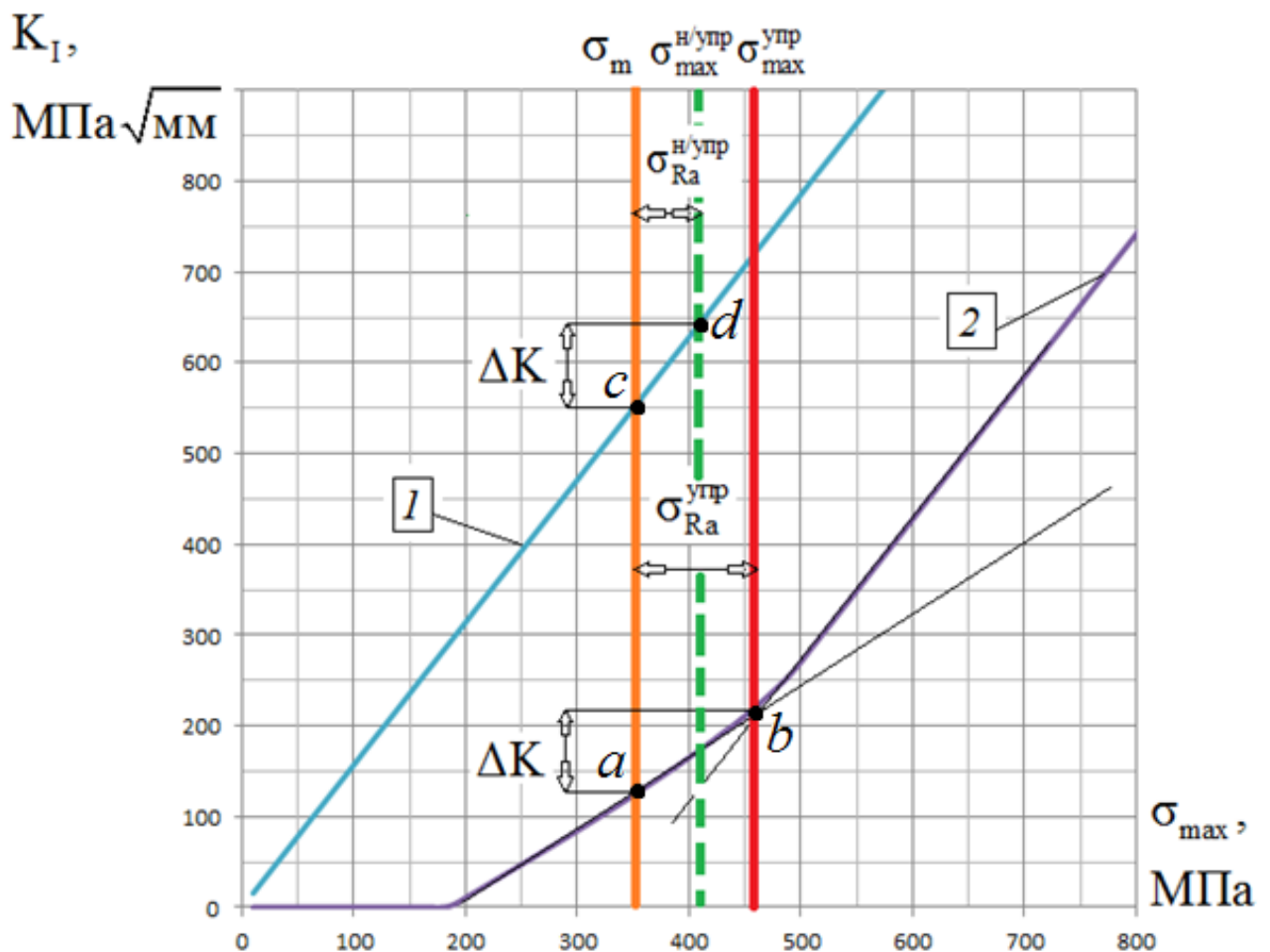


Рисунок 2.31 – Прогнозирование приращения предельных амплитуд цикла болтов с резьбой М6 из сплава ВТ16: (1 – неупрочнённый образец, 2 – упрочнённый образец)

Для установления связи между параметрами усталостной трещины и сопротивлением усталости с учётом сжимающих остаточных напряжений в области многоциклового усталости были рассмотрены результаты испытаний на усталость болтов М6 из титанового сплава ВТ16 с упрочнением и без упрочнения в зависимости от среднего напряжения цикла.

Половина всех болтов после накатывания подвергалась отжигу для снятия остаточных напряжений, наведенных при изготовлении резьбы. Резьба другой половины болтов накатывалась на предварительно отожженных заготовках.

Данные результаты в виде диаграммы предельных амплитуд цикла резьбовой детали (болтов) представлены на рисунке 2.32 [37].

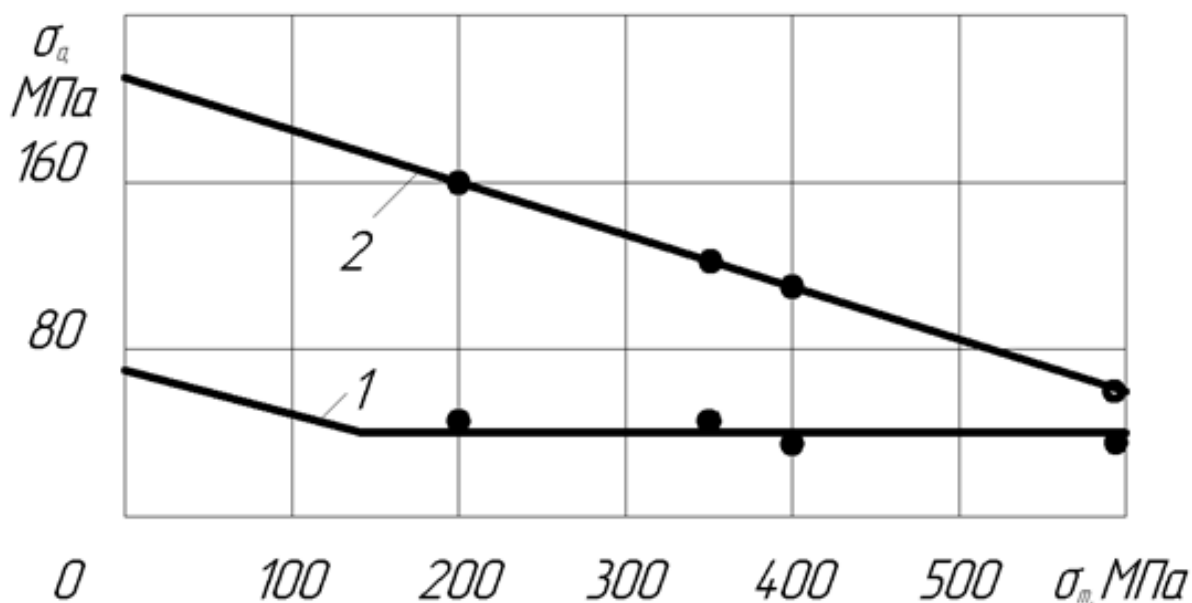


Рисунок 2.32 – Диаграмма предельных амплитуд цикла напряжений болтов М6 из сплава ВТ16 (накатанных до (1) и после (2) отжига)

По данным И.А. Биргера [13] «предельная амплитуда не зависит от среднего напряжения цикла при $\sigma_m \geq 0,5\sigma_t$ ». Это, очевидно, является характерным для неупрочнённых резьбовых деталей. Однако, исходя из диаграмм рисунка 2.32, для упрочнённых резьбовых деталей такая граница смещается вправо.

На основании данных рисунков 2.31 и 2.32 установлено, что граница, начиная с которой влияние сжимающих остаточных напряжений на предельную амплитуду отсутствует, совпадает с точкой перехода зависимости $K_t = f(\sigma_{\max})$ упрочнённого болта в прямую линию, параллельную зависимости неупрочнённого болта. В данной точке усталостная трещина начинает полностью раскрываться.

В таблице 3 представлены результаты экспериментальных [37] и расчётных значений максимальных амплитуд σ_{Ra}^{ymp} упрочнённого болта М6 из сплава ВТ16, вычисленных по разработанной методике, а также величина приращения предельных амплитуд цикла.

Таблица 3 – Результаты значений приращения предельных амплитуд цикла болта М6

Материал	Резьба	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа			$\sigma_{ост}$, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
			накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание			$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
				Эксперимент	Расчет				
ВТ16	М6	350	47	118	120	-1150	71	73	2,73

Результаты расчета предела выносливости σ_{max}^{ynp} , а также их сравнение с экспериментальными данными, представленными в таблице 3 показывают, что значение предельной амплитуды цикла для упрочнённых резьбовых деталей σ_{Ra}^{ynp} , рассчитанной с помощью разработанной методики, достаточно точно совпадает с результатами испытаний на многоцикловую усталость. Приращение предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ в расчётно-экспериментальном методе определяется с использованием данных, полученных из эксперимента [37], как разница амплитуд упроченной σ_{Ra}^{ynp} и неупроченной $\sigma_{Ra}^{n/ynp}$ резьбовой детали. Погрешность при этом составила менее 2,8%.

2.11 Прогнозирование приращения предельных амплитуд цикла расчётным методом

Возможен другой вариант определения приращения предельных амплитуд цикла, основанный на использовании полученных значений КИН K_I упрочнённого и неупрочнённого образца резьбовой детали.

Для вычисления приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ необходимо знать величину амплитуды неупрочнённой резьбовой детали. На основании данных рисунка 2.32 было установлено, что для определения величины максимальных напряжений цикла неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{max}^{n/ynp}$

необходимо знать величину размаха КИН ΔK половины цикла упрочнённой детали. Величина размаха КИН ΔK половины цикла определяется на графике как разница между точками a и b , которые являются точками пересечения кривой 2 со средними напряжениями цикла σ_m (точка a) и точкой, соответствующей максимальному напряжению цикла σ_{max}^{yup} (точка b).

Величина полного размаха КИН $2\Delta K$ упрочненного образца на критической глубине усталостной трещины близка к величине страгивания трещины K_{th} неупрочненной детали. Можно утверждать, что величина полного размаха КИН $2\Delta K$ является предельной величиной для неупрочненного образца, при которой роста трещины не происходит.

Величина полного размаха КИН $2\Delta K$ согласно рисунку 2.31 для упрочненной детали соответствует $190 \text{ МПа}\sqrt{\text{мм}}$, а величина страгивания трещины K_{th} неупрочненной детали согласно таблице 1 – $177,1 \text{ МПа}\sqrt{\text{мм}}$.

В качестве основы данного подхода использовалась линейная механика разрушения и, в частности, известное «уравнение Пэриса:

$$\frac{dl}{dN} = C \cdot (2\Delta K)^m, \quad (2.19)$$

где l — длина трещины;

N — число циклов нагружения;

$2\Delta K = K_{max} - K_{min}$ — размах коэффициента интенсивности напряжений (K_{max} и K_{min} — максимальное и минимальное значения коэффициента интенсивности напряжений за цикл нагружения соответственно);

C, m — коэффициенты уравнения Пэриса, являющиеся характеристиками материала» [75].

Для того, чтобы определить величину амплитуды неупрочнённой резьбовой детали σ_{Ra}^{yup} , необходимо полученную величину размаха половины цикла КИН ΔK перенести на кривую 1 в точку c , которая получается в результате пересечения наклонной 1, соответствующей неупрочнённому образцу с вертикальной прямой, соответствующей средним напряжениям цикла σ_m .

Величина максимальных напряжений цикла неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{max}^{н/упр}$ получается путем пересечения точки d с наклонной прямой 1.

Максимальная амплитуда неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ определяется как разница между максимальными напряжениями цикла $\sigma_{max}^{н/упр}$ и средними напряжениями σ_m .

В таблице 4 представлены результаты экспериментальных [37] и расчётных значений амплитуд цикла неупрочнённых болтов М6 из сплава ВТ16, вычисленных по разработанной методике.

Таблица 4 – Результаты значений амплитуд цикла неупрочнённых болтов М6

Материал	Резьба	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Погрешность, %
			накатывание+ отжиг (Эксперимент)	накатывание+ отжиг (Расчет)		
ВТ16	М6	350	47	52	-1150	10,64

Из данных таблицы 4 можно видеть, что значение амплитуды неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{Ra}^{н/упр}$, рассчитанное с помощью разработанной методики, достаточно точно совпадает с экспериментальным значением. Погрешность при этом составила менее 11,0%.

Для вычисления приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ по графику (рисунок 2.31) были определены все исходные данные для вычисления: максимальная амплитуда упрочнённой резьбовой детали $\sigma_{Ra}^{упр}$ согласно п. 2.10, а также максимальная амплитуда неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ согласно п. 2.11 (таблица 5).

Таблица 5 – Результаты значений приращения предела выносливости болтов М6

Материал	Резьба	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
			накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{оп}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{рас}$, МПа	
ВТ16	М6	350	52	120	-1150	71	68	4,41

Из данных таблицы 5 можно видеть, что значение приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$, рассчитанной с помощью разработанной методики, достаточно точно совпадает с экспериментальным значением. Погрешность при этом составила не более 4,5%.

Таким образом, предлагаемый расчётный метод позволяет прогнозировать приращение предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ резьбовой детали с приемлемой для многоциклового усталости точностью.

2.12 Выводы по второму разделу

1. Проведены исследования влияния остаточных напряжений на предел выносливости резьбовой детали при упрочнении только впадины резьбы, а также всего профиля резьбы, включающего впадину и боковую поверхность резьбы. Установлено, что основное влияние на предел выносливости резьбовой детали оказывают остаточные напряжения в наименьшем сечении концентратора, то есть, во впадине резьбы. Упрочнение профиля резьбы не оказывает существенного влияния на предел выносливости. Доля влияния упрочнения профиля резьбы составляет 11%.

2. Разработана методика моделирования остаточных напряжений в резьбовых деталях с использованием метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе ANSYS, а также методики прогнозирования

приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ резьбовых деталей с остаточными напряжениями на основе методов линейной механики разрушения – расчётно-экспериментальная методика и расчётная методика.

Апробация разработанной методики для болта М6 из титанового сплава ВТ16 осуществлялась на основании результатов определения зависимости КИН от максимальных напряжений цикла с использованием эпюры остаточных напряжений, экспериментально полученной другими авторами. Обоснована возможность применения подходов линейной механики разрушения для определения прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей.

3. Для использования предложенной методики необходимо иметь экспериментально полученное распределение остаточных напряжений во впадинах резьбы вычислить предсказать предел выносливости (максимальную амплитуду σ_{Ra}) в условиях многоциклового усталости, а также приращение предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочнённых резьбовых деталей в случае положительного асимметричного цикла нагрузки.

4. Показана возможность использования графиков $K_I = f(\sigma_{\max})$ на критической глубине усталостной трещины $t_{кр}$ упрочнённой и неупрочнённой резьбовых деталей, полученных расчётным путём, при определении амплитуды цикла неупрочнённой детали для прогнозирования приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочнённых резьбовых деталей.

3 РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЁТА И ИСПЫТАНИЙ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

В данном разделе приведены результаты исследования прогнозирования предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочненных методами поверхностного пластического деформирования резьбовых деталей с позиций линейной механики разрушения по разработанной ранее методике, описанной в разделе 2.

В разработанной методике учитывается вид упрочнения, тип концентратора напряжений, а также среднее напряжение цикла σ_m , вызванное усилием затяжки. Методика позволяет определить максимальные напряжения цикла упрочненной $\sigma_{max}^{упр}$ и неупрочнённой $\sigma_{max}^{н/упр}$ резьбовой детали, по имеющейся эпюре остаточных напряжений в зоне концентратора.

Результаты вычисления предела выносливости деталей с резьбой различного диаметра по разработанной методике сравнивались с экспериментальными исследованиями, опубликованными в [37].

Остаточные напряжения в деталях с резьбой М10 и выше определяли методом колец и полосок; для резьбовых деталей М6, М8 применяли метод удаления части поверхности впадин резьбы. Для проведения расчетов по разработанной методике использовали экспериментально полученные эпюры остаточных напряжений, вычисленные по толщине упрочнённого поверхностного слоя впадин резьбы, представленных в монографии [37].

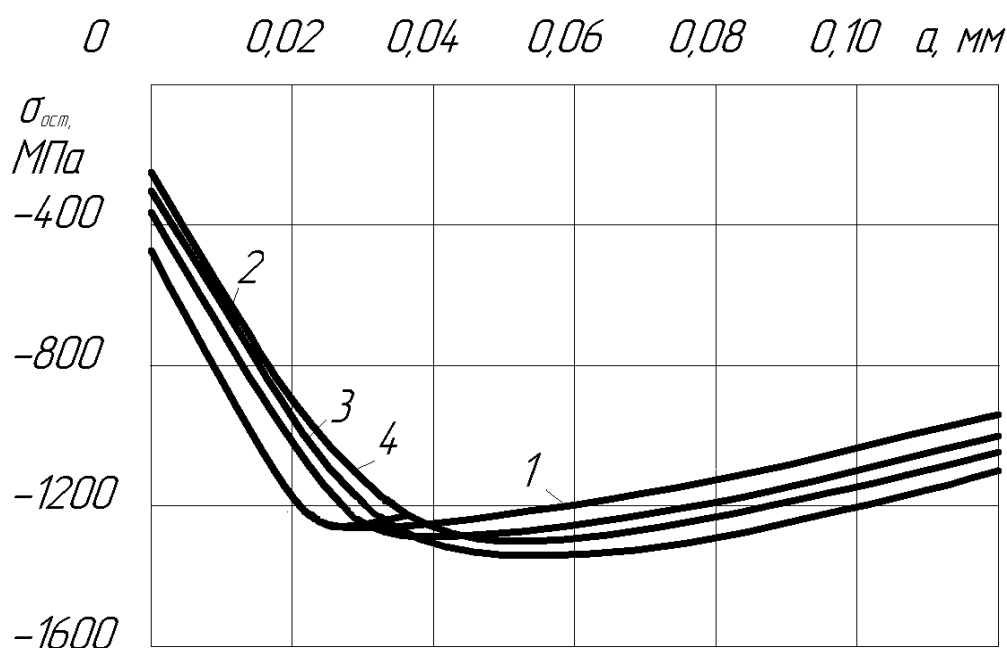
3.1 Определение приращения предельных амплитуд цикла

В исследовании использовали резьбовые детали из сталей 16ХСН и 30ХГСА, а также титанового сплава ВТ16. Их механические характеристики приведены в таблице 1.

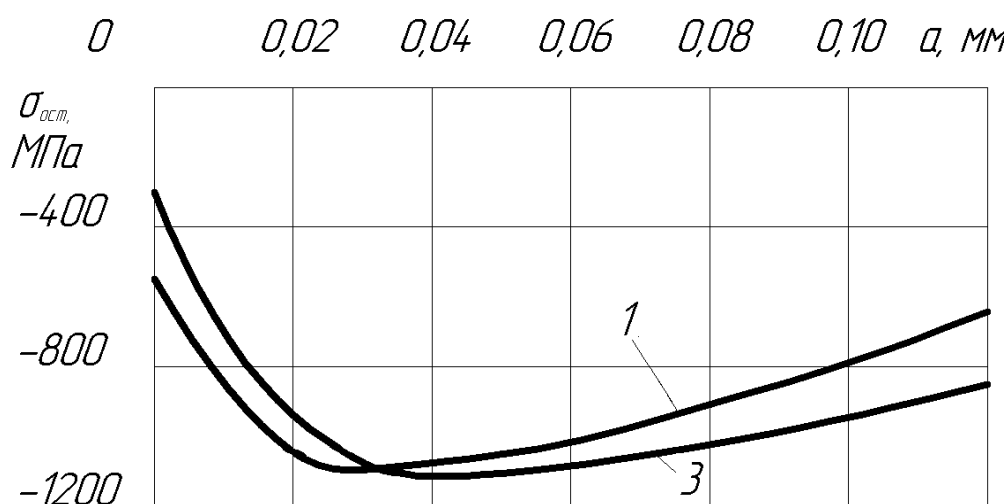
Для проверки и подтверждения эффективности методики использовались измерения остаточных напряжений в болтах диаметрами М6, М8, М10, М12 из

металлических сплавов (титановый сплав ВТ16, стали 16ХСН и 30ХГСА) с накатанной резьбой, полученные ранее другими исследователями [37].

На рисунках 3.1, 3.2 представлены эпюры остаточных напряжений во впадинах резьбы, полученные методом частичного удаления поверхности (рисунок 3.1, эпюры 1, 2), а также методом колец и полосок (рисунок 3.1, эпюры 3, 4 и рисунок 3.2, эпюры 1, 2, 3).



а)



б)

Рисунок 3.1 – Остаточные напряжения во впадинах накатанной резьбы болтов из сплава ВТ16 (а) и стали 16ХСН (б): 1 – М6; 2 – М8; 3 – М10; 4 – М12

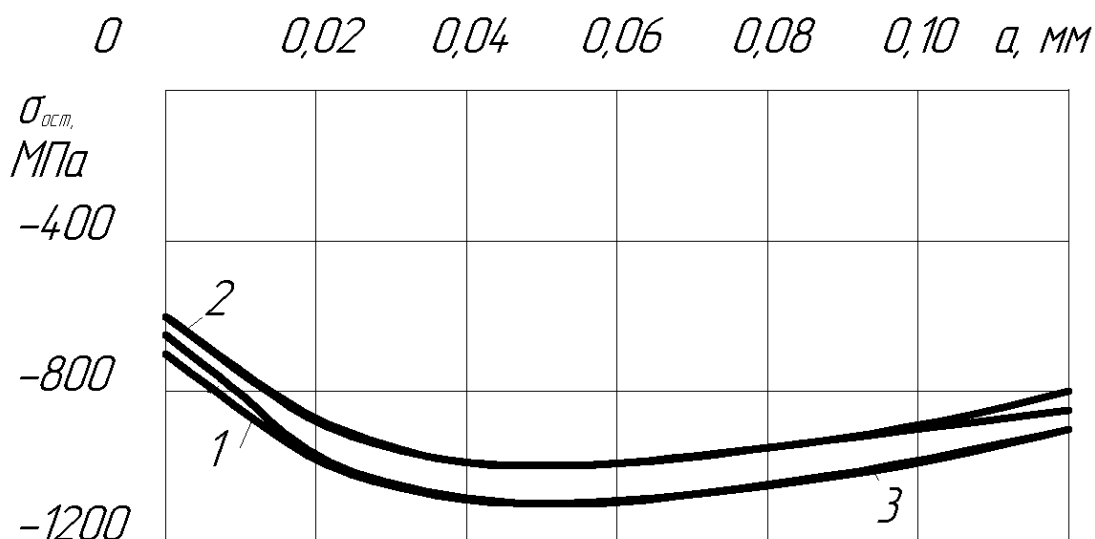


Рисунок 3.2 – Остаточные напряжения во впадинах накатанной резьбы болтов из стали 30ХГСА: 1 – М10×1,5; 2 – М12×1,5; 3 – М16×1,5

Из рисунков 3.1 и 3.2 можно заметить, что при увеличении диаметра резьбовой детали наблюдается возрастание максимальных сжимающих остаточных напряжений, которые смещаются в сторону оси болта. При этом возрастает также спад напряжений к поверхности впадин резьбы. Кроме того, увеличение диаметра резьбы способствует более равномерному распределению напряжений по толщине поверхностного слоя.

В таблице 6–9 представлены полиномиальные коэффициенты, аппроксимирующие остаточные напряжения в болтах (2.12), вычисленные по методике, описанной в п. 2.5.

Таблица 6 – Полиномиальные коэффициенты, аппроксимирующие остаточные напряжения в болтах М6 из стали 16ХСН

Полиномиальный коэффициент	Значение коэффициента
a_0	-623,66
a_1	23016,37
a_2	360824,71
a_3	-2119356,86
a_4	4628770,74

Таблица 7 – Полиномиальные коэффициенты, аппроксимирующие остаточные напряжения в болтах М8 из сплава ВТ16

Полиномиальный коэффициент	Значение коэффициента
a_0	-397,21
a_1	-37368,77
a_2	562874,97
a_3	-3728045,37
a_4	9626547,99

Таблица 8 – Полиномиальные коэффициенты, аппроксимирующие остаточные напряжения в болтах М10 из сплава ВТ16, сталей 16ХСН и 30ХГСА

Полиномиальный коэффициент	Значение коэффициента		
	ВТ16	16ХСН	30ХГСА
a_0	-319,27	-322,26	-735,04
a_1	-27442,22	-28358,45	-12396,37
a_2	150695,10	414583,98	134153,78
a_3	857960,60	-2961383,41	-578975,56
a_4	-6069328,26	8852993,27	3492587,07

Таблица 9 – Полиномиальные коэффициенты, аппроксимирующие остаточные напряжения в болтах М12 из сплава ВТ16 и стали 30ХГСА

Полиномиальный коэффициент	Значение коэффициента	
	ВТ16	30ХГСА
a_0	-157,91	-607,59
a_1	-34749,63	-10318,52
a_2	277254,06	43261,51
a_3	-181659,24	352252,33
a_4	-2802435,60	-

Расчёт выполнялся в упругой постановке с использованием комплекса ANSYS. Остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя резьбовых деталей моделировались с использованием метода термоупругости [16, 79, 80, 81, 82, 85, 108, 115, 117, 118, 120], основанного на решении задачи о первоначальных деформациях [11].

На рисунках 3.3 – 3.6 показано распределение эквивалентных температурных нагрузок в резьбе, соответствующих распределению остаточных напряжений, представленных на графиках (рисунки 3.1 и 3.2). Распределение

эквивалентных температурных нагрузок в резьбе моделировали с использованием коэффициентов при многочленах, приведённых в таблицах 6 – 9.

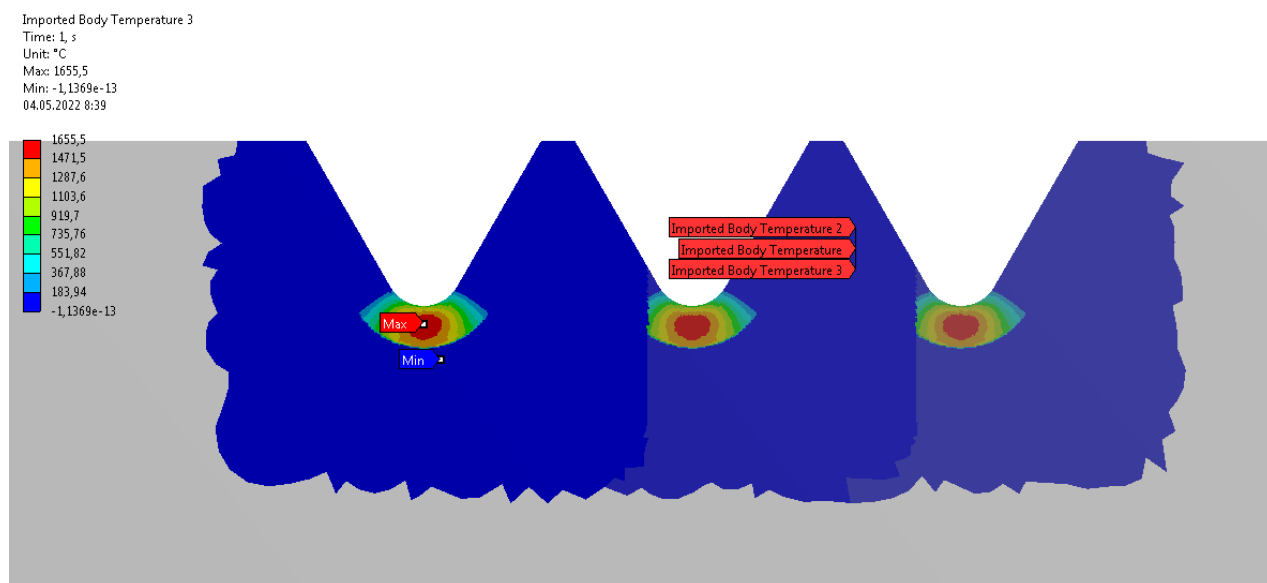


Рисунок 3.3 – Распределение эквивалентных температурных нагрузок, соответствующих распределению остаточных напряжений в резьбе болтов М6 стали 16XCH

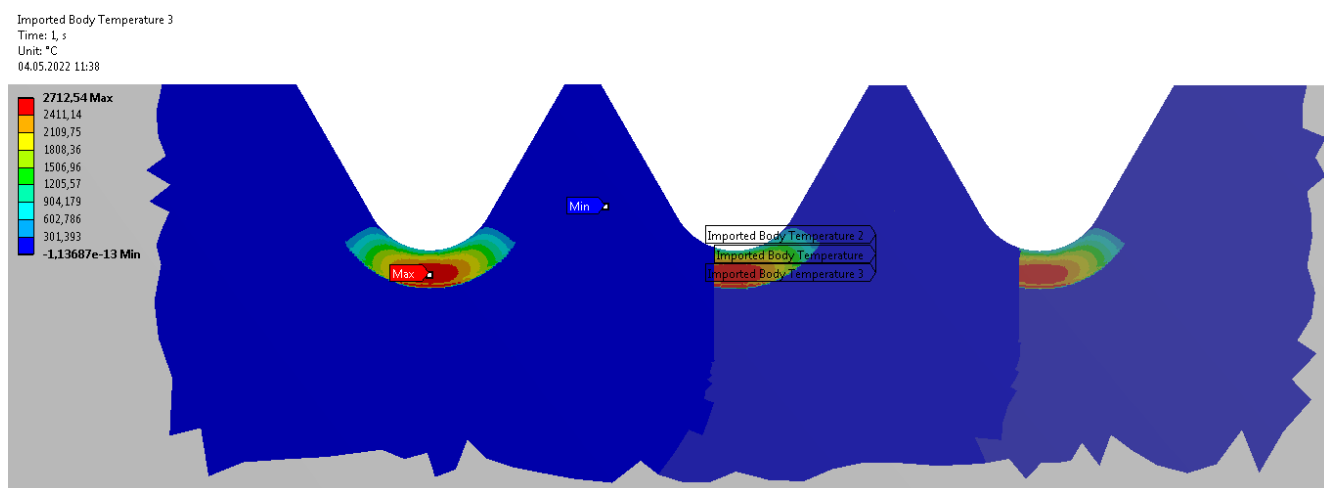
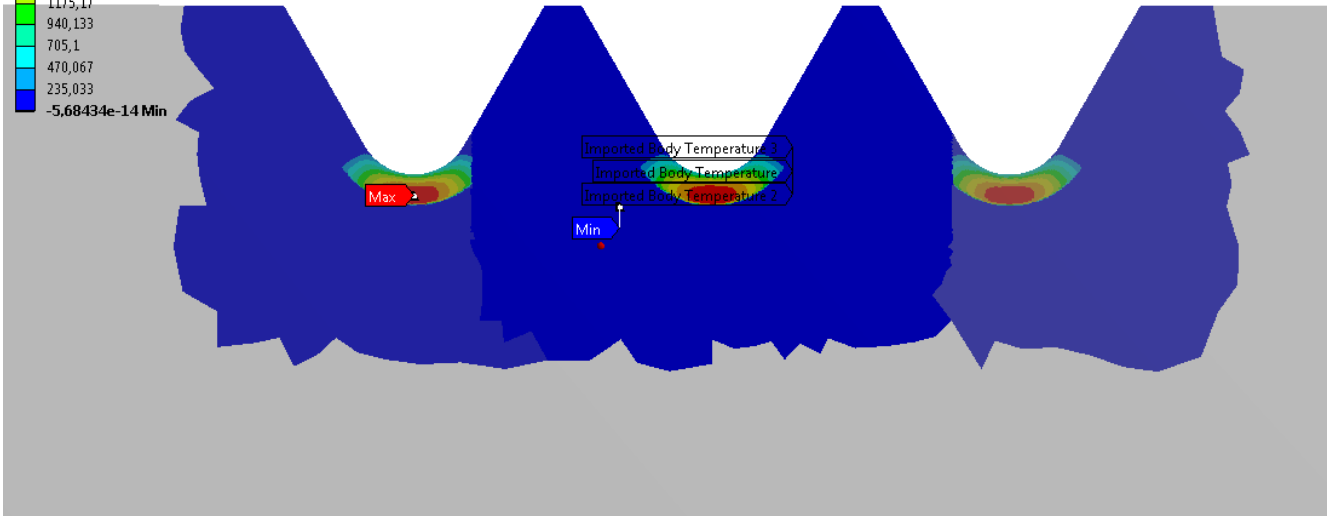
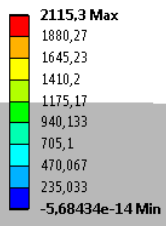


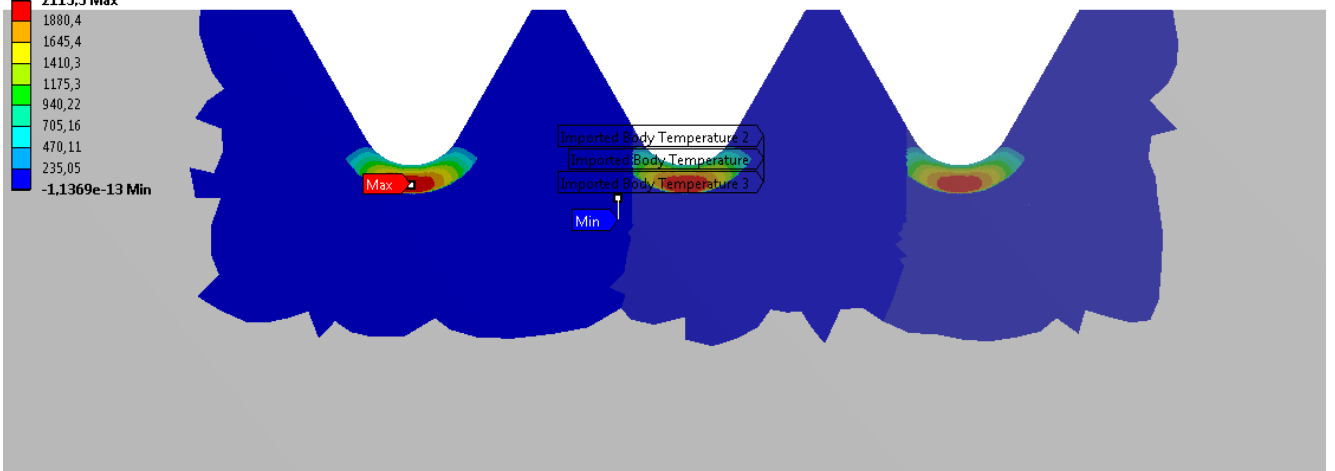
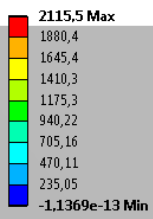
Рисунок 3.4 – Распределение эквивалентных температурных нагрузок, соответствующих распределению остаточных напряжений в резьбе болтов М8 сплава VT16

Imported Body Temperature 3
Time: 1, s
Unit: °C
04.05.2022 9:29

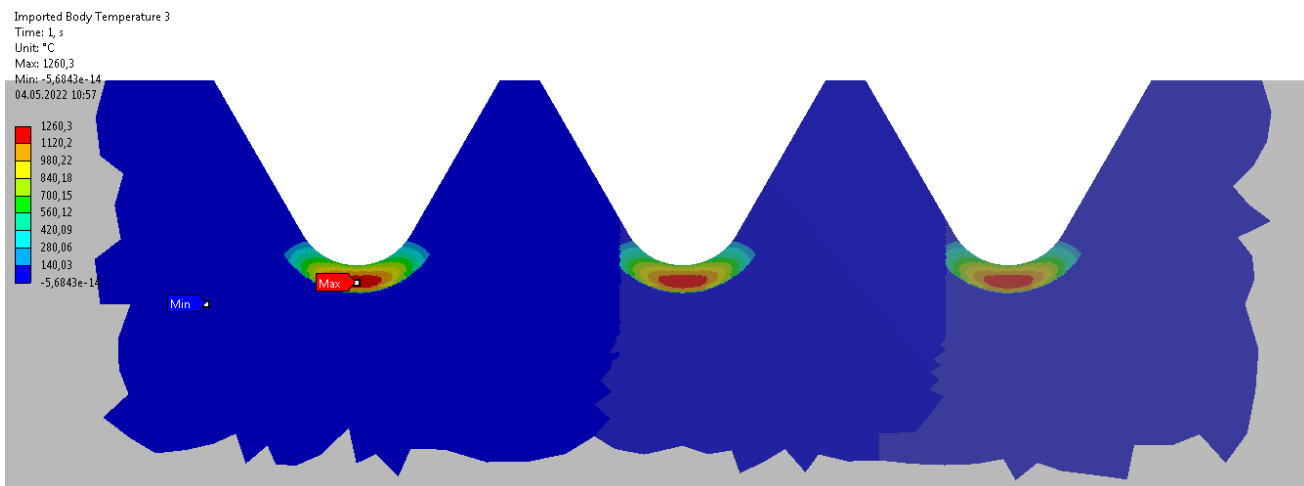


a)

Imported Body Temperature 3
Time: 1, s
Unit: °C
04.05.2022 10:12

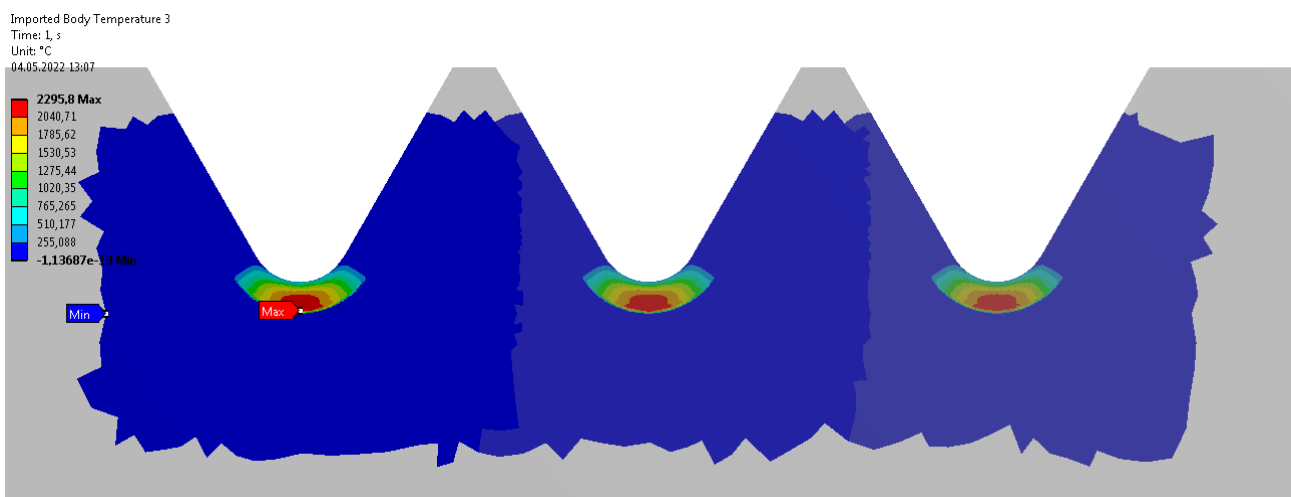


b)



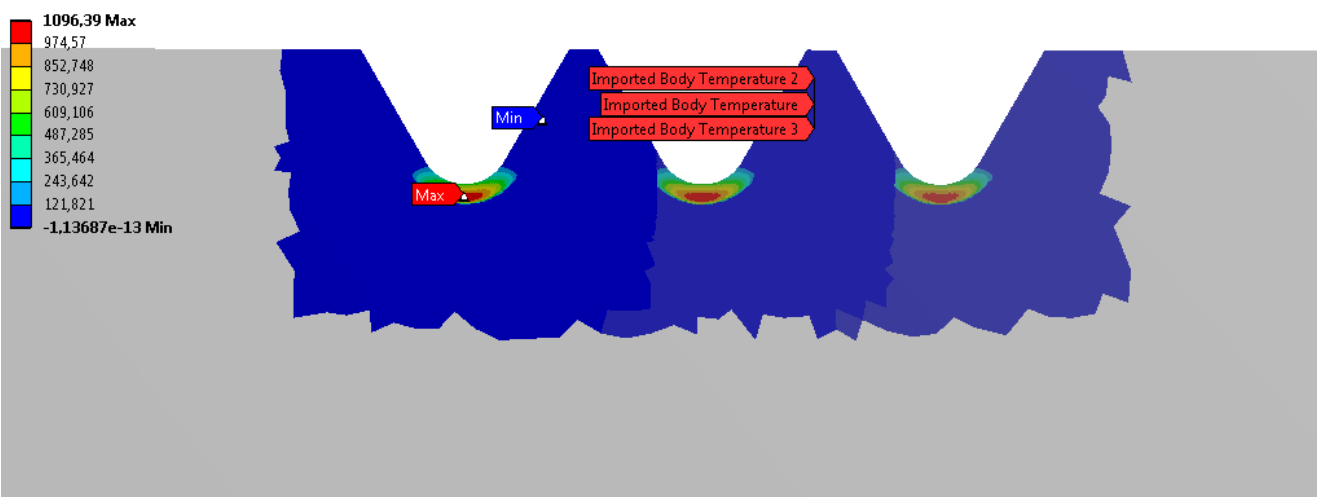
в)

Рисунок 3.5 – Распределение эквивалентных температурных нагрузок, соответствующих распределению остаточных напряжений в резьбе болтов М10 (а – сплав ВТ16, б – сталь 16ХСН, в – сталь 30ХГСА)



а)

Imported Body Temperature 3
Time: 1, s
Unit: °C
04.05.2022 13:38



б)

Рисунок 3.6 – Распределение эквивалентных температурных нагрузок, соответствующих распределению остаточных напряжений в резьбе болтов М12 (а – сплав ВТ16, б – сталь 30ХГСА)

На рисунках 3.7 – 3.10 показаны эпюры распределения осевых остаточных напряжений во впадинах резьбы болтов, полученных на основе приложенных эквивалентных температурных нагрузок, согласно рисункам 3.3 – 3.6. Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы соответствует остаточным напряжениям для расчётных случаев, представленных на рисунках 3.1 и 3.2 [37].

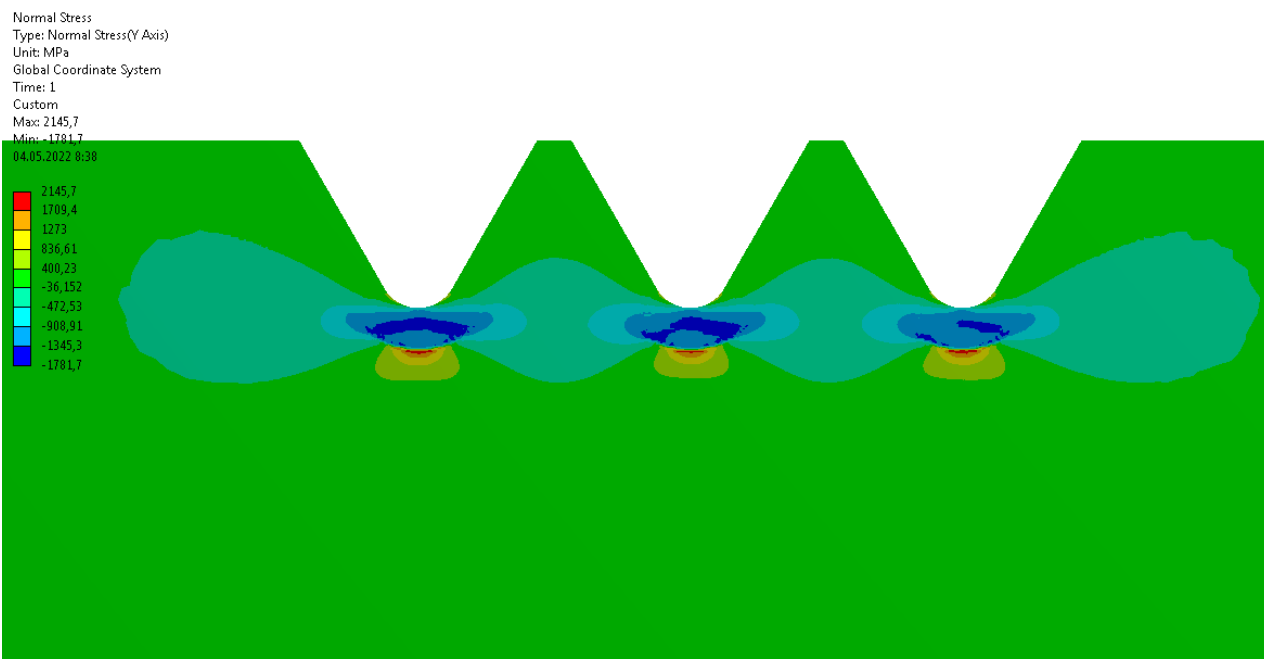


Рисунок 3.7 – Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов М6 из стали 16ХСН, МПа

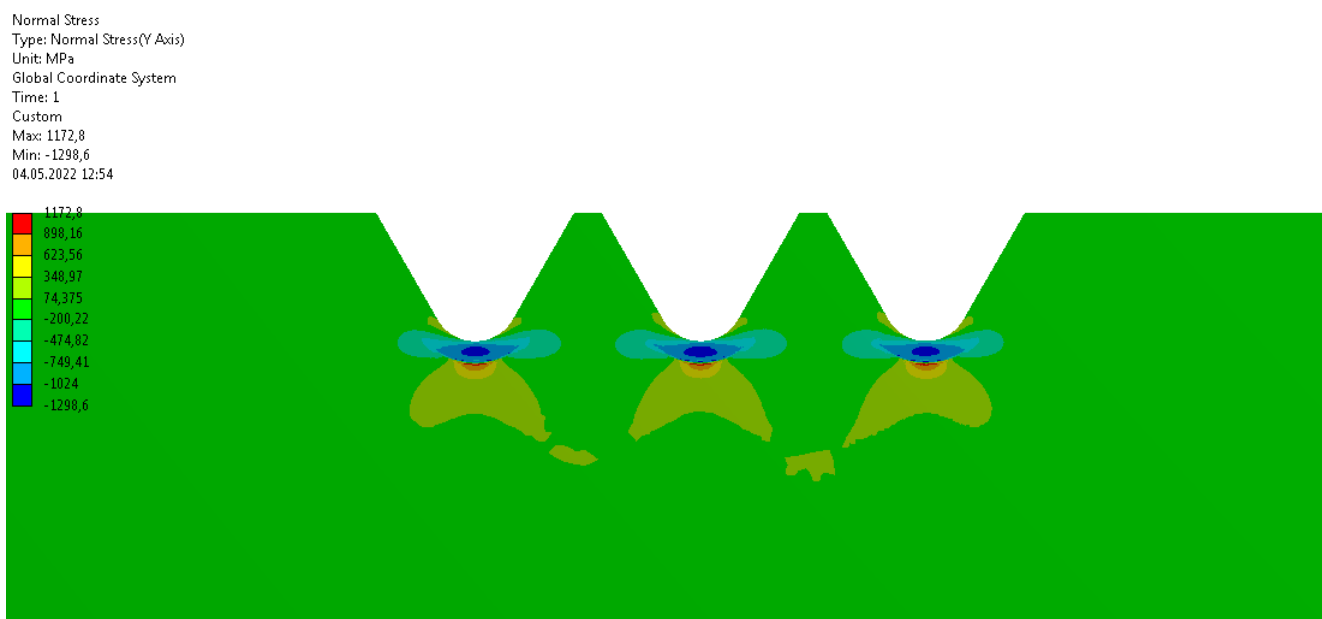
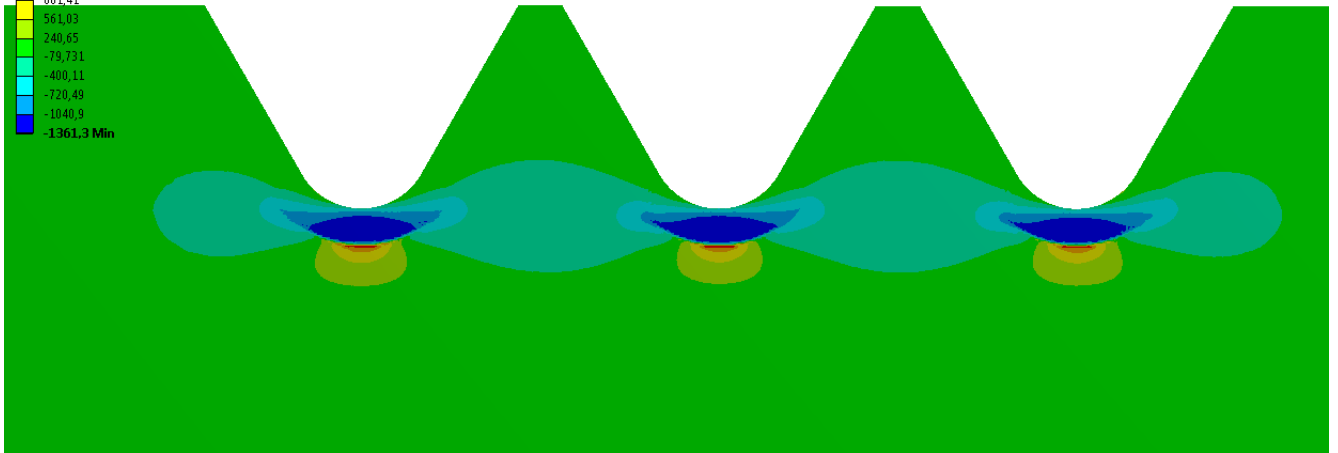


Рисунок 3.8 – Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов М8 из сплава ВТ16, МПа

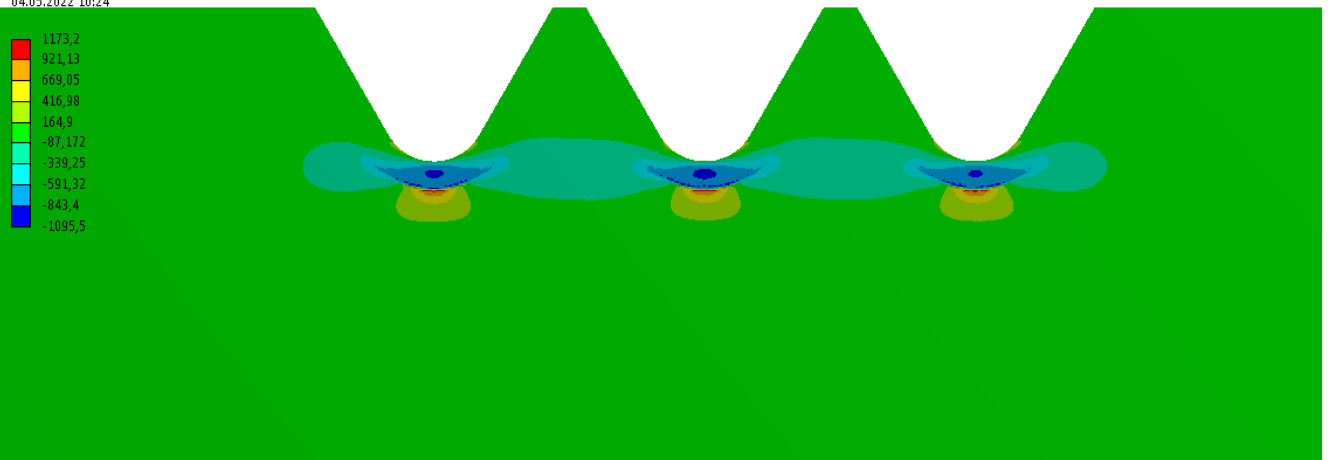
Normal Stress
Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
04.05.2022 9:31

1522,2 Max
1201,8
881,41
561,03
240,65
-79,731
-400,11
-720,49
-1040,9
-1361,3 Min

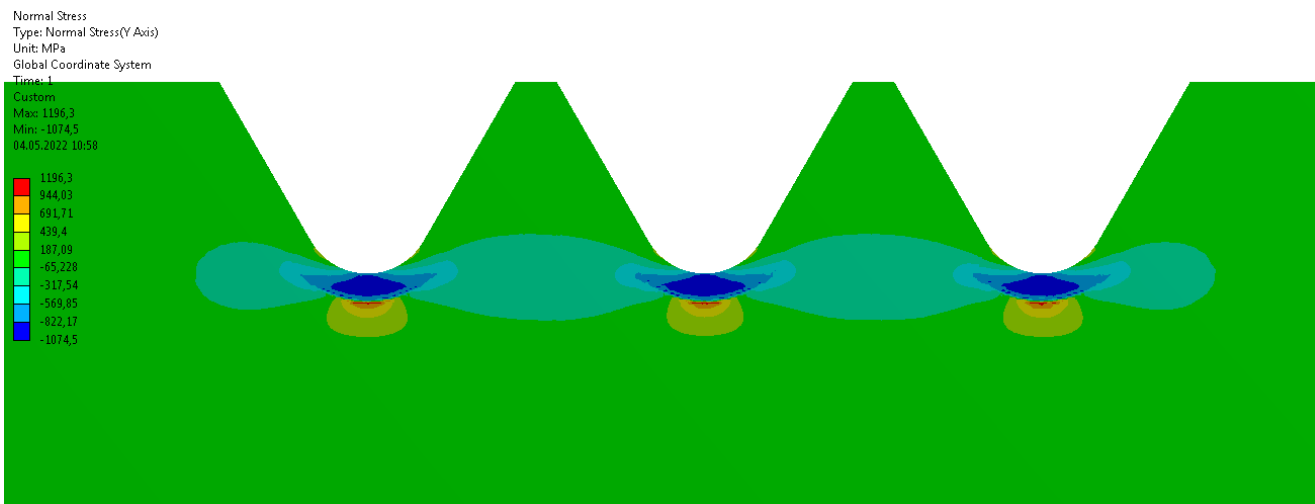


a)

Normal Stress
Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
Custom
Max: 1173,2
Min: -1095,5
04.05.2022 10:24



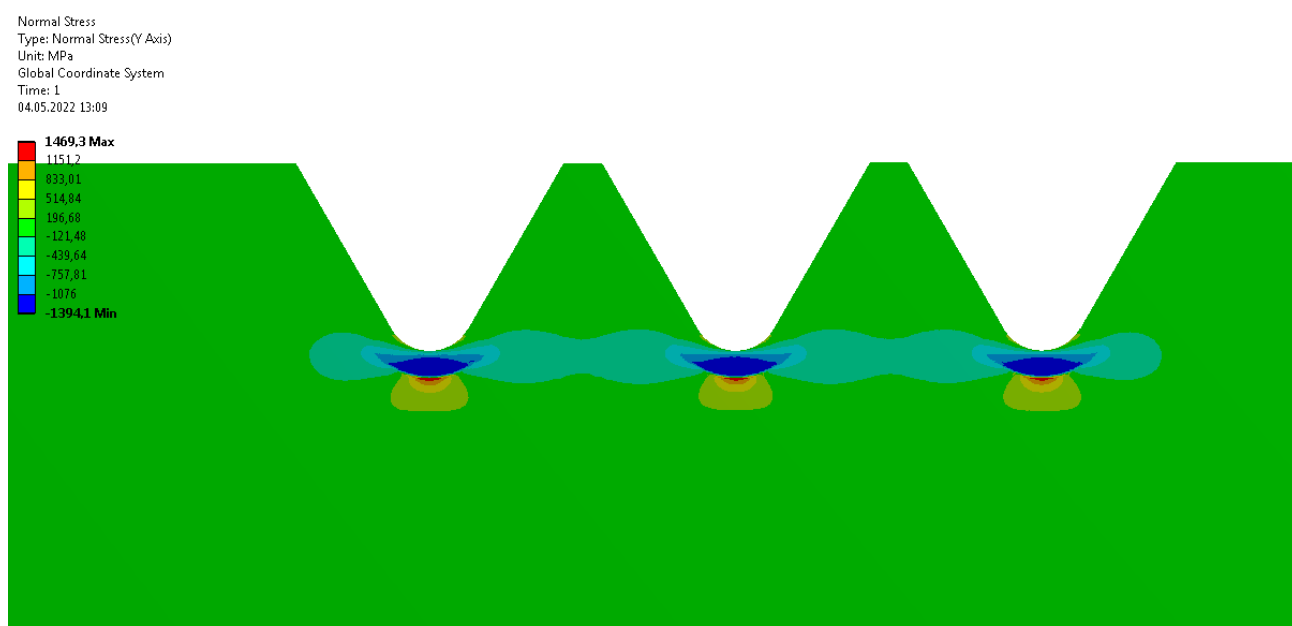
b)



в)

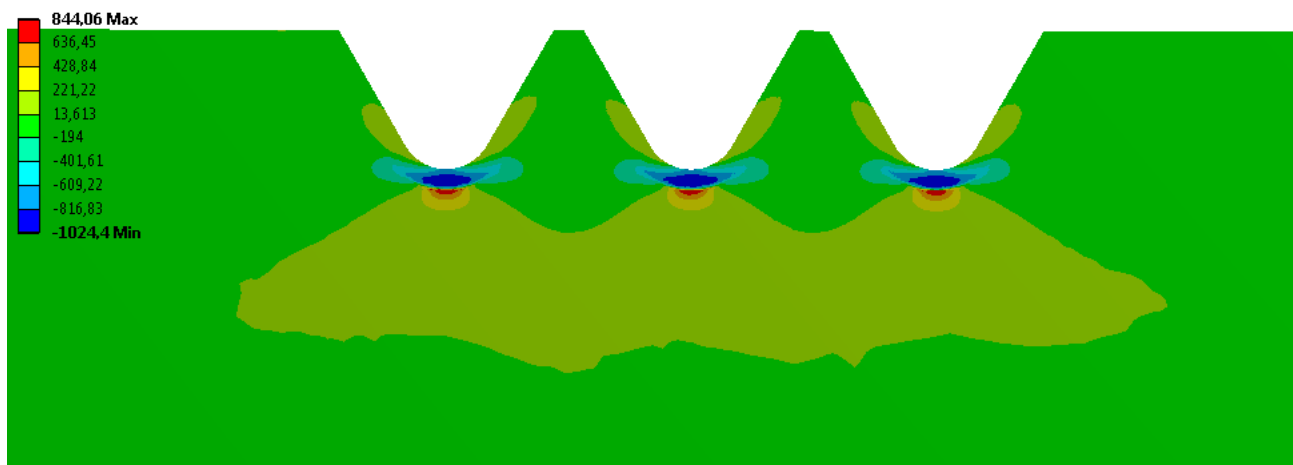
Рисунок 3.9 – Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов М10, МПа

(а – сплав ВТ16, б – сталь 16ХСН, в – сталь 30ХГСА)



а)

Normal Stress
Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
04.05.2022 13:42



б)

Рисунок 3.10 – Распределение осевых остаточных напряжений в
наименьшем сечении резьбы болтов М12, МПа
(а – сплав ВТ16, б – сталь 30ХГСА)

Экспериментальная и расчётная эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болтов М6, М8, М10, М12 из титанового сплава ВТ16, сталей 16ХСН и 30ХГСА представлены на рисунках 3.11 – 3.14. Сплошной линией показана экспериментальная эпюра распределения остаточных напряжений. Пунктирная линия соответствует расчётной эпюре распределения остаточных напряжений в соответствии с рисунками 3.1 и 3.2 [37].

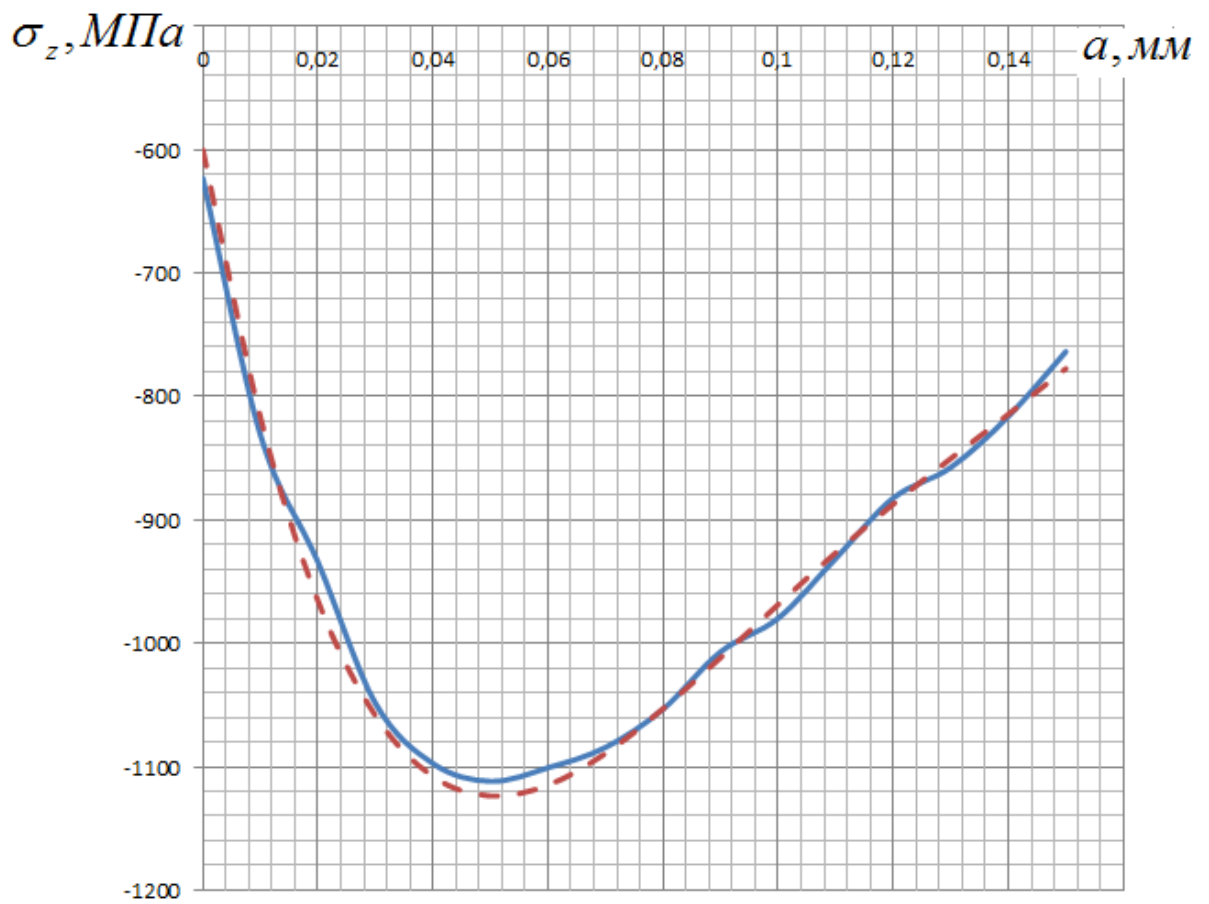


Рисунок 3.11 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болта М6 из стали 16ХСН

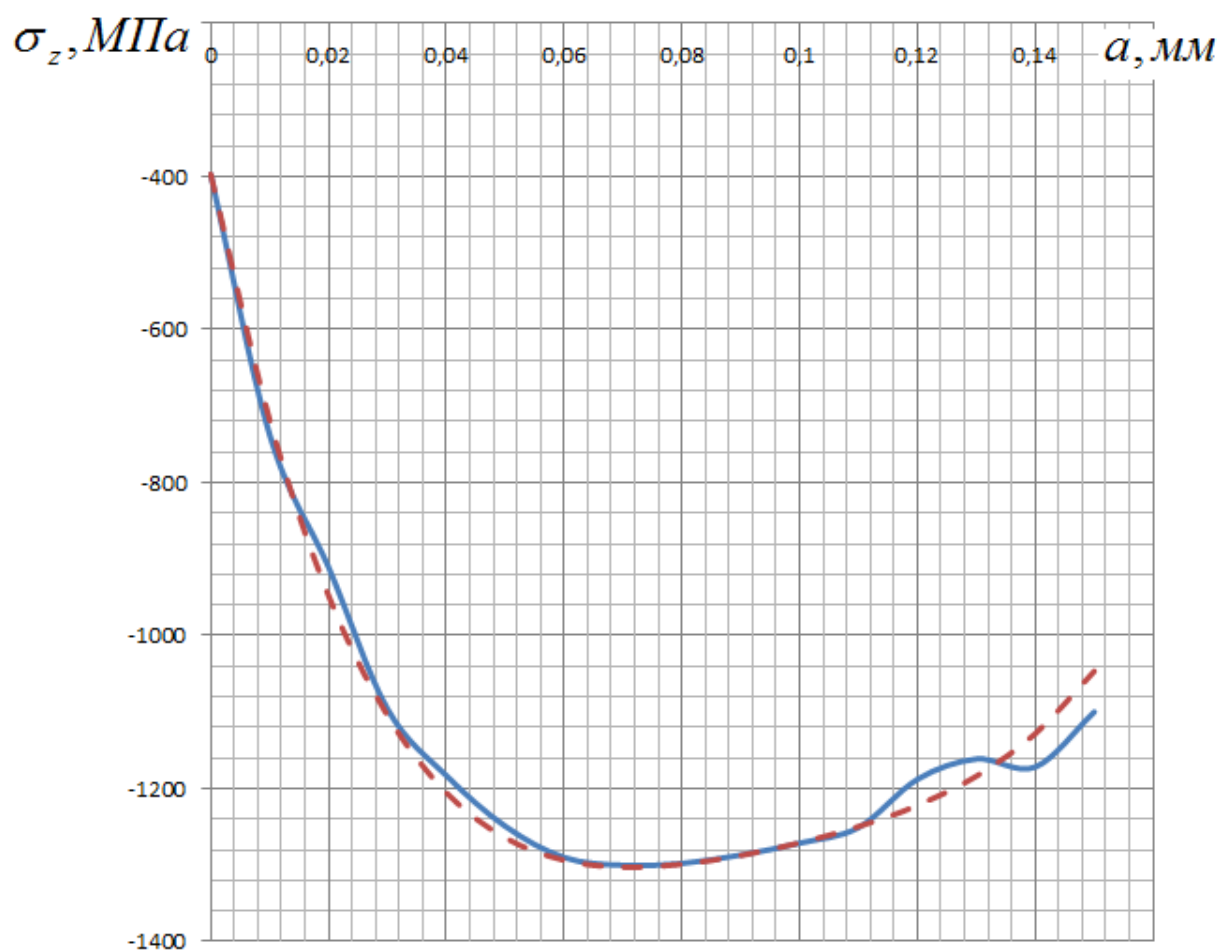
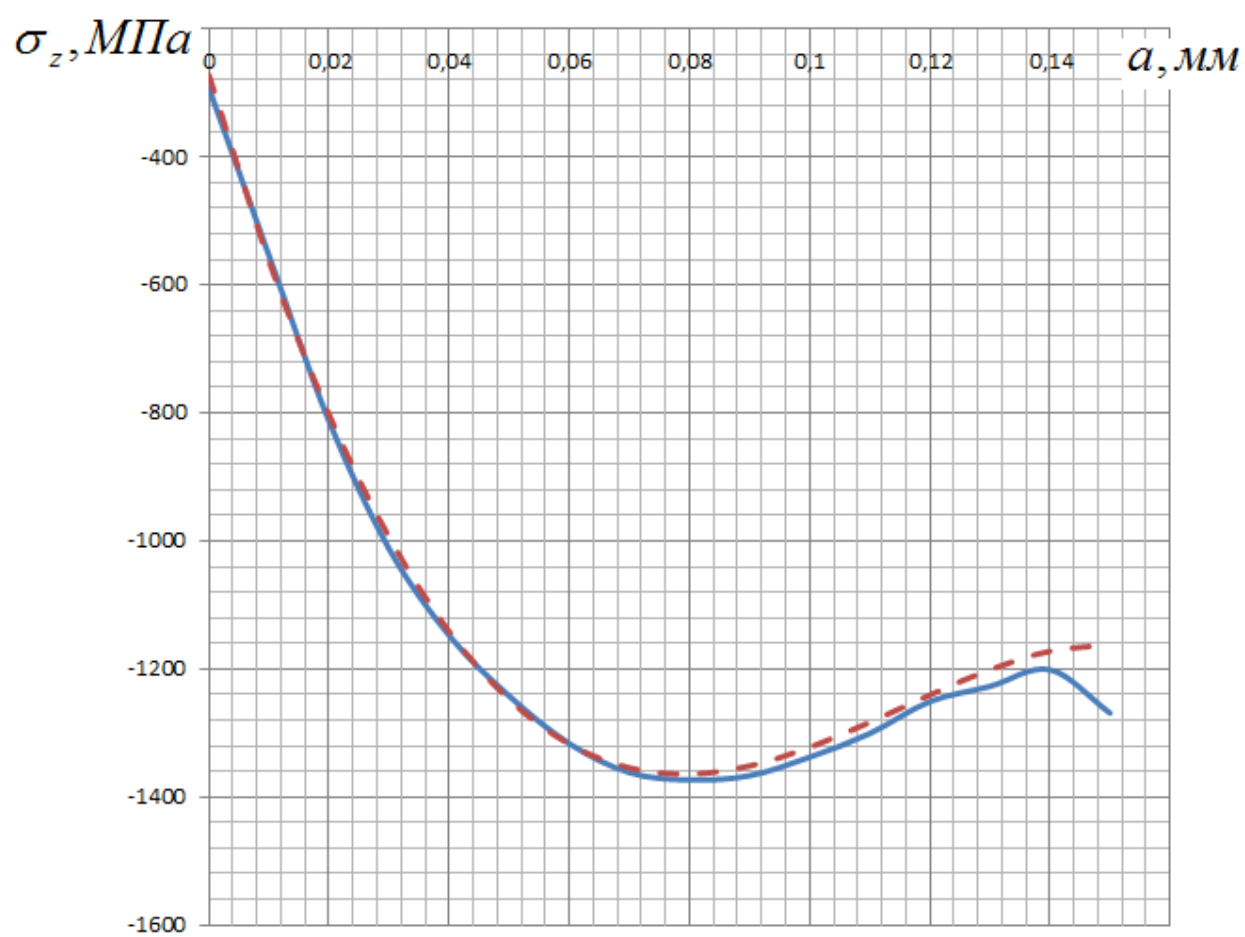
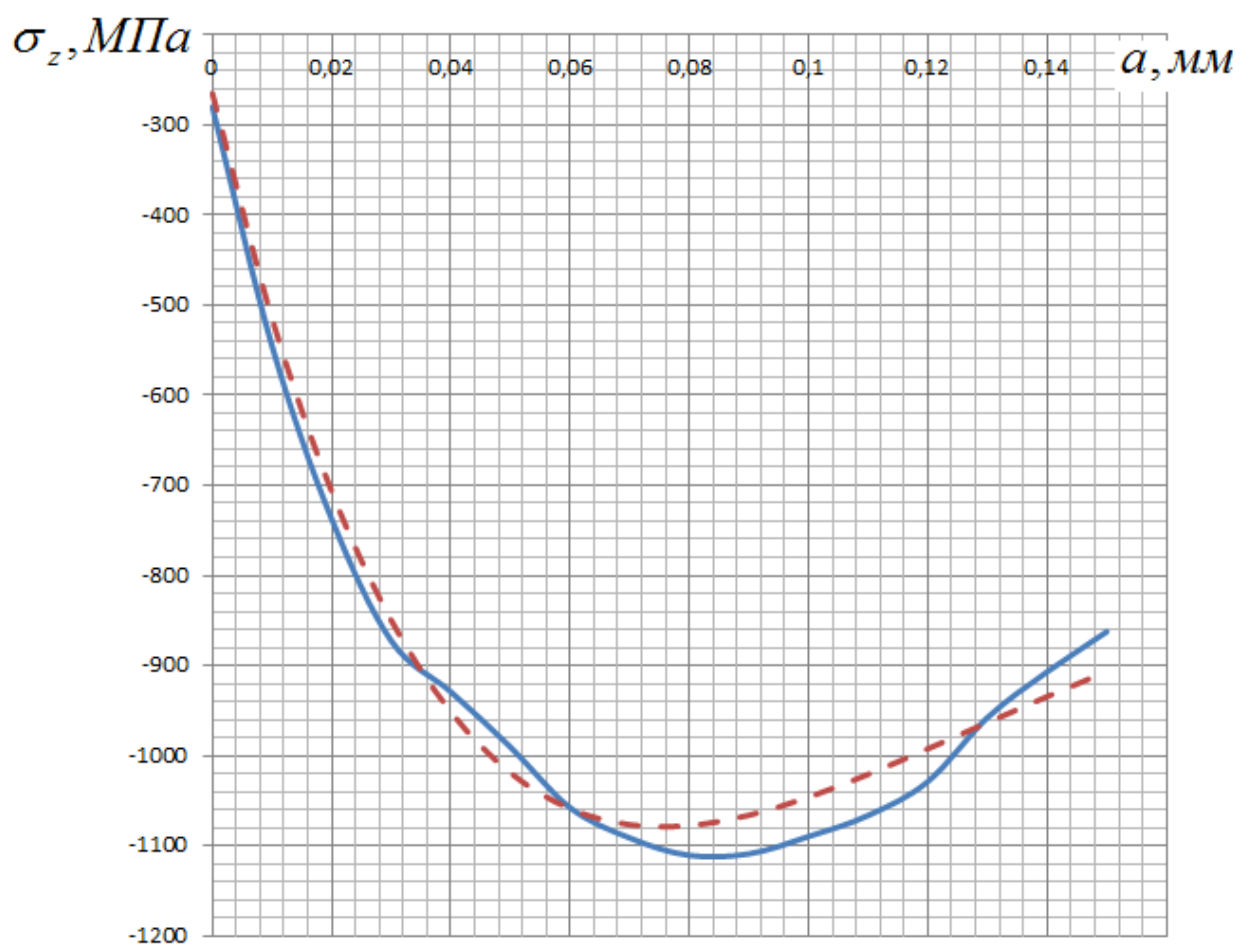


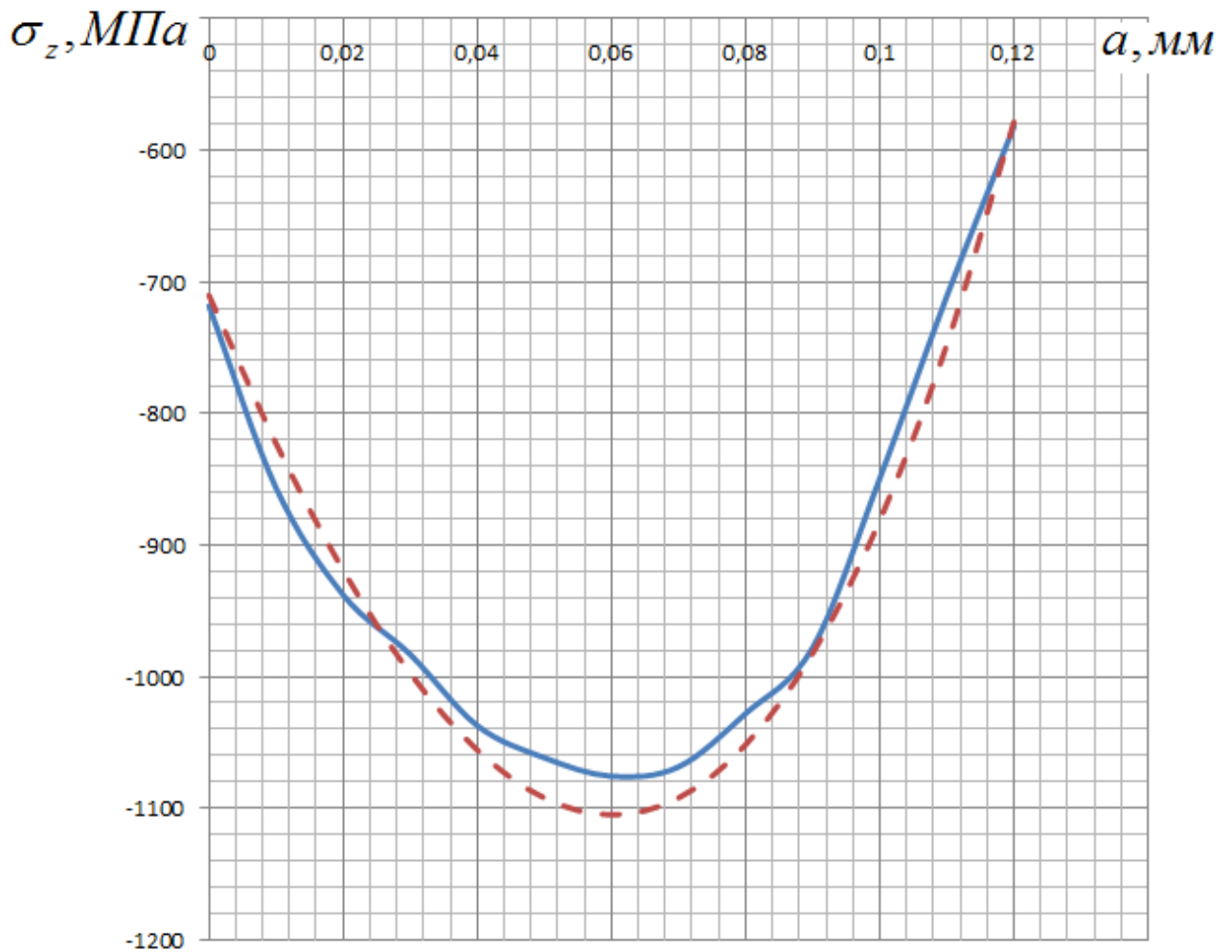
Рисунок 3.12 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болта М8 из сплава ВТ16



a)

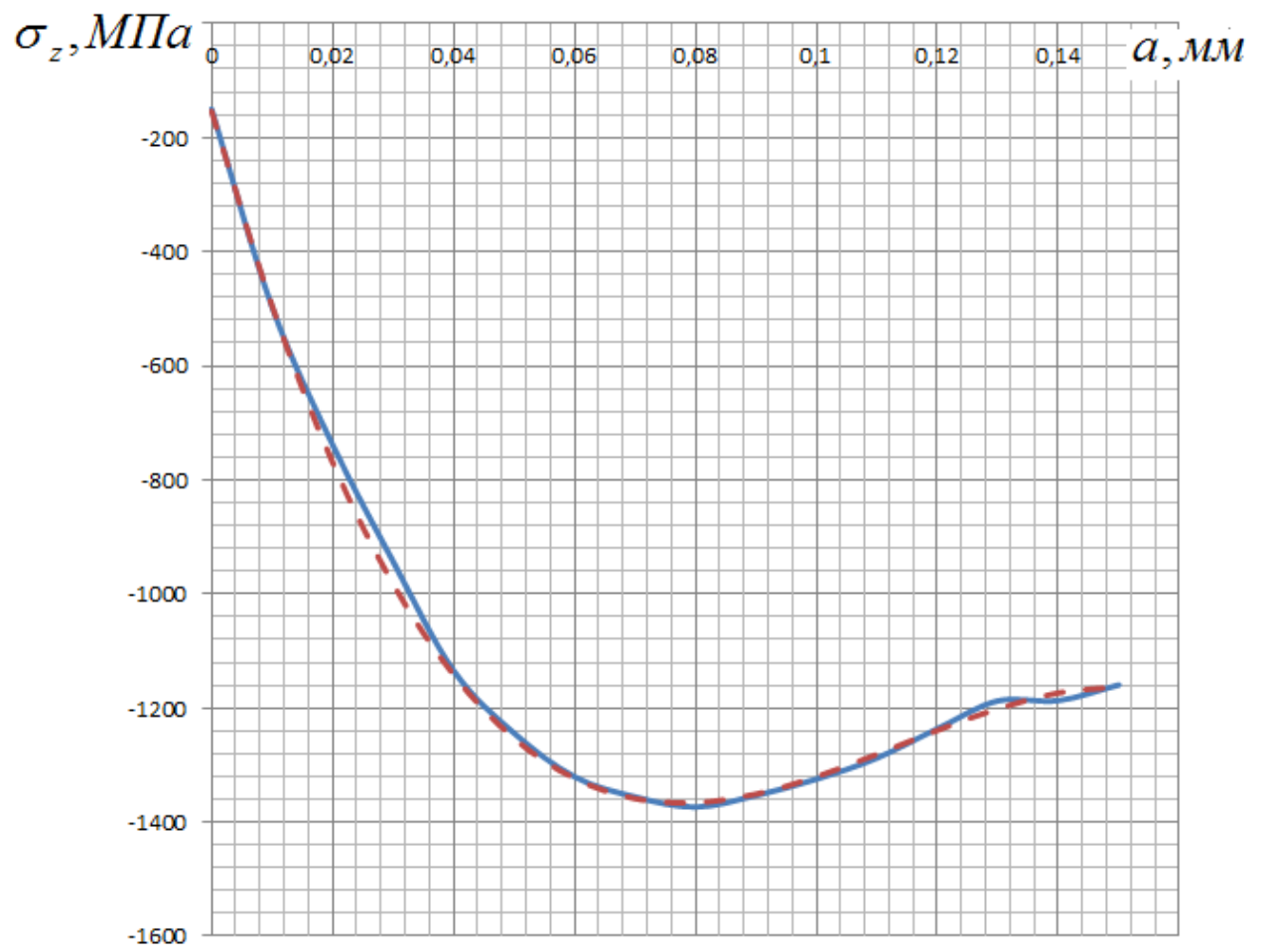


б)

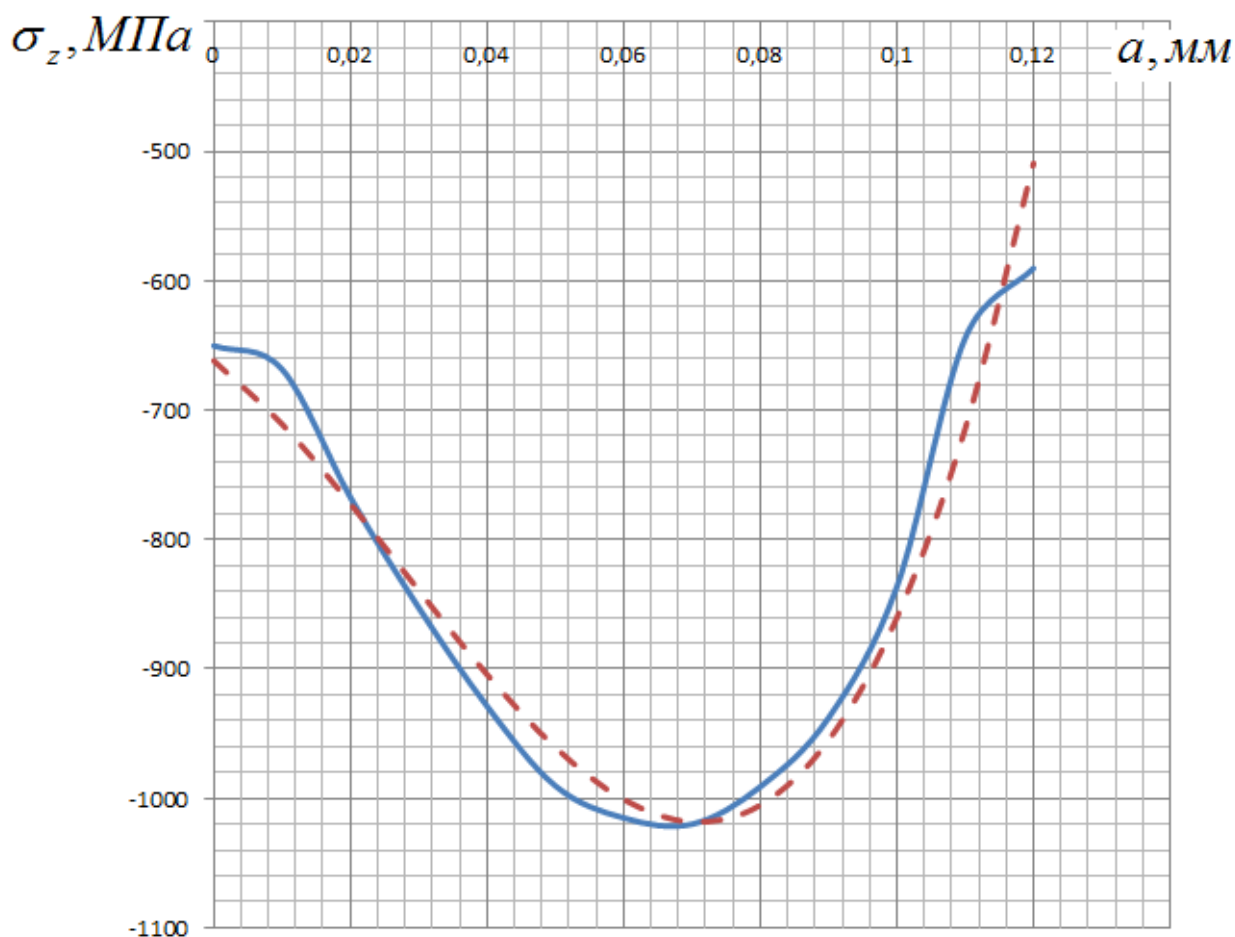


в)

Рисунок 3.13 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болта М10 (а – сплав ВТ16, б – сталь 16ХСН, в – сталь 30ХГСА)



a)



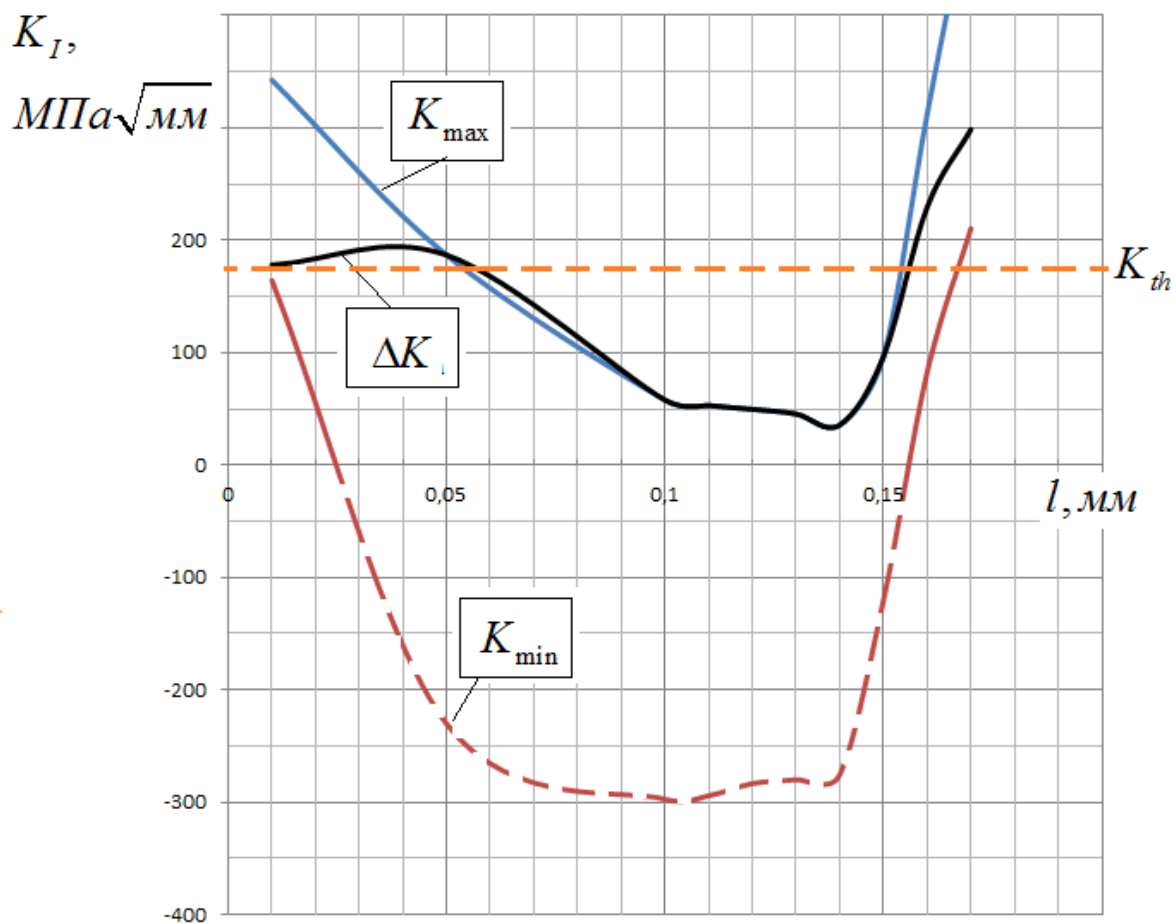
б)

Рисунок 3.14 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болта М10 (а – сплав ВТ16, б – сталь 30ХГСА)

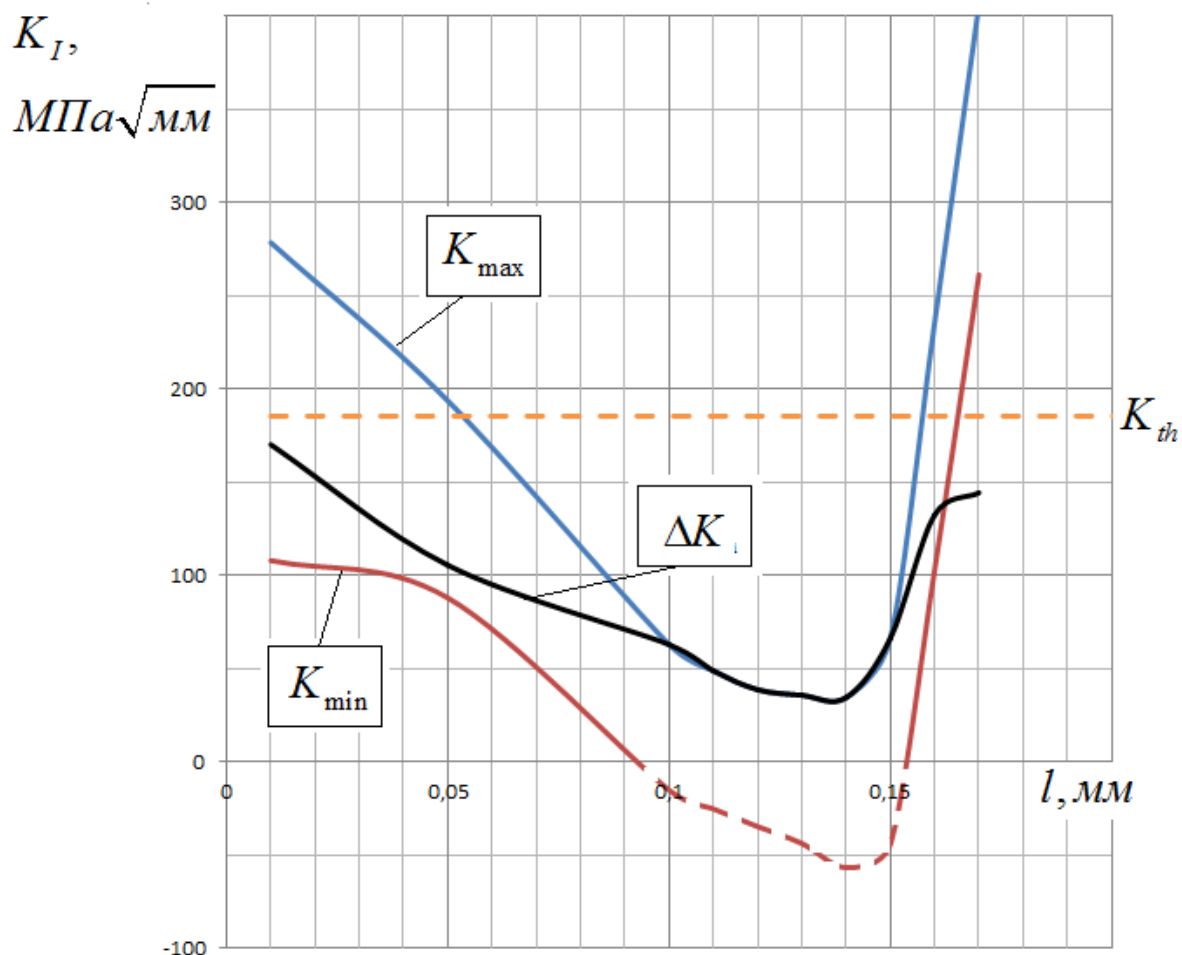
Из рисунков 3.11 – 3.14 можно видеть, что экспериментальные и расчётные эпюры распределения остаточных напряжений имеют хорошую сходимость во всём диапазоне толщин упрочнённого слоя.

Перед построением зависимости КИН K_I от максимальных напряжений для болтов разного диаметра, необходимо определить критическую глубину нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, возникающей при напряжениях, близких к пределу выносливости. Для её определения необходимо воспользоваться диаграммой зависимости КИН K_I от роста трещины l .

Для болтов М6, М10 из стали 16ХСН с остаточными напряжениями после накатывания резьбы представлена на рисунке 3.15 зависимость КИН K_I от глубины трещины l .



a)



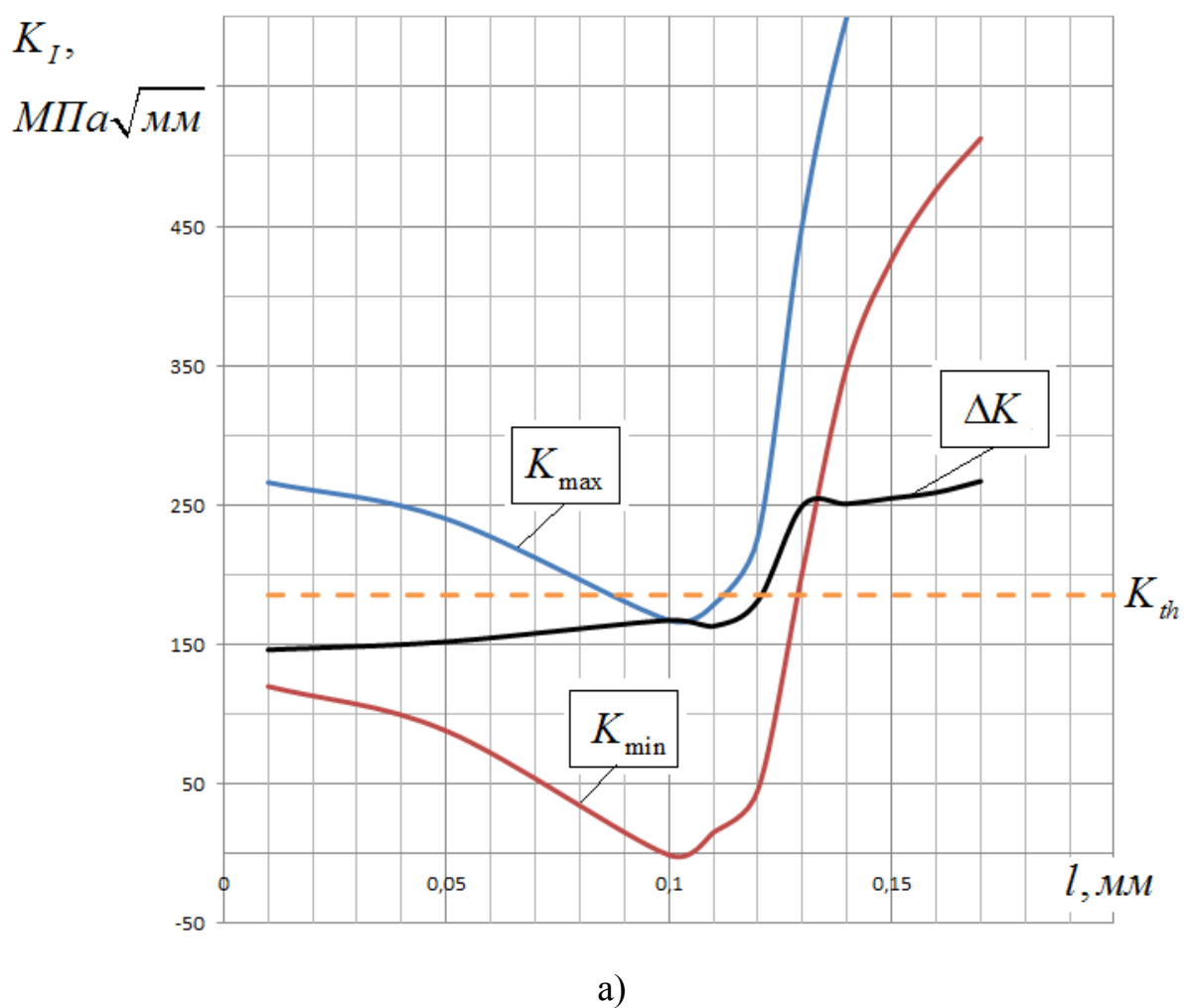
б)

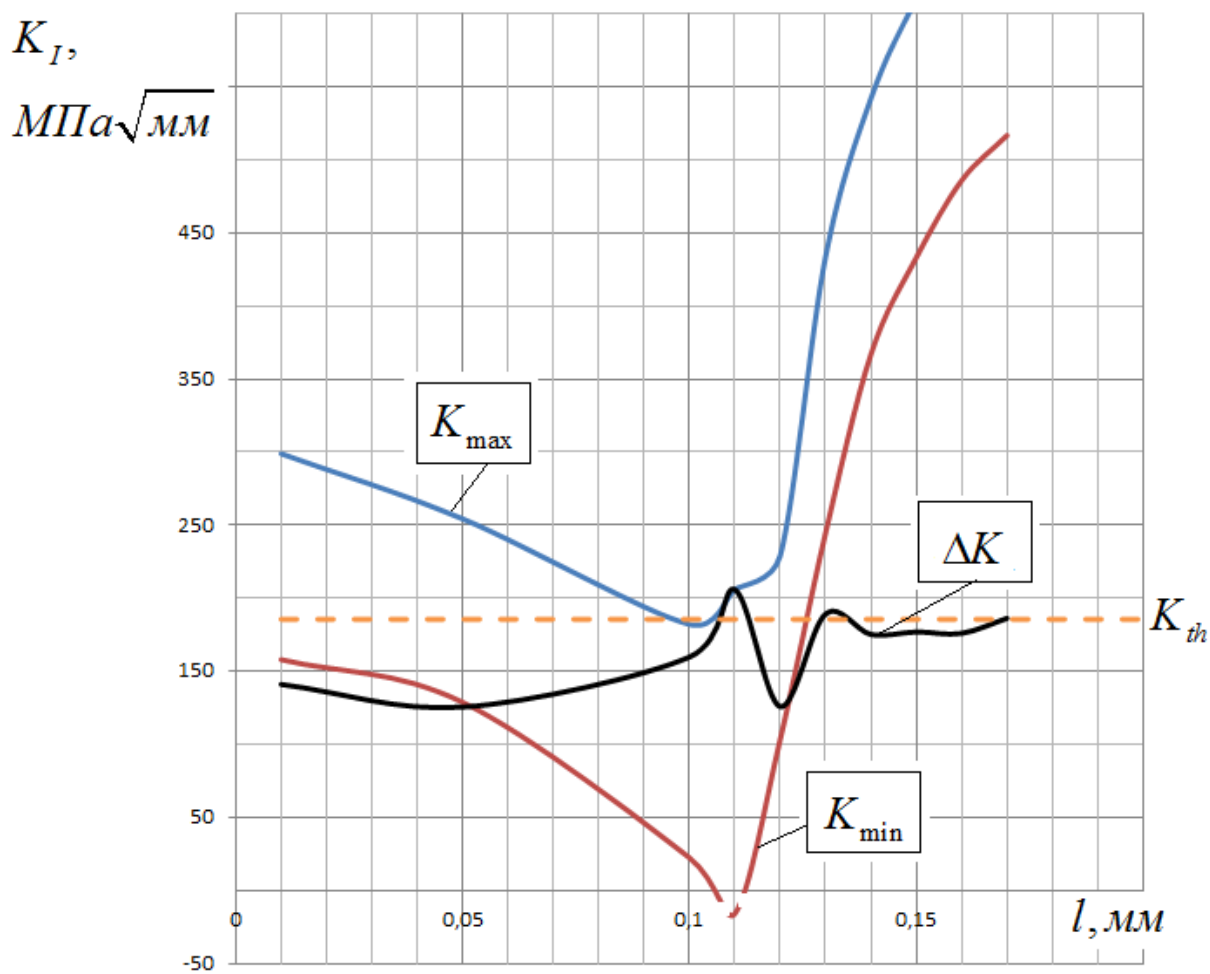
Рисунок 3.15 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болта М6 (а) и М10 (б) из стали 16ХСН с остаточными напряжениями после накатывания резьбы

Изображенные зависимости на рисунках 3.15а и 3.15б свидетельствуют о том, что при достижении глубины трещины $l \leq 0,16$ мм для болтов М6 и М10, значения размаха КИН K_I не превышают порогового значения K_{th} (таблица 1). В результате это приводит к остановке распространения усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 78, 89]. Полученный результат позволяет сделать вывод, что роста трещины до $l \leq 0,16$ мм не происходит.

Глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] согласно формуле (2.1) для болта М6 составляет 0,103 мм, для болта М10 – 0,176 мм.

Зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болтов М10, М12 из стали 30ХГСА с остаточными напряжениями после накатывания резьбы представлена на рисунке 3.16.





б)

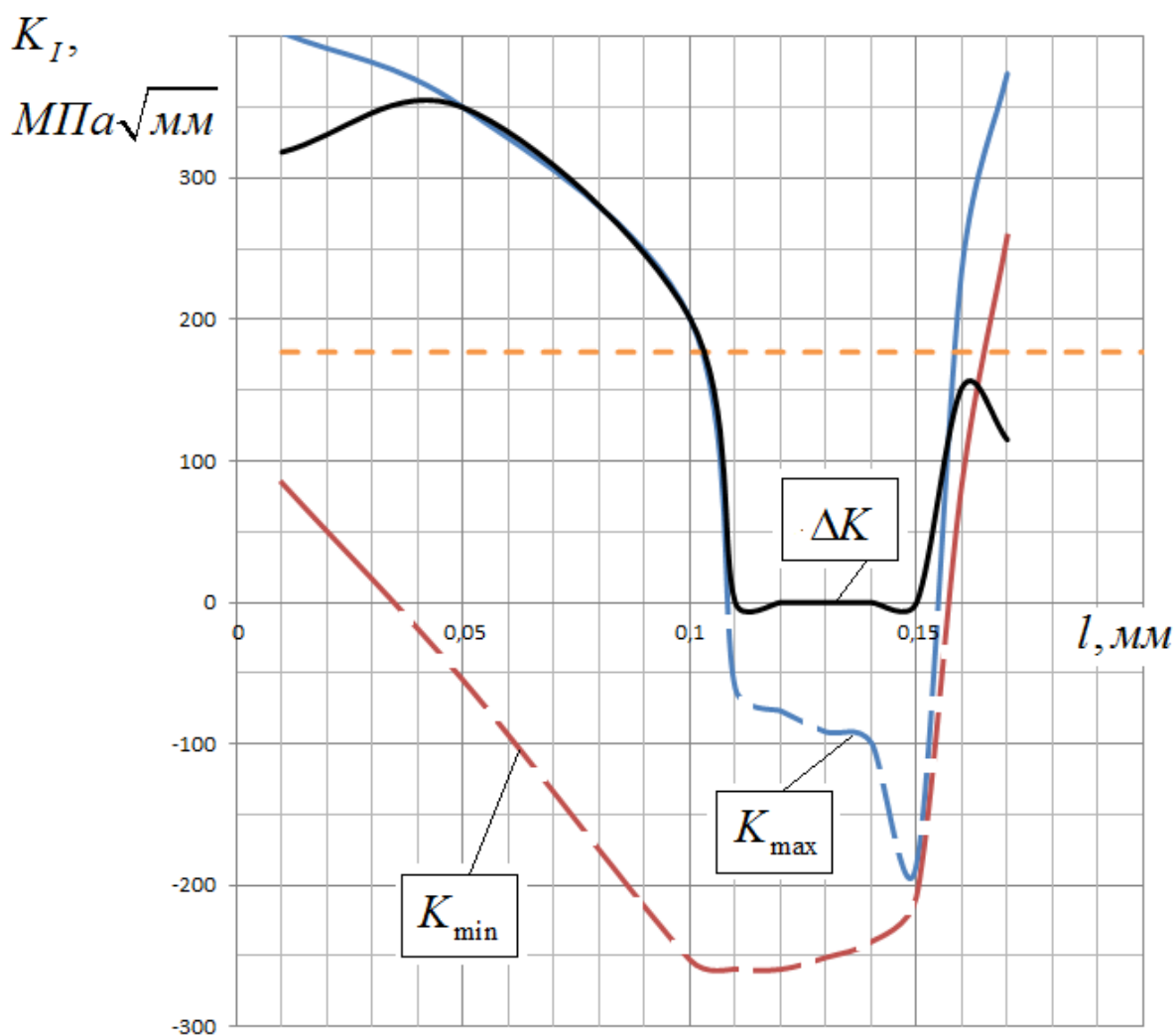
Рисунок 3.16 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болта М10 (а), М12 (б) из стали 30ХГСА с остаточными напряжениями после накатывания резьбы

Изображенные зависимости на рисунках 3.16а и 3.16б свидетельствуют о том, что при достижении глубины трещины $l \leq 0,12$ мм для болтов М10 и глубины трещины $l \leq 0,11$ мм для болтов М12, значения размаха КИН K_I не превышают порогового значения K_{th} (таблица 1). В результате это приводит к остановке распространения усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 78, 89].

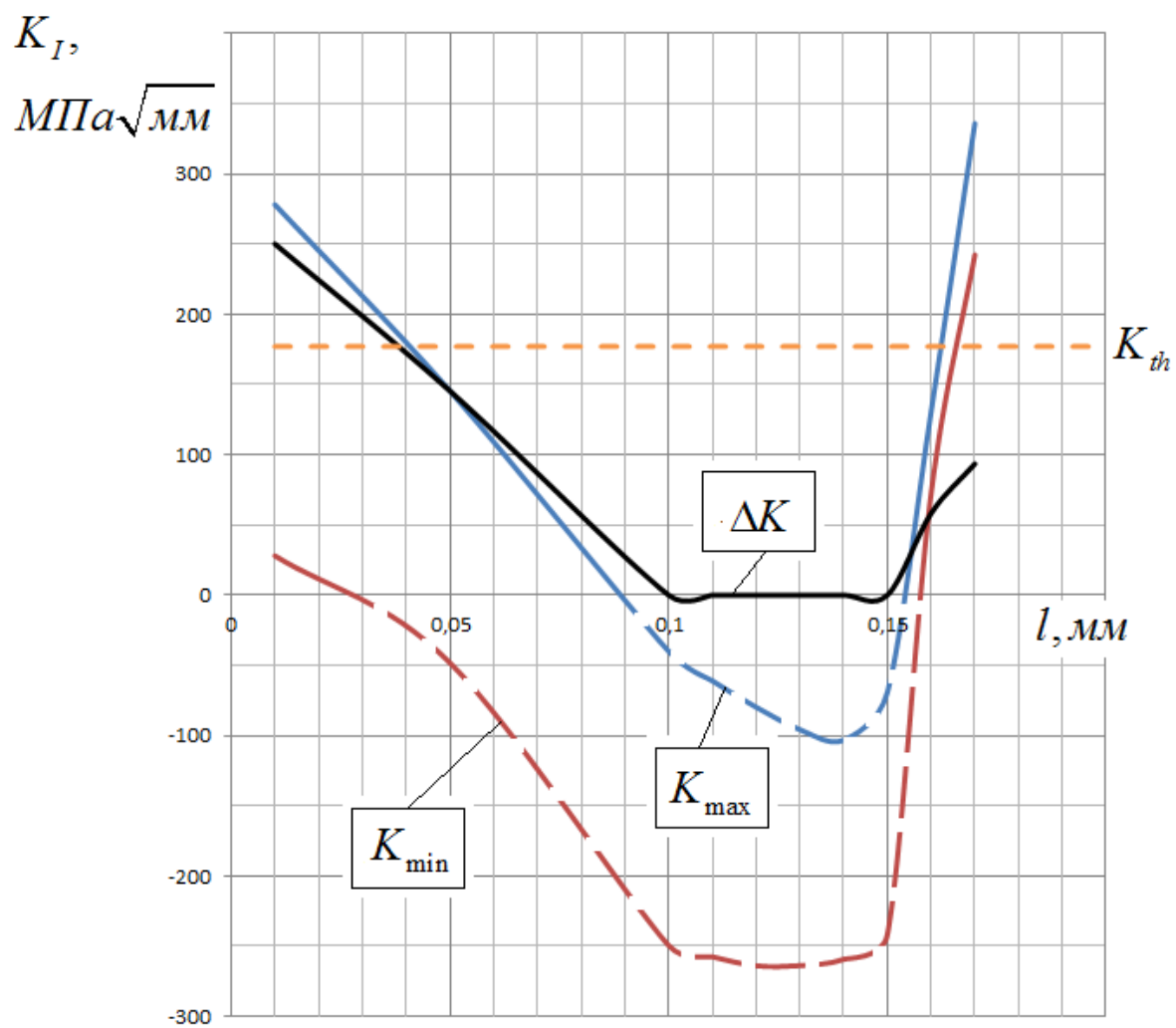
Полученный результат позволяет сделать вывод, что роста трещины до $l \leq 0,12$ мм для болтов М10 и до $l \leq 0,11$ мм для болтов М12 не происходит.

Глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] согласно формуле (2.1) для болта М10 составляет – 0,176 мм, для болта М12 – 0,219 мм.

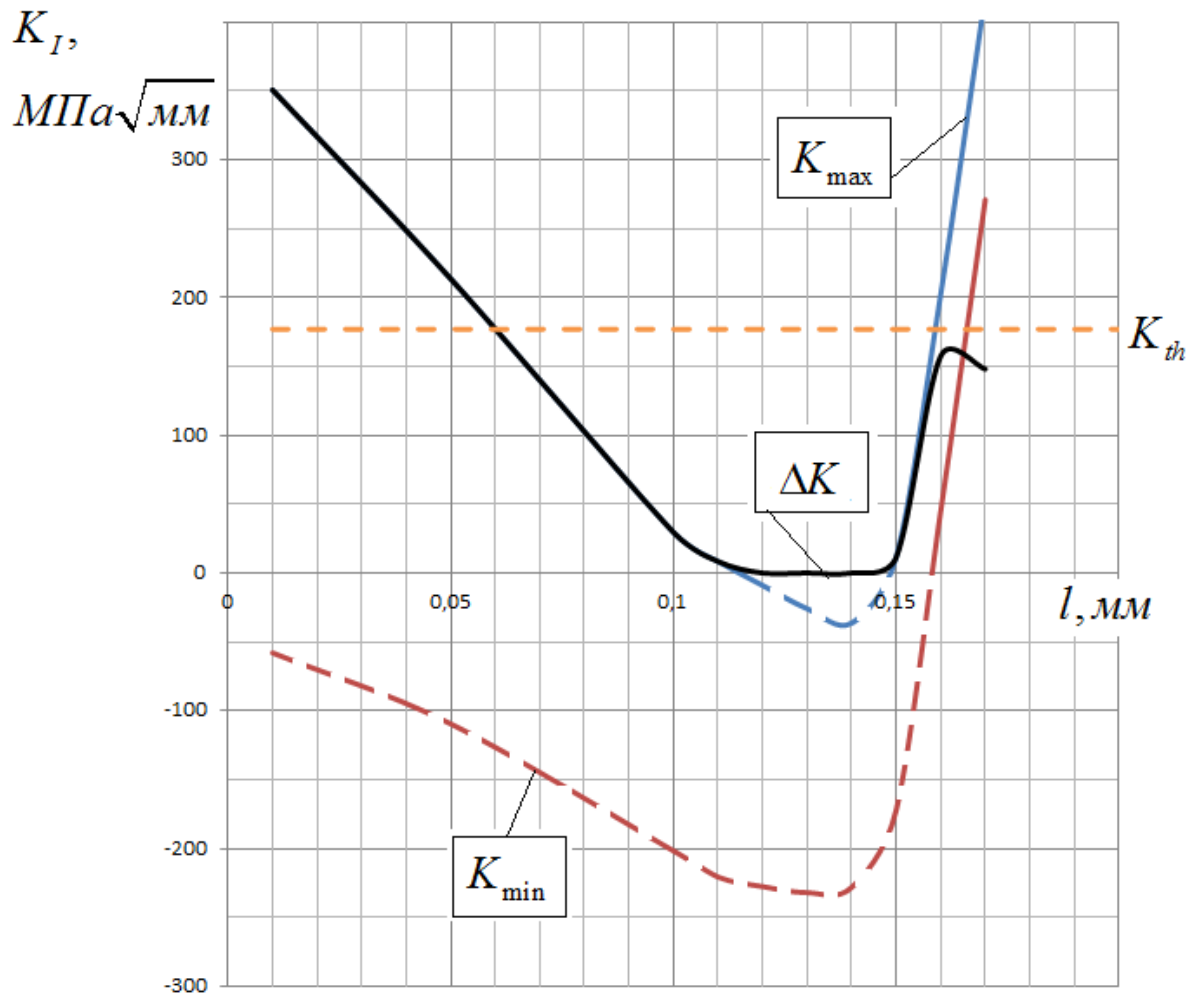
Зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болтов М8, М10, М12 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы представлена на рисунке 3.17.



a)



б)



в)

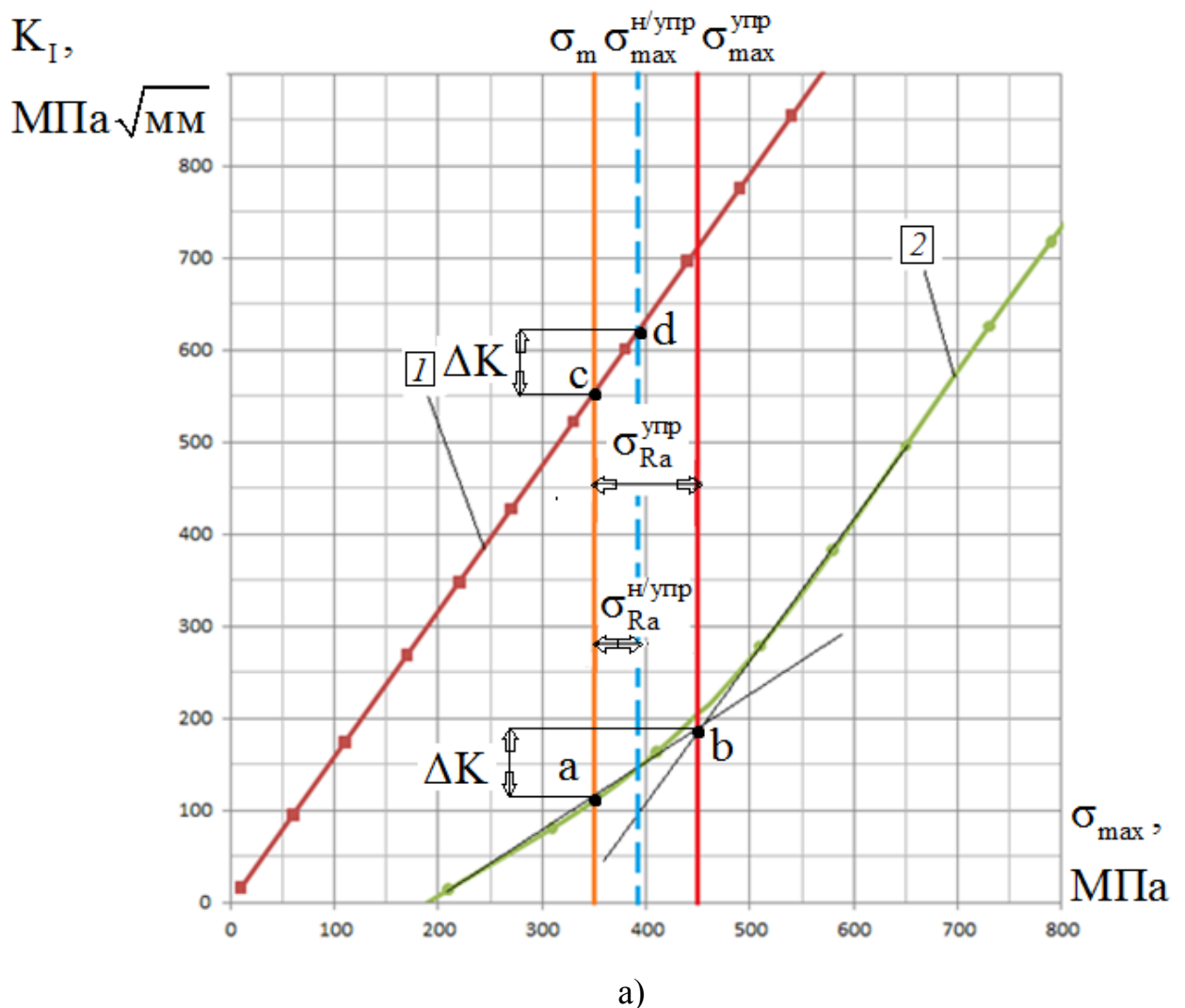
Рисунок 3.17 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болта М8 (а), М10 (б), М12 (в) из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы

Изображенные зависимости на рисунках 3.17 а, 3.17 б и 3.17 в свидетельствуют о том, что при достижении глубины трещины $l \leq 0,16$ мм для болтов М8, М10 и М12, значения размаха КИН K_I не превышают порогового значения K_{th} (таблица 1). В результате это приводит к остановке распространения усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 78, 89].

Полученный результат позволяет сделать вывод, что роста трещины до $l \leq 0,16$ мм для болтов М8, М10 и М12 не происходит.

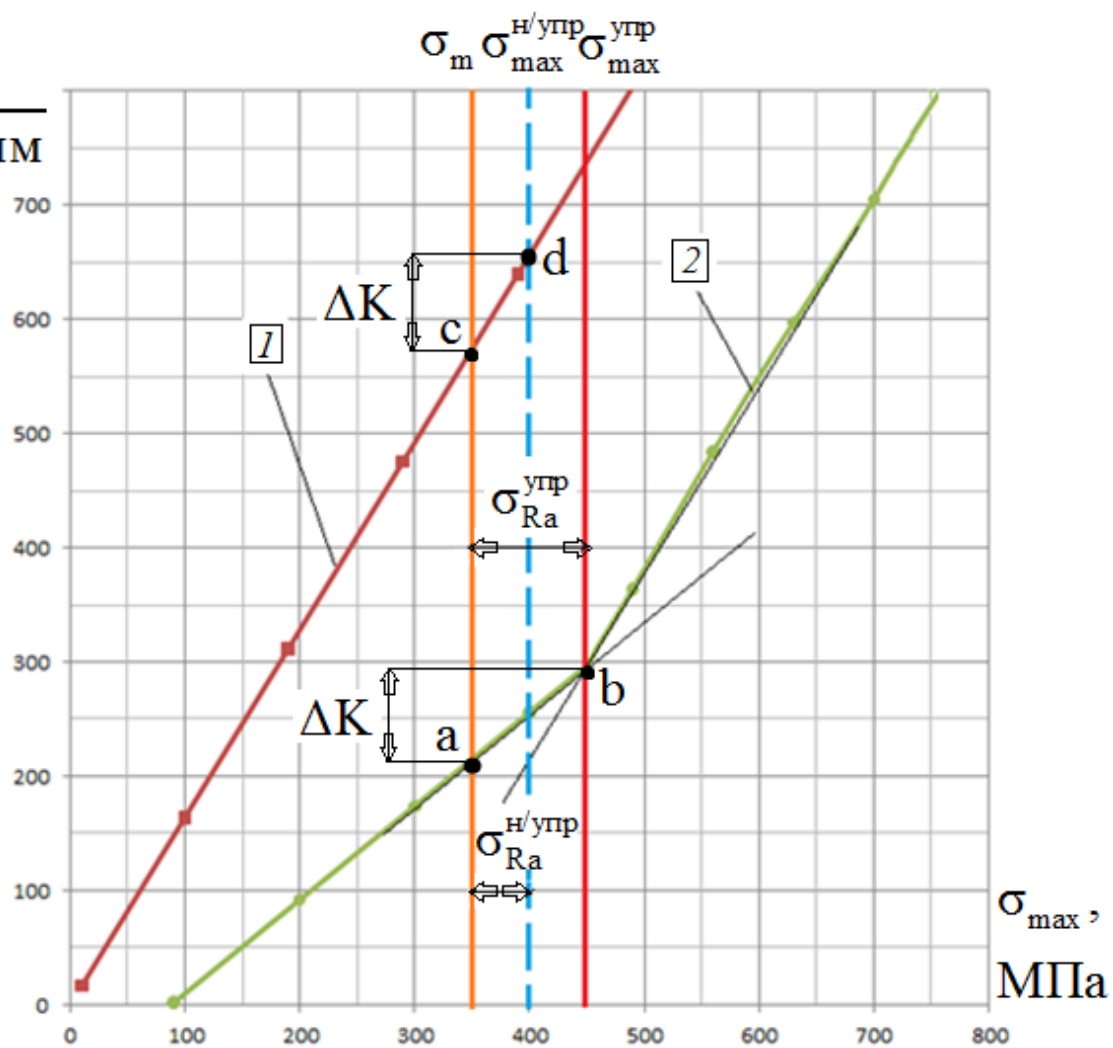
Глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] согласно формуле (2.1) для болта М8 составляет 0,146 мм, для болта М10 – 0,176 мм, для болта М12 – 0,219 мм.

Согласно предложенной методике прогнозирования предела выносливости и приращения предельных амплитуд цикла, описанной в п. 2.10 п. 2.11 были получены графики зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ для исследуемых образцов. Графики зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ для резьбы М10 представлены на рисунке 3.18. Графики зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ для резьбы М6 представлены на рисунке 3.19. Графики зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ для резьбы М8 представлены на рисунке 3.20. Графики зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ для резьбы М12 представлены на рисунке 3.21.

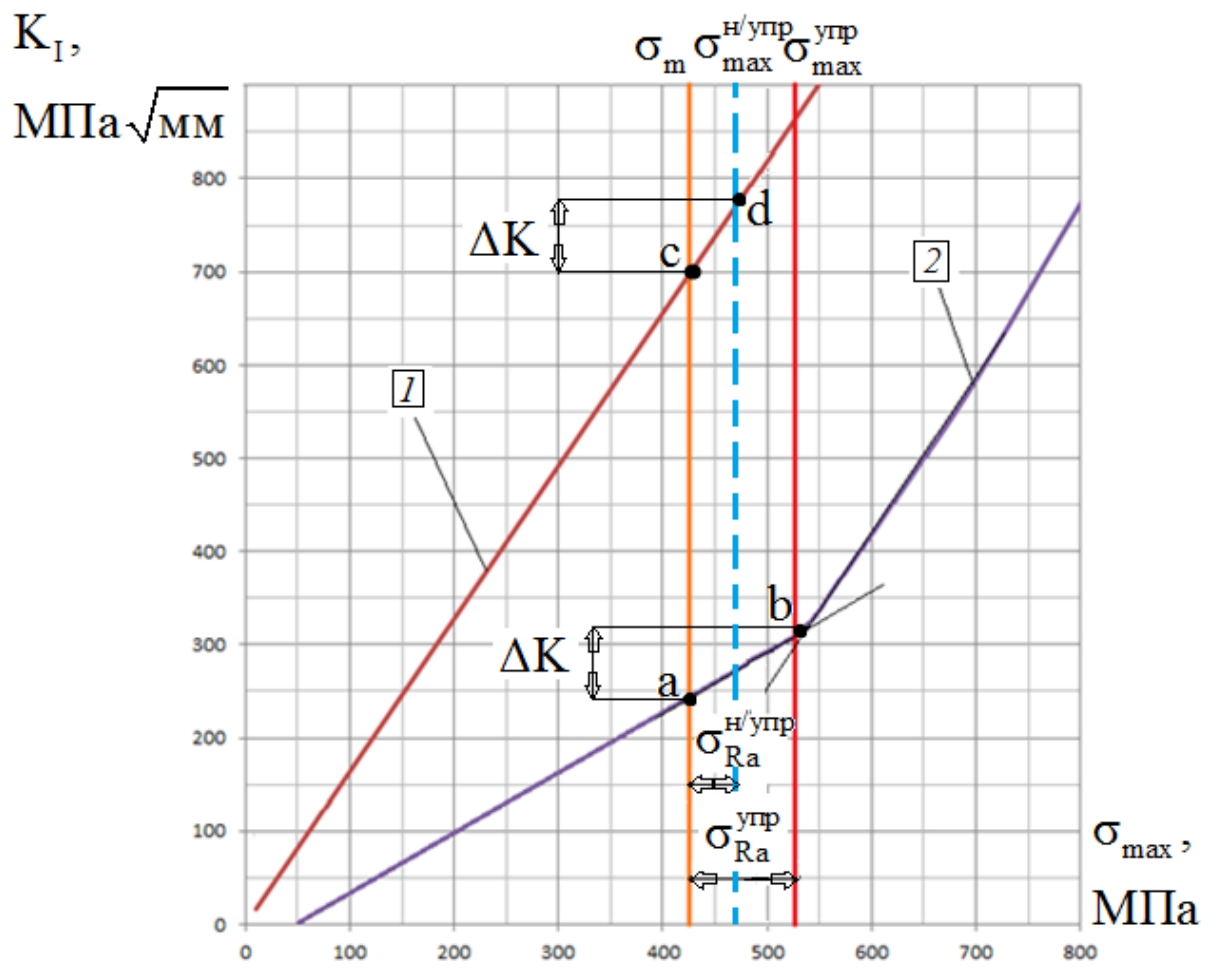


$K_I,$

$\text{МПа}\sqrt{\text{мм}}$

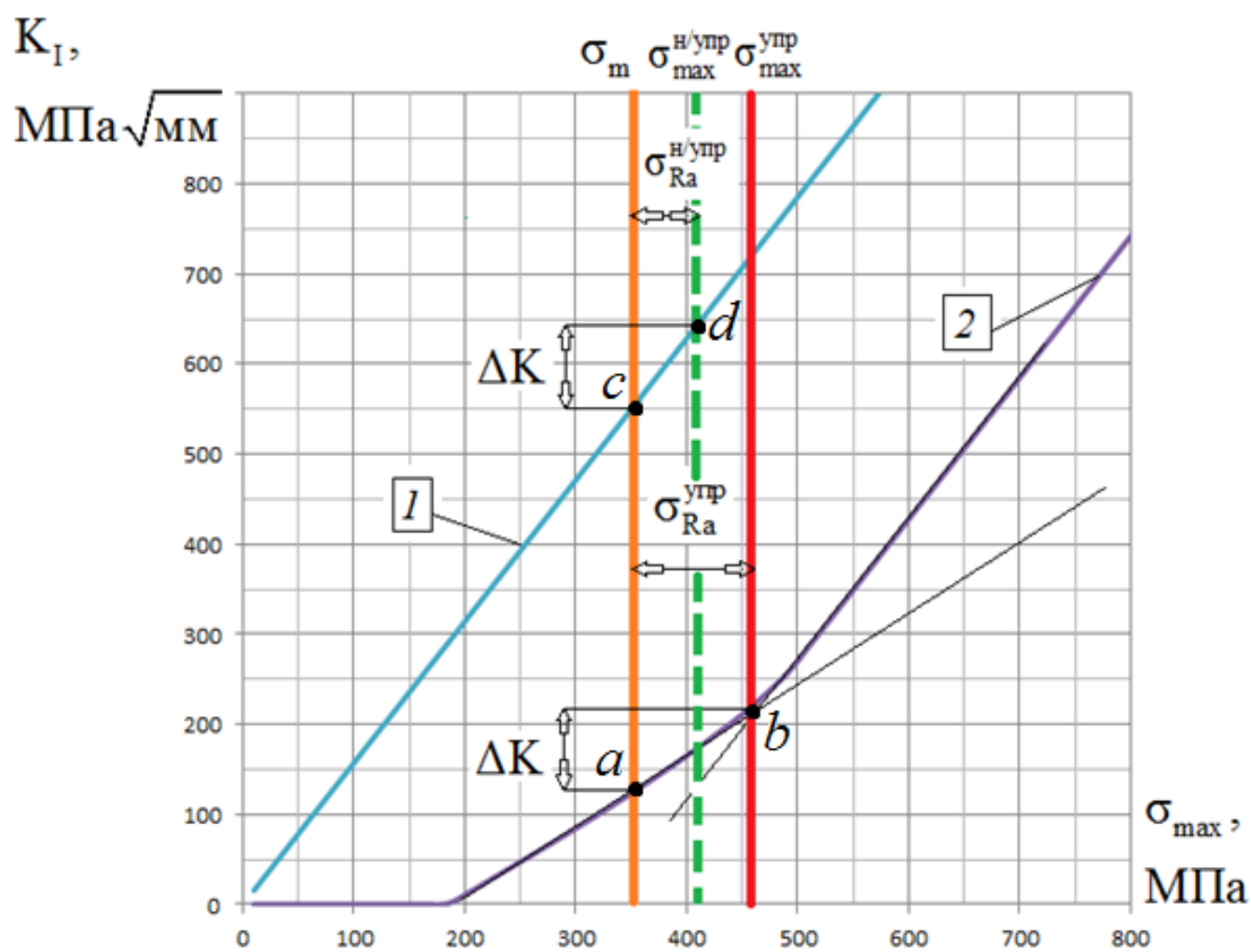


б)



в)

Рисунок 3.18 – График зависимости КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М10 (а – ВТ16, б – 16ХСН, в – 30ХГСА)



a)

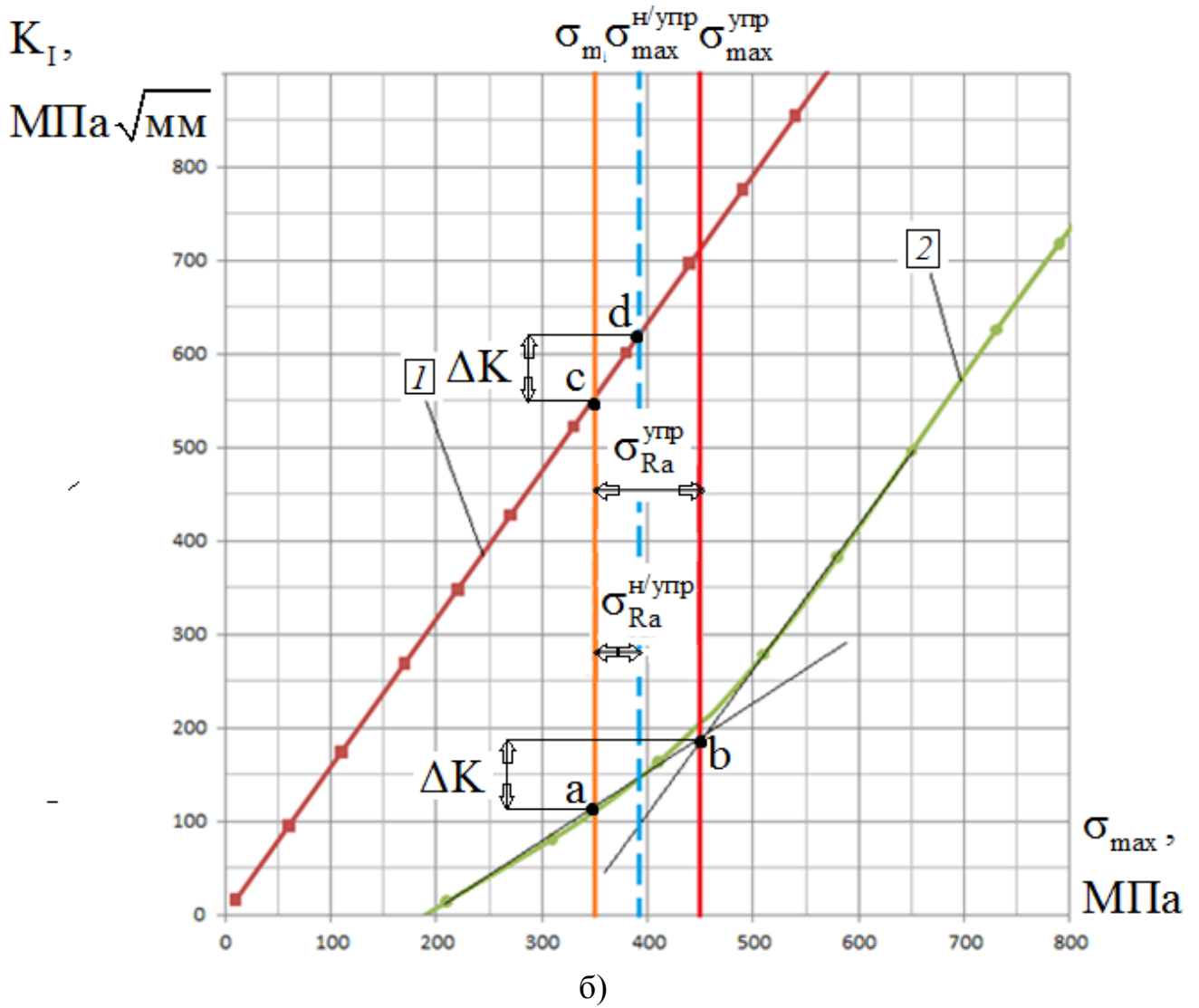


Рисунок 3.19 – График зависимости КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М6 (а – ВТ16, б – 16ХСН)

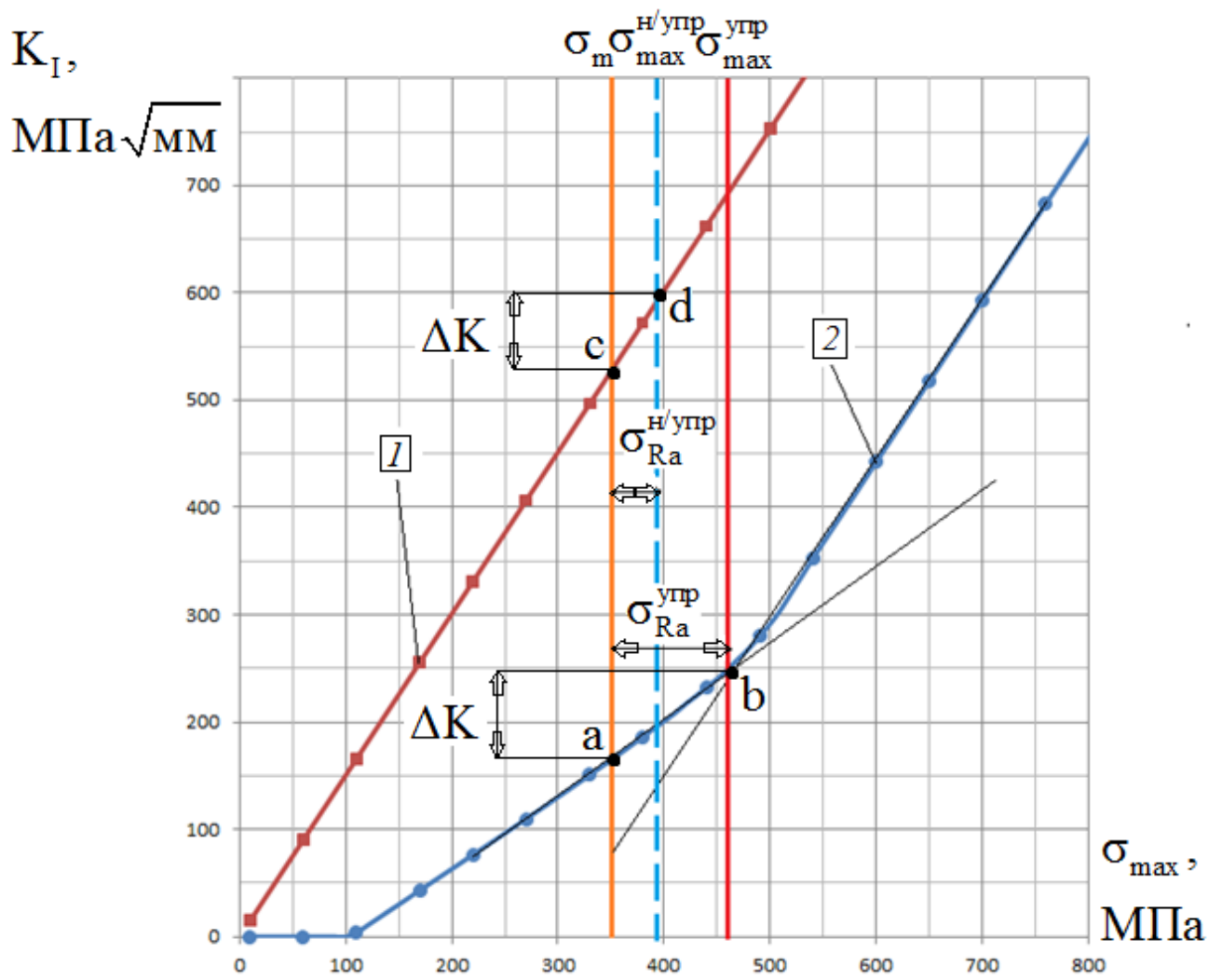
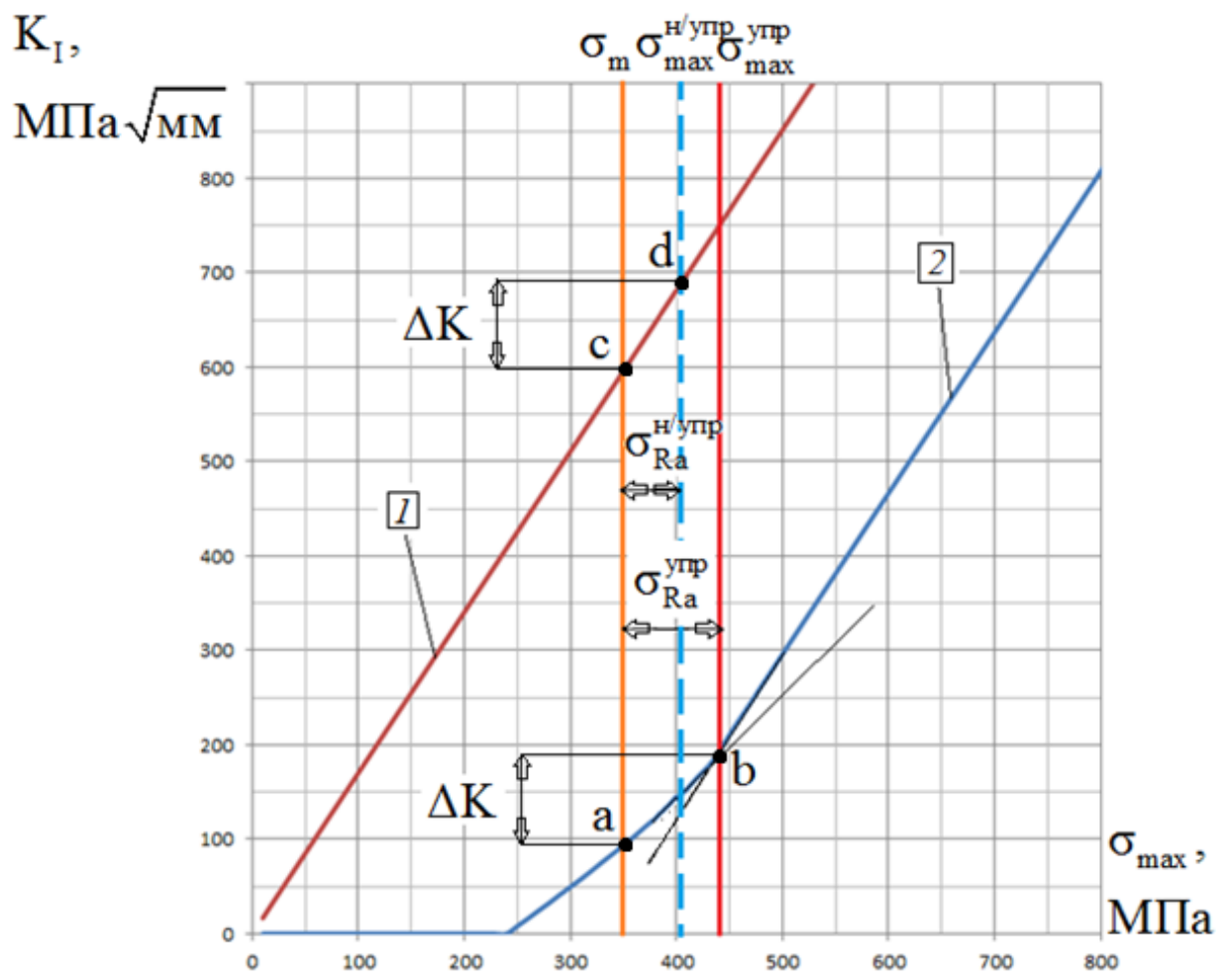
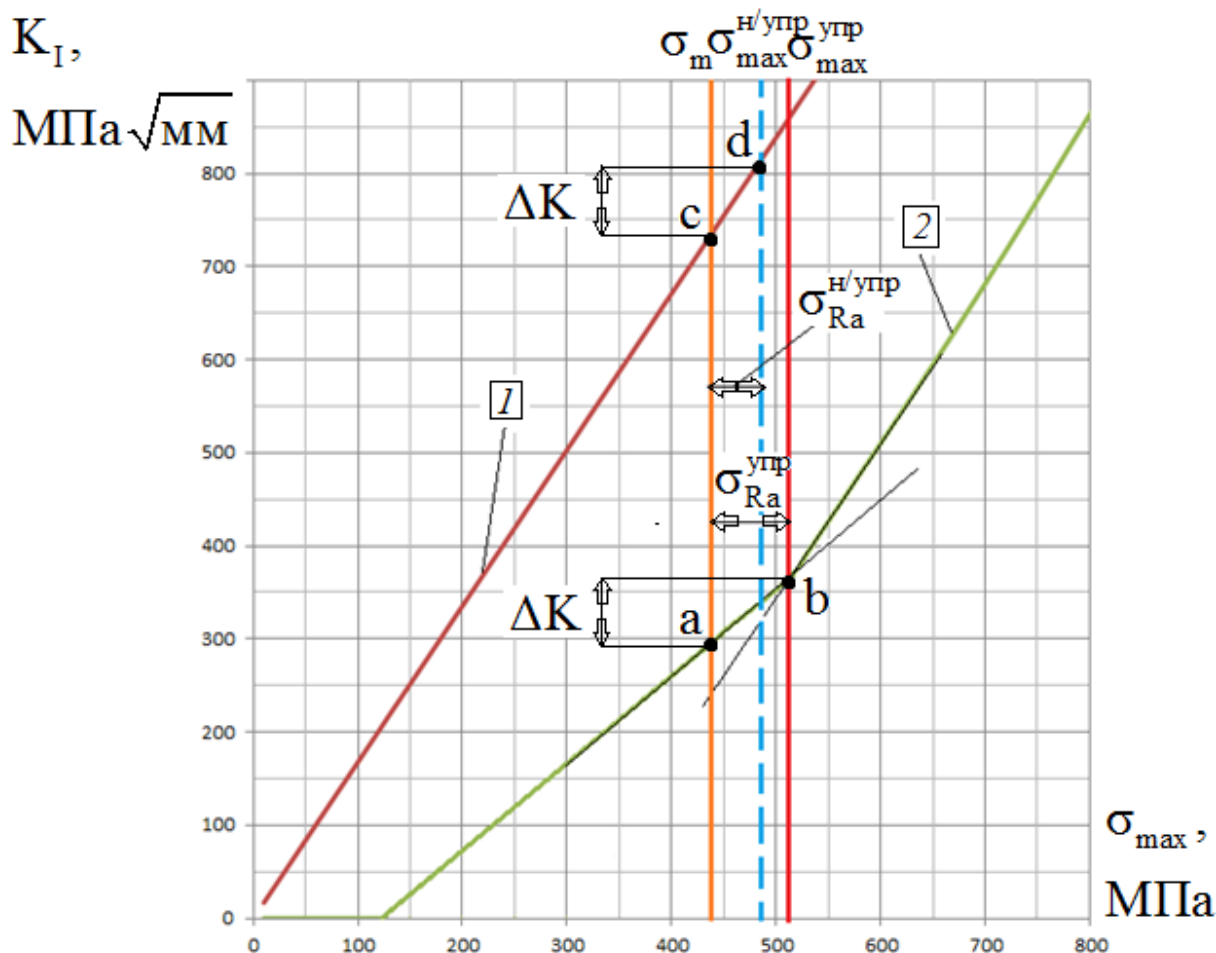


Рисунок 3.20 – График зависимости КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М8 из ВТ16



a)



б)

Рисунок 3.21 – График зависимости КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М12 (а – ВТ16, б– 30ХГСА)

Как следует из графиков рисунков 3.18 – 3.21 характер зависимости $K_I = f(\sigma_{\max})$ упрочнённой резьбовой детали (кривая 2) позволяет разделить на три участка. Первый участок характеризуется нулевым значением КИН K_I - это соответствует состоянию, когда берега трещины полностью прижаты друг к другу, под действие остаточных напряжений. Второй участок описывает состояние, когда трещина раскрывается изнутри, но при этом берега трещины остаются сомкнутыми, поскольку величина остаточных напряжений выше внешних нагрузок. На этом участке происходит накопление энергии для дальнейшего роста трещины. Третий участок представляет собой прямую, которая проходит параллельно прямой неупрочнённого образца и описывает

поведение полностью раскрытой трещины. Переход из второго участка в третий происходит в точке, которая характеризуется максимальным напряжением σ_{max} [83].

Точка перехода из второго участка в третий соответствует окончательному раскрытию трещины.

Величина полного размаха КИН $2\Delta K$ и величина страгивания трещины K_{th} для рассматриваемых резьбовых деталей приведены в таблице 10.

Таблица 10 – Величина полного размаха КИН $2\Delta K$ и величина страгивания трещины K_{th} для рассматриваемых резьбовых деталей

Материал	$2\Delta K$, МПа $\sqrt{мм}$	K_{th} , МПа $\sqrt{мм}$	Погрешность, %
М6			
BT16	190	177,1	6,78
16XCH	150	185,6	23,7
М8			
BT16	150	177,1	18,1
М10			
BT16	160	177,1	10,6
16XCH	180	185,6	3,11
30XГСА	190	185,6	2,31
М12			
BT16	200	177,1	11,4
30XГСА	160	185,6	16,0

Из представленных в таблице 10 данных можно видеть, что величина полного размаха КИН $2\Delta K$ и значения КИН, соответствующие страгиванию трещины K_{th} имеют хорошее совпадение. Максимальная погрешность между ними не превышает 24 % для стали 16XCH, 16 % для стали 30XГСА и 19% из титанового сплава BT16. Из этого следует, что для определения максимальной

амплитуды неупрочнённой резьбовой детали можно использовать величину полного размаха КИН $2\Delta K$ упрочнённой резьбовой детали.

Результаты расчётов экспериментальных [37] и расчётных по разработанной методике значений максимальных амплитуд цикла неупрочнённых резьбовых деталей $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ представлены в таблицах 11-14.

Таблица 11 – Значения максимальных амплитуд цикла $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ неупрочнённых болтов М6

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг (Эксперимент)	накатывание+ отжиг (Расчет)		
ВТ16	350	47	52	-1150	10,64
16ХСН	350	66	60	-890	9,09

Таблица 12 – Значения максимальных амплитуд цикла $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ неупрочнённых болтов М8

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг (Эксперимент)	накатывание+ отжиг (Расчет)		
ВТ16	350	43	48	-1120	11,62

Таблица 13 – Значения максимальных амплитуд цикла $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ неупрочнённых болтов М10

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг (Эксперимент)	накатывание+ отжиг (Расчет)		
BT16	350	42	40	-1070	4,76
16XCH	350	51	50	-820	1,96
30XГСА	430	62	55	-810	11,29

Таблица 14 – Значения максимальных амплитуд цикла $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ неупрочнённых болтов М12

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг (Эксперимент)	накатывание+ отжиг (Расчет)		
BT16	350	40	45	-1030	12,50
30XГСА	430	54	50	-730	7,40

Из представленных в таблицах 11-14 результатов можно сделать вывод, что у расчётных и экспериментальных значений максимальных амплитуд цикла неупрочнённых резьбовых деталей есть значительное совпадение. Величина максимальной погрешности составляет не более 13 % для титанового сплава BT16, 12 % для стали 30XГСА и 10% из стали 16XCH. Из этого следует, что с использованием графиков упрочнённых и неупрочнённых резьбовых деталей можно с приемлемой точностью прогнозировать максимальную амплитуду неупрочнённых резьбовых $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ деталей из различных конструкционных материалов.

Результаты расчётов максимальных амплитуд цикла упрочнённых резьбовых деталей σ_{Ra}^{yup} , приращений предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}^{расч}$ и их сравнение с результатами экспериментальных исследований по определению приращения предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}^{он}$ [37] после проведения испытаний на многоцикловую усталость представлены в таблицах 15 – 18.

Таблица 15 – Приращение предельных амплитуд цикла для болтов М6

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа			$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание			$\Delta\sigma_{Ra}^{он}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{расч}$, МПа	
			Эксперимент	Расчет				
ВТ16	350	47	118	120	-1150	71	73	2,73
16XCH		66	118	125	-890	52	59	11,8

Таблица 16 – Приращение предельных амплитуд цикла для болтов М8

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа			$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание			$\Delta\sigma_{Ra}^{он}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{расч}$, МПа	
			Эксперимент	Расчет				
ВТ16	350	43	111	115	-1120	68	72	5,56

Таблица 17 – Приращение предельных амплитуд для цикла болтов М10

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа			$ \sigma_{осл} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание					
			Эксперимент	Расчет		$\Delta\sigma_{Ra}^{он}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{рас}$, МПа	
BT16	350	42	102	113	-1070	60	71	15,5
16XCH	350	51	93	89	-820	42	38	10,5
30XГСА	430	62	103	98	-810	41	36	13,8

Таблица 18 – Приращение предельных амплитуд для цикла болтов М12

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа			$ \sigma_{осл} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание					
			Эксперимент	Расчет		$\Delta\sigma_{Ra}^{он}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{рас}$, МПа	
BT16	350	40	98	93	-1030	58	51	5,37
30XГСА	430	54	88	91	-730	34	41	3,41

Из представленных в таблицах 15-18 результатов можно сделать вывод, что упрочнение поверхности (накатывание резьбы после отжига заготовки) в исследованных случаях повышает предел выносливости детали. Расчётно-экспериментальный метод имеет значительное совпадение с данными полученными из эксперимента. Величина максимальной погрешности приращения предельных амплитуд $\Delta\sigma_{Ra}$ составляет не более 16 % для болтов из титанового сплава BT16, 14 % из стали 30XГСА и 12% из стали 16XCH. Из этого следует, что предложенная расчётно-экспериментальная методика позволяет с приемлемой для многоциклового усталости точностью прогнозировать предельную амплитуду цикла упрочнённых резьбовых деталей σ_{Ra} и приращение предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}$.

Полученная величина приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ в расчётном методе представлена в таблицах 19 – 22.

Таблица 19 – Приращение предельных амплитуд цикла для болтов М6

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
ВТ16	350	52	120	-1150	71	68	4,41
16ХСН		60	125	-890	52	65	20,0

Таблица 20 – Приращение предельных амплитуд цикла для болтов М8

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
ВТ16	350	48	115	-1120	68	67	1,49

Таблица 21 – Приращение предельных амплитуд для цикла болтов М10

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$ \sigma_{ост} $, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
ВТ16	350	40	113	-1070	60	73	17,8
16ХСН	350	50	89	-820	42	39	7,69
30ХГСА	430	55	98	-810	41	43	4,65

Таблица 22 – Приращение предельных амплитуд для цикла болтов М12

Материал	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$\sigma_{ост}$, МПа	Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
		накатывание+ отжиг	отжиг+ накатывание		$\Delta\sigma_{Ra}^{on}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{pac}$, МПа	
BT16	350	45	93	-1030	58	48	20,8
30ХГСА	430	50	91	-730	34	41	17,1

Из представленных в таблицах 19-22 результатов можно сделать вывод, что расчётный метод имеет значительное совпадение с данными полученными их эксперимента. Величина максимальной погрешности приращения предельных амплитуд $\Delta\sigma_{Ra}$ составляет не более 21 % для титанового сплава BT16, 18 % для стали 30ХГСА и 20% из стали 16ХСН. Из этого следует, что предложенная расчётная методика позволяет с приемлемой для многоциклового усталости точностью прогнозировать приращение предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ резьбовых деталей из различных конструкционных материалов.

3.2 Вывод к третьему разделу

1. Проведены расчёты по разработанной методике, описанной в разделе 2, для резьбовых деталей М6, М8, М10, М12 из сплавов BT16, сталей 16ХСН и 30ХГСА. Полученные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными.

2. Установлена глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ резьбовых деталей М6, М8, М10, М12 из сплавов BT16, сталей 16ХСН и 30ХГСА. Данная глубина находится ниже размаха КИН ΔK от глубины трещины. Это говорит о том, что трещина является нераспространяющейся.

3. Для прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей σ_{max} и приращения предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ необходимо использовать данные экспериментально полученных графиков распределения остаточных напряжений во впадинах резьбовых деталей. Эти данные позволяют построить зависимость КИН от напряжений цикла $K_I = f(\sigma_{max})$ и с помощью этих зависимостей с достаточной точностью для многоциклового усталости прогнозировать предел выносливости.

4. Расчеты показали, что определение наиболее оптимального технологического режима изготовления резьбовой детали осуществляется через определение точки перехода от второго к третьему участку на графике зависимости КИН от максимальных напряжений цикла $K_I = f(\sigma_{max})$. Именно с этой точки начинается раскрытие усталостной трещины.

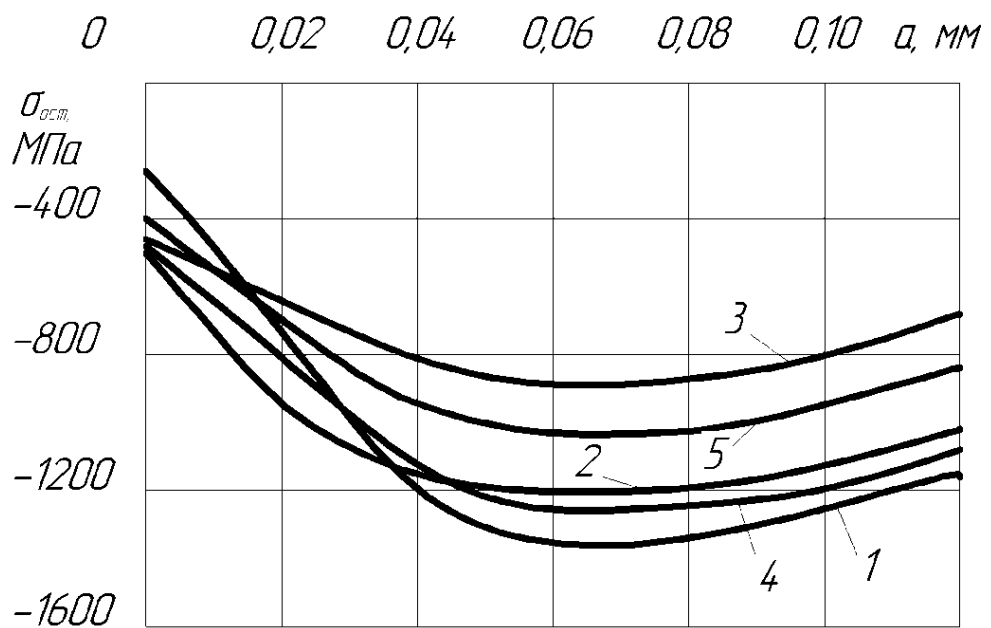
4 ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ФАКТОРОВ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

В данном разделе приведены результаты исследования влияния конструктивных факторов (радиус впадин) на величину предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочнённых методами поверхностного пластического деформирования резьбовых деталей с позиций линейной механики разрушения по разработанной ранее методике, описанной в разделе 2.

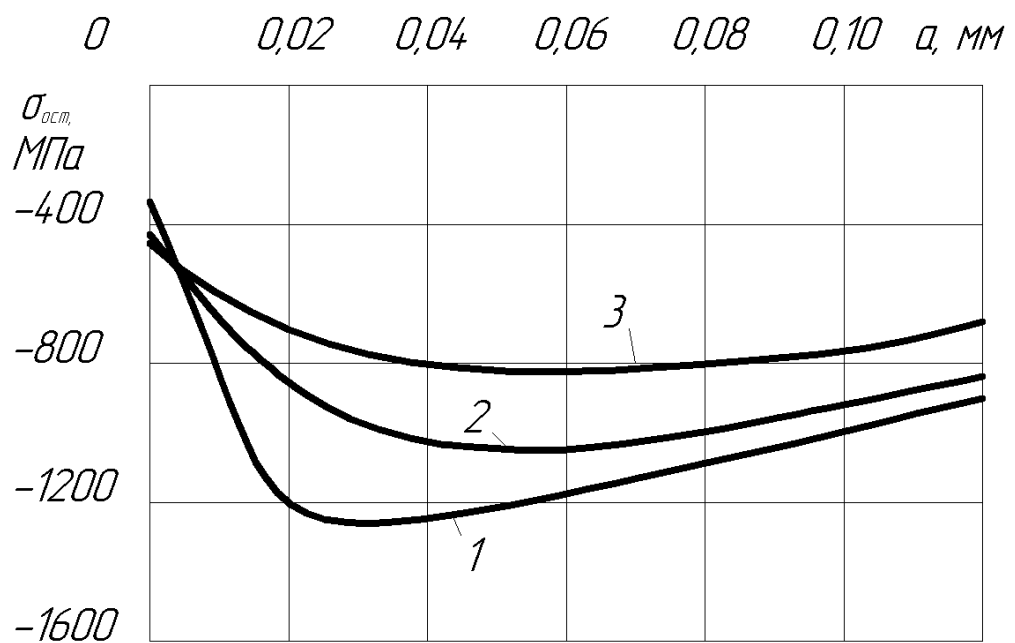
По ГОСТ 9150-81 радиус впадин резьбы может изменяться от $\rho_0 = 0,1P$ до $\rho_0 = 0,216P$, где P – шаг резьбы. ОСТ 100105-75 регламентирует радиус впадин в пределах $(0,144 - 0,180)P$, а по данным работы [105] радиус впадин не нарушает взаимозаменяемость при его увеличении до $\rho_0 = 0,256P$. В связи с таким широким диапазоном изменения радиуса представляется важным изучение его влияния на остаточные напряжения во впадинах резьбы.

4.1 Определение приращения предельных амплитуд цикла

Распределение остаточных напряжений для различных значений радиуса впадин накатанной резьбы болтов М6 из сплава ВТ16 и стали 16ХСН представлено на рисунке 4.1. Для всех исследованных материалов с уменьшением радиуса от 0,3 до 0,1 мм наибольшие сжимающие остаточные напряжения повышаются в 1,3 – 1,7 раза, что объясняется увеличением теоретического и эффективного коэффициентов концентрации резьб.



а)



б)

Рисунок 4.1 – Остаточные напряжения в наименьшем сечении впадин накатанной резьбы болтов М6 из сплава ВТ16 (а), стали 16ХСН (б) с радиусом впадин: 1 – $\rho_0 = 0,1$ мм, 2 – $\rho_0 = 0,2$ мм, 3 – $\rho_0 = 0,3$ мм, 4 – $\rho_0 = 0,15$ мм, 5 – $\rho_0 = 0,25$ мм

Результаты вычисления предела выносливости резьбовых деталей с разными радиусами впадин по разработанной методике сравнивались с экспериментальными исследованиями, опубликованными в [37].

Остаточные напряжения в деталях определялись «методом удаления части поверхности впадин резьбы. Для исследования использовали экспериментально полученные эпюры остаточных напряжений в наименьшем сечении поверхностного слоя впадин резьбы, представленных в монографии [37].

Механические характеристики материалов резьбовых деталей, использованные в настоящем разделе диссертации, приведены в таблице 1.

В таблицах 23 – 24 представлены полиномиальные коэффициенты, аппроксимирующие остаточные напряжения в болтах с различными радиусами впадин (2.12), вычисленные по методике, описанной в п. 2.5.

Таблица 23 – Полиномиальные коэффициенты, аппроксимирующие остаточные напряжения в болтах из сплава ВТ16

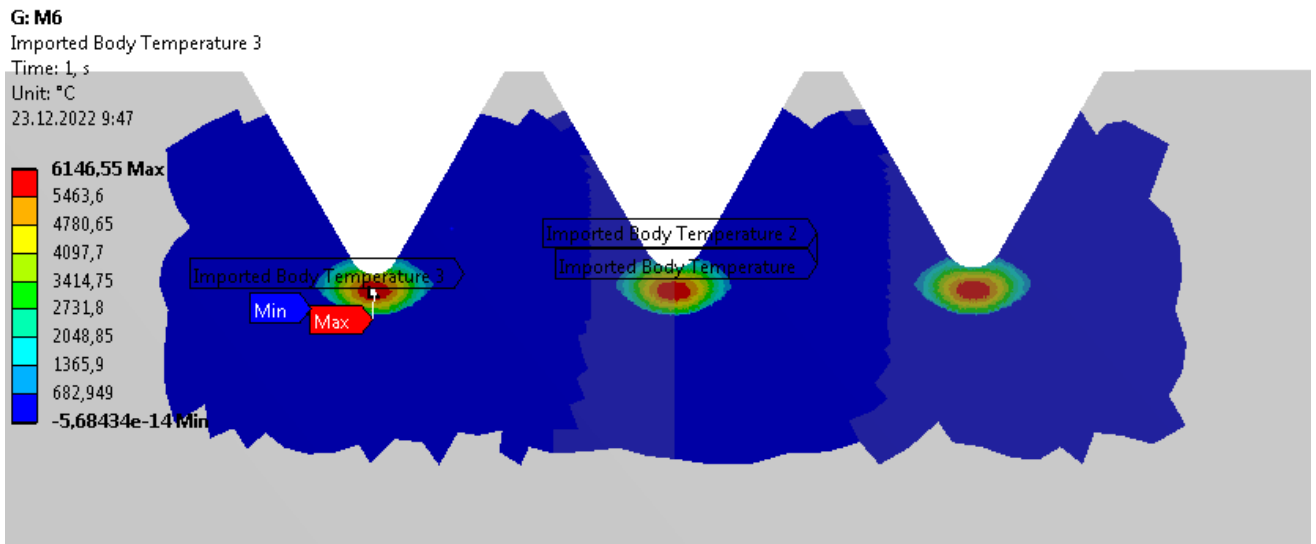
Поли номинальный коэффициент	Значение коэффициента				
	$\rho_0 = 0,1$ мм	$\rho_0 = 0,15$ мм	$\rho_0 = 0,2$ мм	$\rho_0 = 0,25$ мм	$\rho_0 = 0,3$ мм
a_0	-234,96	-558,43	-533,85	-376,64	-519,10
a_1	-26930,00	-7488,98	-17697,06	-12317,00	2308,88
a_2	-9884,00	-314461,03	29677,83	-160924,35	-409316,21
a_3	2731147,00	4595257,47	1113236,29	3185075,48	5178316,27
a_4	-8971630,00	-12986723,03	-2065223,86	-9395838,29	-15802373,58

Таблица 24 – Полиномиальные коэффициенты, аппроксимирующие остаточные напряжения в болтах из стали 16XCH

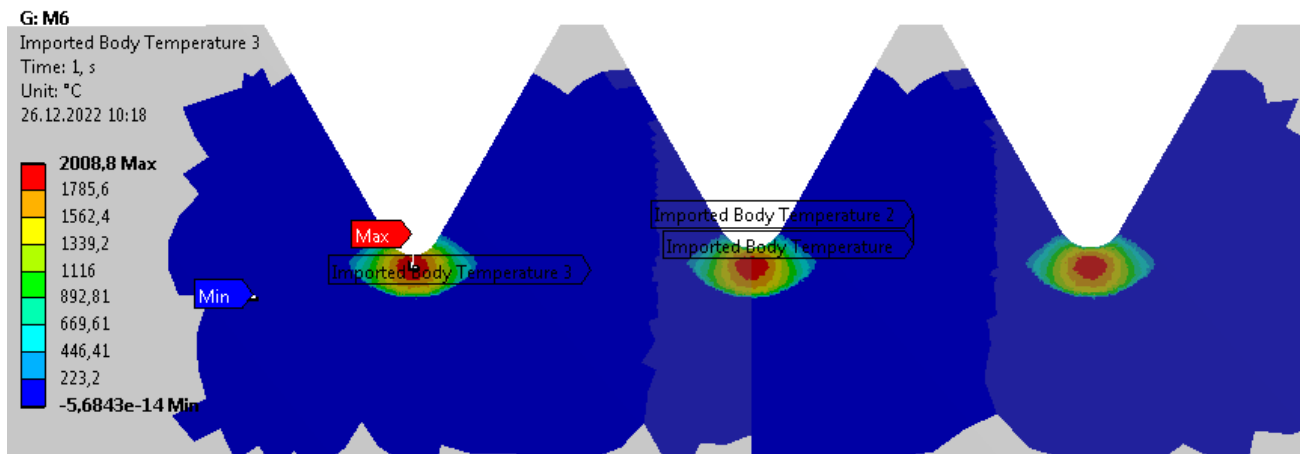
Полиномиальный коэффициент	Значение коэффициента		
	$\rho_0 = 0,1$ мм	$\rho_0 = 0,2$ мм	$\rho_0 = 0,3$ мм
a_0	-292,05	-501,38	-475,07
a_1	-66177,90	-19853,81	-12082,01
a_2	1495320,86	209623,94	68664,04
a_3	-13059097,77	-838782,71	436603,62
a_4	40621143,56	3466847,27	-1229211,32

Расчёт выполнялся в упругой постановке с использованием комплекса ANSYS. Остаточных напряжений по толщине упрочнённого поверхностного слоя резьбовых деталей моделировались с использованием метода термоупругости [16, 79, 80, 81, 82, 85, 108, 115, 117, 118, 120], основанного на решении задачи о первоначальных деформациях [11].

На рисунках 4.2 – 4.6 показано распределение эквивалентных температурных нагрузок в резьбе, соответствующих распределению остаточных напряжений, представленных на рисунке 4.1. Распределение температуры в резьбе моделировали с использованием коэффициентов при многочлене, приведённых в таблицах 18 – 19.



a)



б)

Рисунок 4.2 – Распределение эквивалентной температурной нагрузки в резьбе, соответствующей распределению остаточных напряжений в болтах из сплава ВТ16(а) и стали 16ХСН (б) ($\rho_0 = 0,1$ мм)

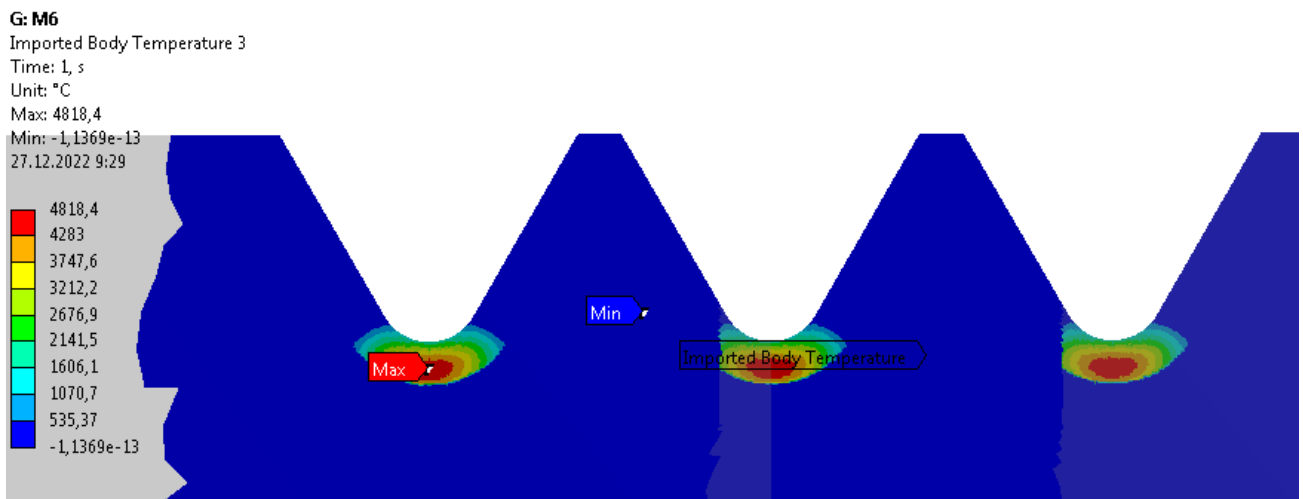
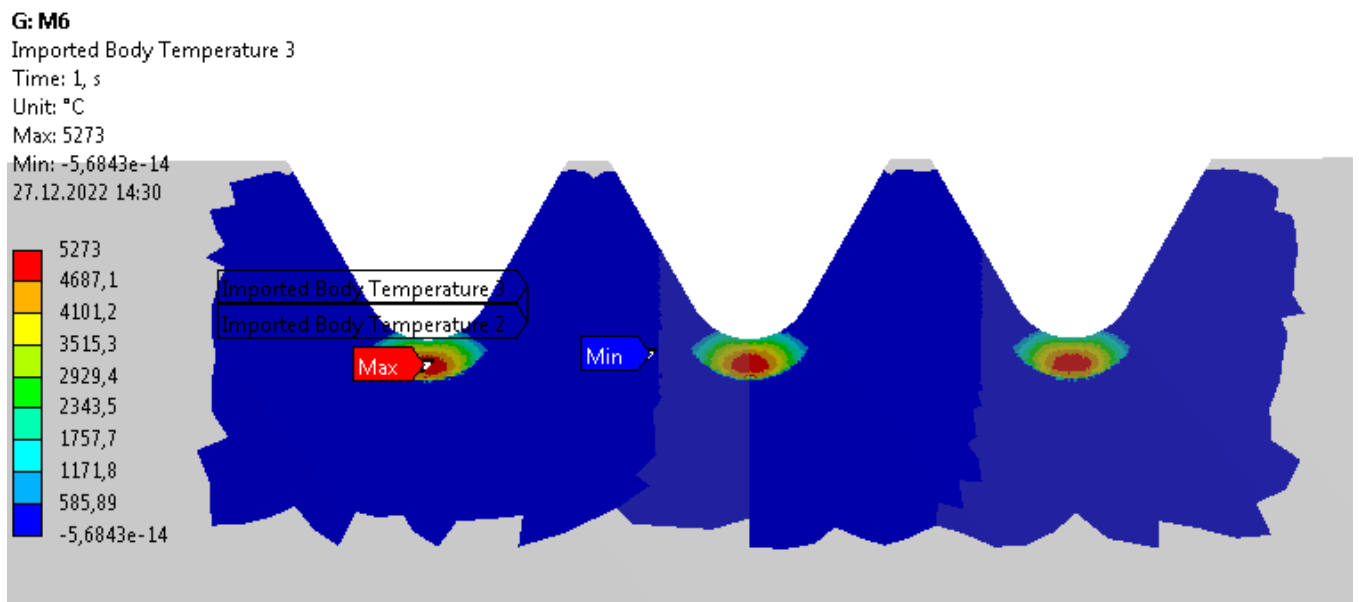
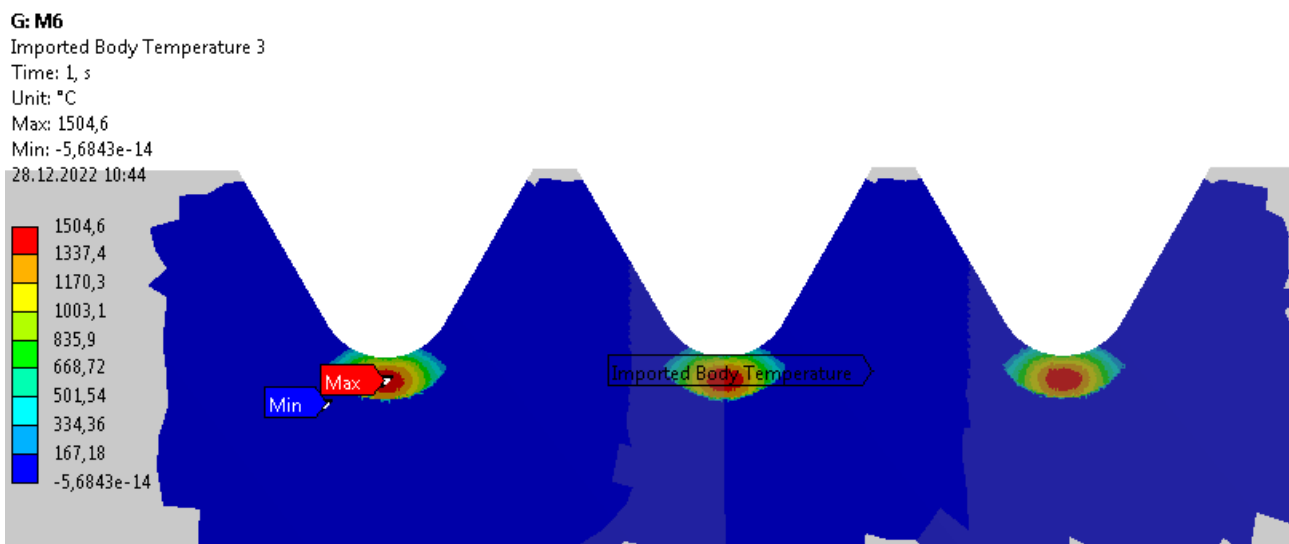


Рисунок 4.3 – Распределение эквивалентной температурной нагрузки в резьбе, соответствующей распределению остаточных напряжений в болтах из сплава ВТ16 ($\rho_0 = 0,15$ мм)



a)



б)

Рисунок 4.4 – Распределение эквивалентной температурной нагрузки в резьбе, соответствующей распределению остаточных напряжений в болтах из сплава ВТ16(а) и стали 16ХСН (б) ($\rho_0 = 0,2$ мм)

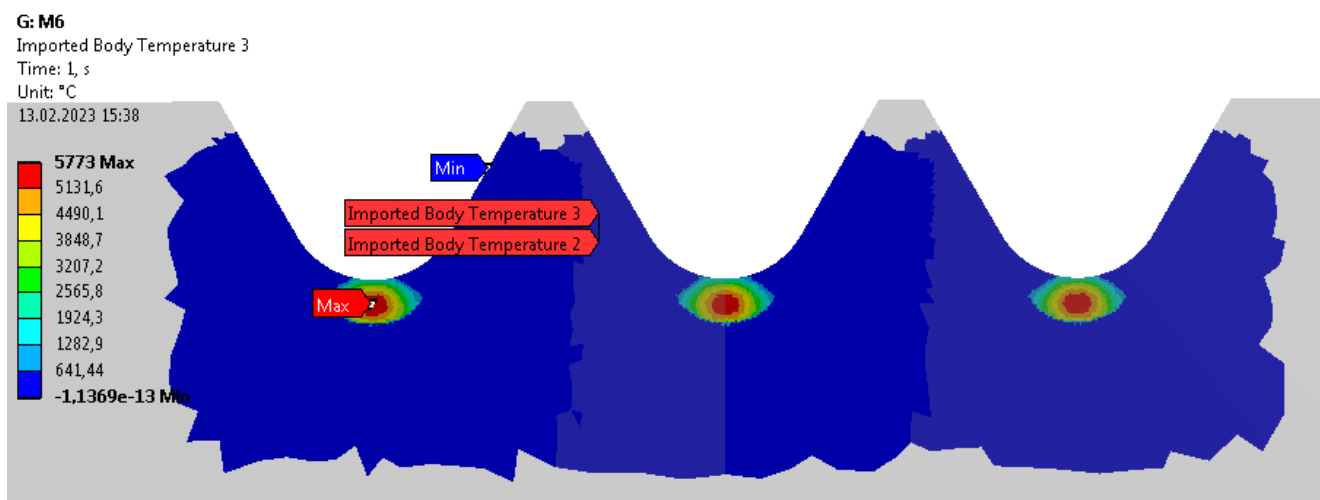
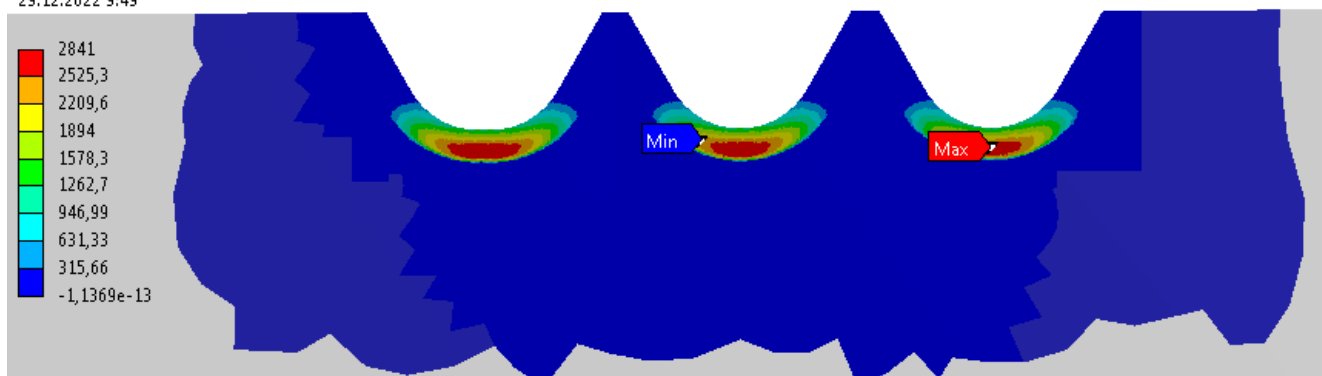


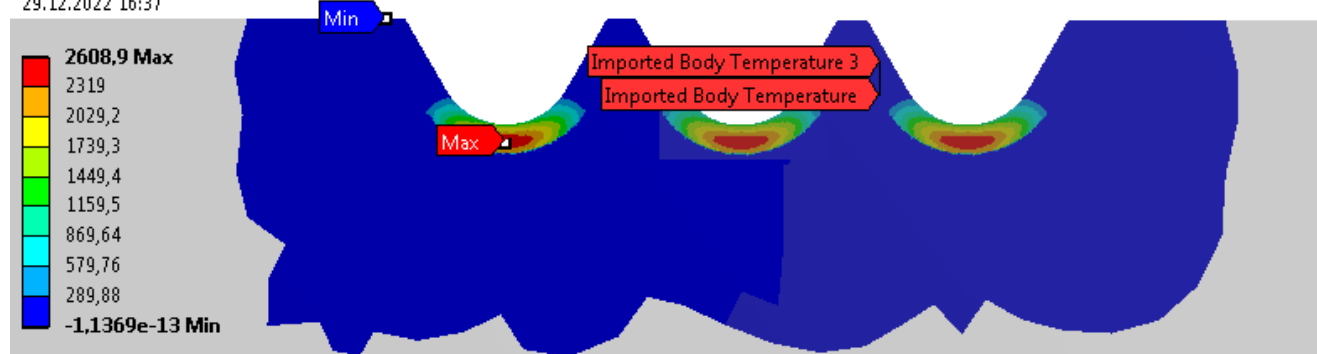
Рисунок 4.5 – Распределение эквивалентной температурной нагрузки в резьбе, соответствующей распределению остаточных напряжений в болтах из сплава ВТ16 ($\rho_0 = 0,25$ мм)

G: M6
Imported Body Temperature 3
Time: 1, s
Unit: °C
Max: 2841
Min: -1,1369e-13
29.12.2022 9:49



a)

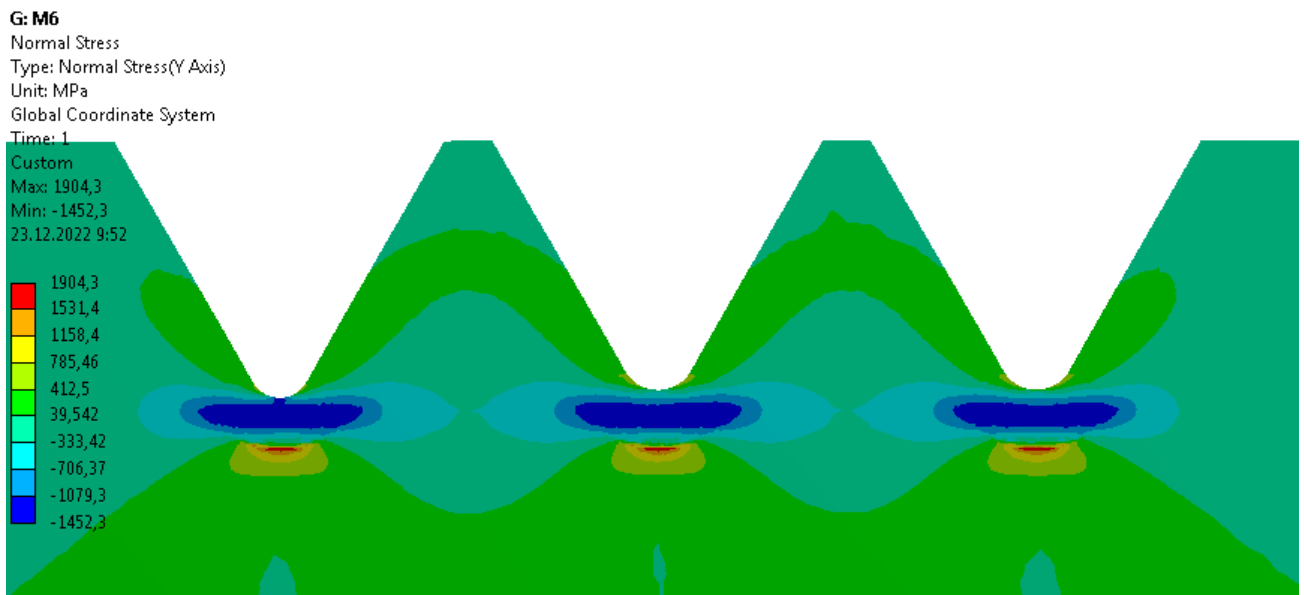
G: M6
Imported Body Temperature 3
Time: 1, s
Unit: °C
29.12.2022 16:37



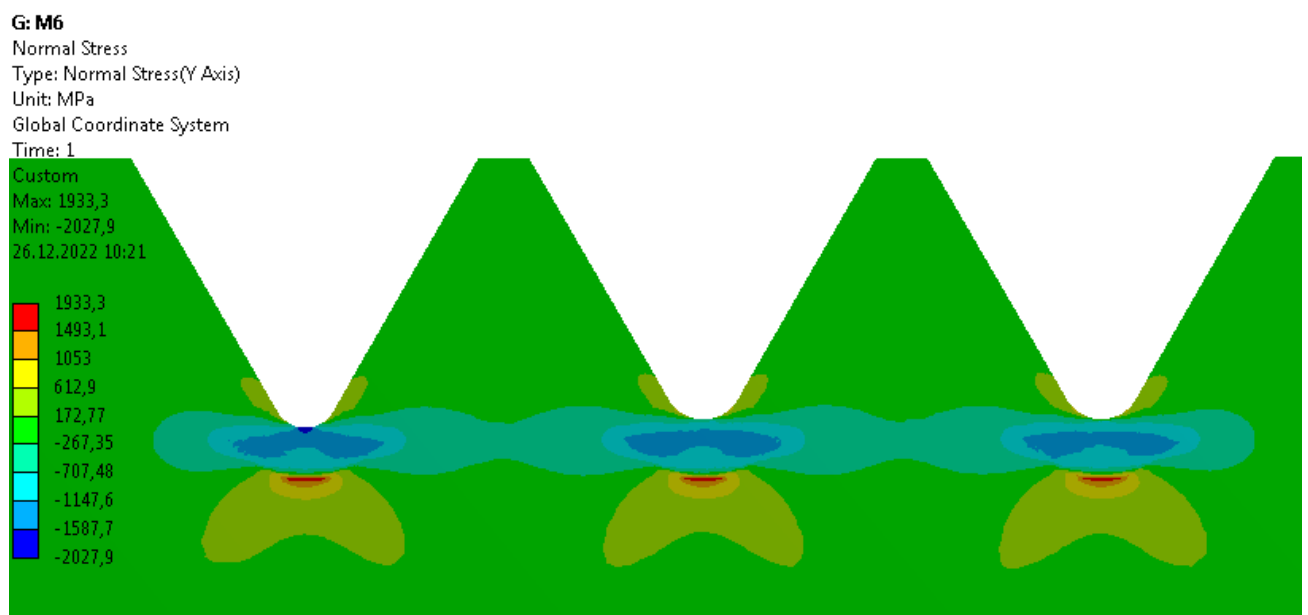
б)

Рисунок 4.6 – Распределение эквивалентной температурной нагрузки в резьбе, соответствующей распределению остаточных напряжений в болтах из сплава ВТ16 (а) и стали 16ХСН (б) ($\rho_0 = 0,3$ мм)

На рисунках 4.7 – 4.11 представлено распределение осевых остаточных напряжений во впадинах резьбы, полученных на основе приложенных эквивалентных температурных нагрузок, представленных на рисунках 4.2 – 4.6. Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов соответствует остаточным напряжениям для расчётных случаев, представленных на рисунке 4.1 [37].



a)



б)

Рисунок 4.7 – Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов из сплава ВТ16(а) и стали 16ХСН (б) ($\rho_0 = 0,1$ мм), МПа

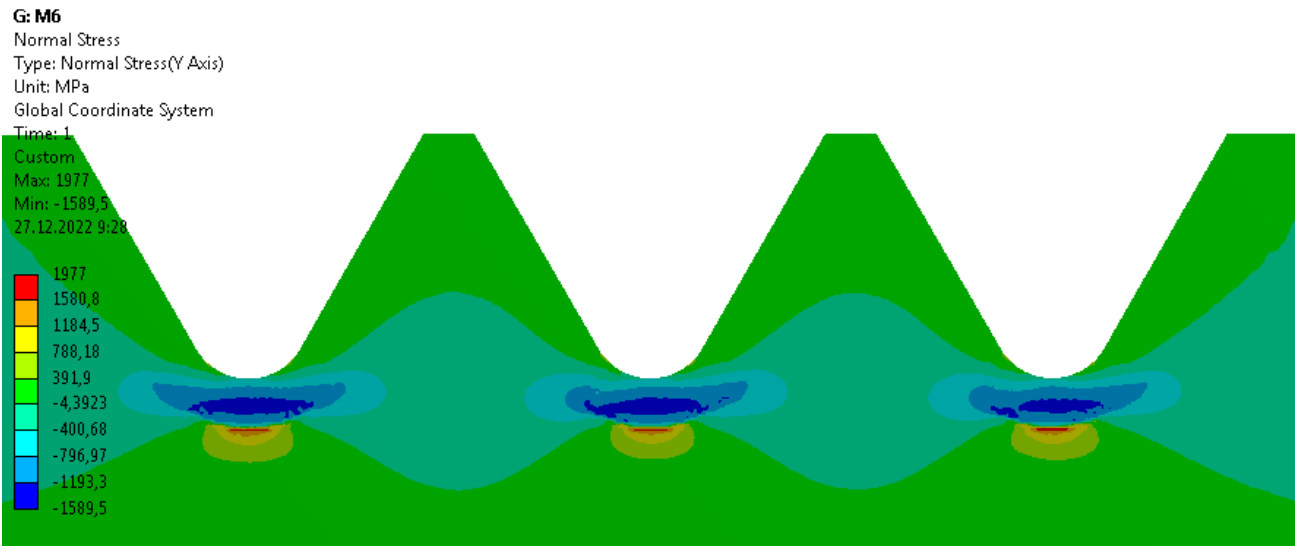
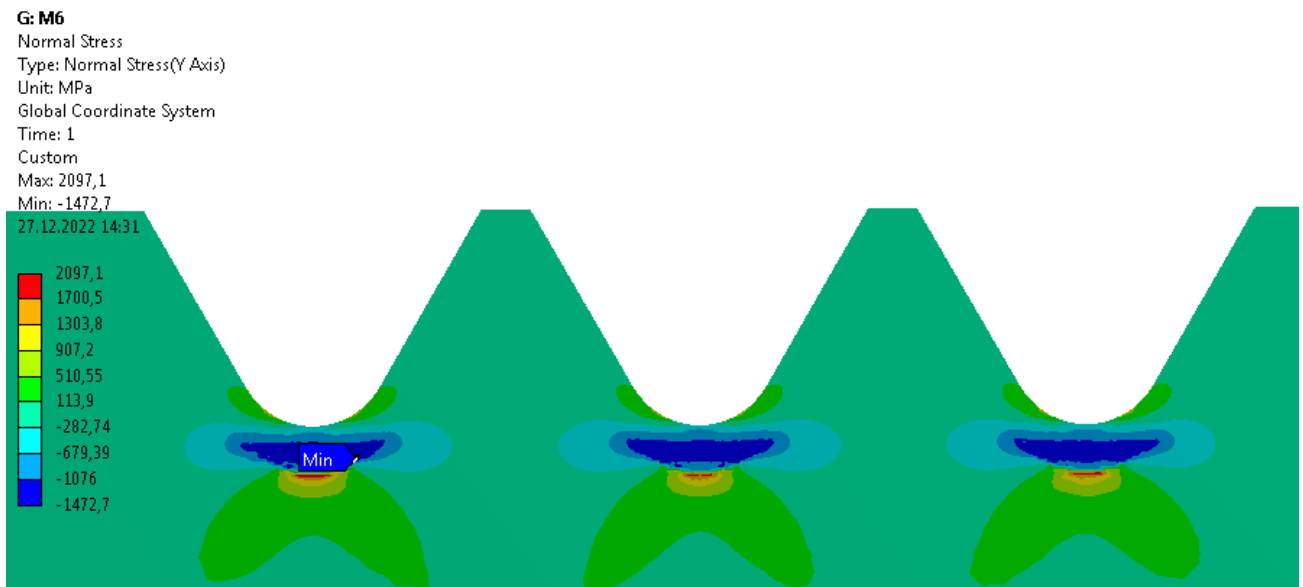
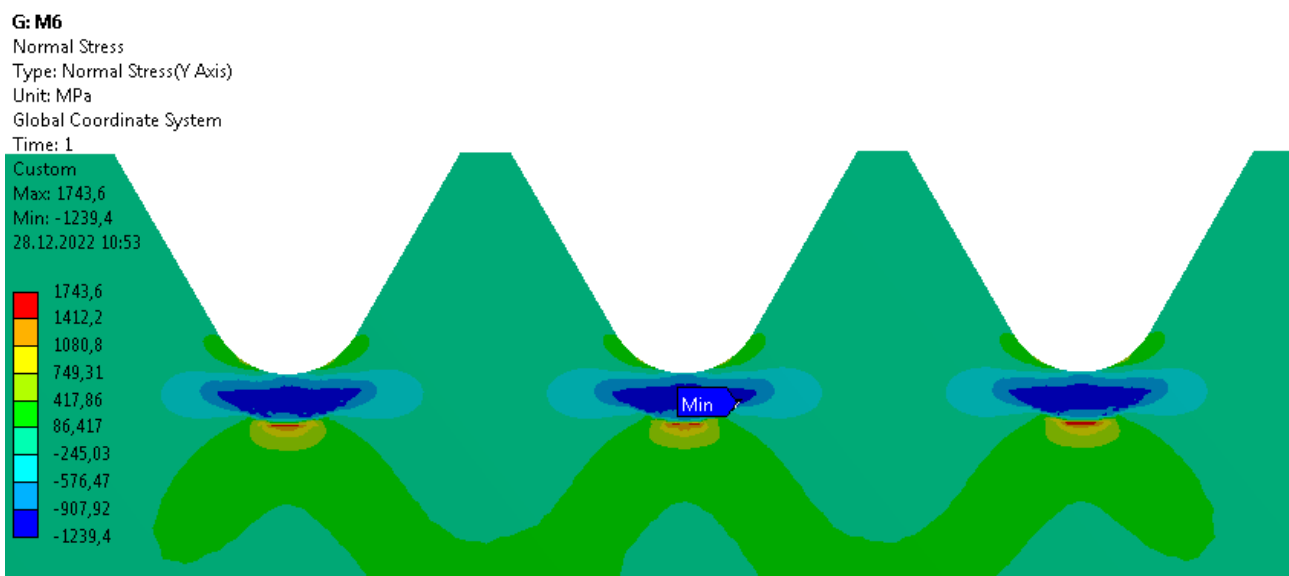


Рисунок 4.8 – Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов из сплава ВТ16 ($\rho_0 = 0,15$ мм), МПа



a)



б)

Рисунок 4.9 – Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов из ВТ16(а) и 16ХСН (б) ($\rho_0 = 0,2$ мм), МПа

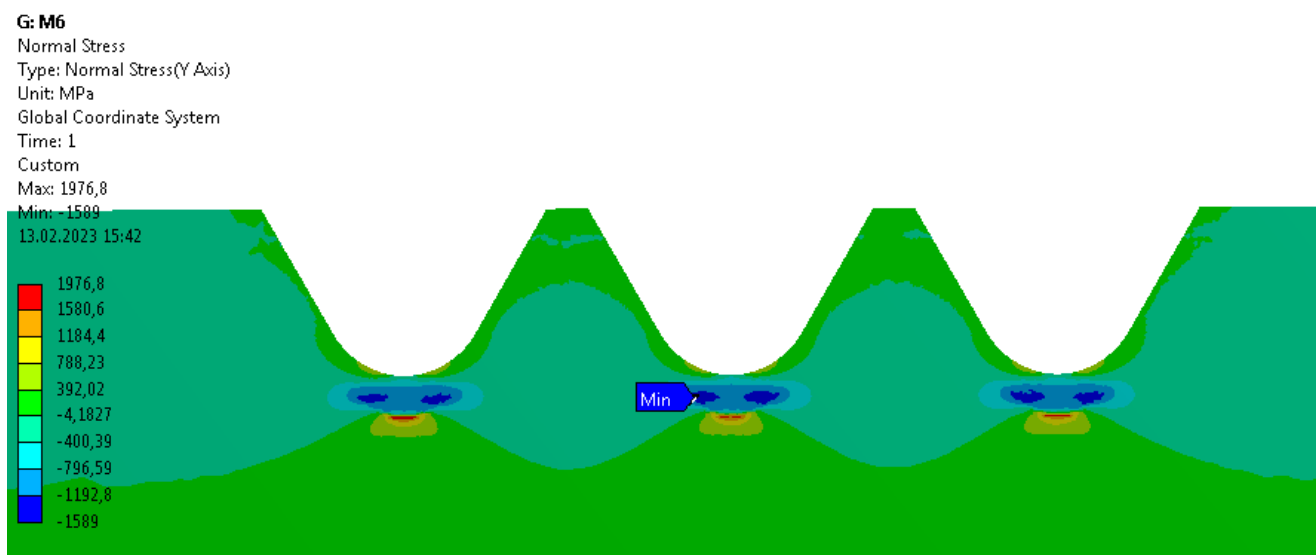
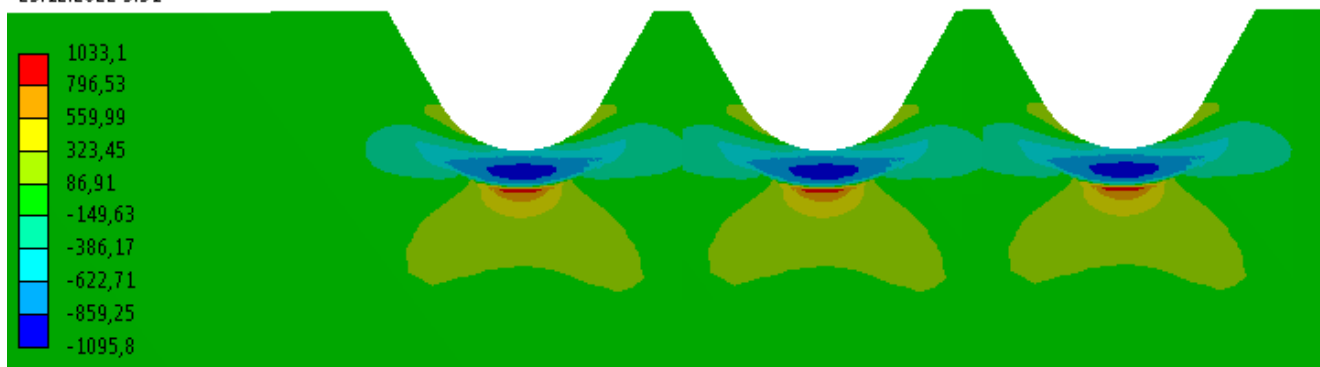


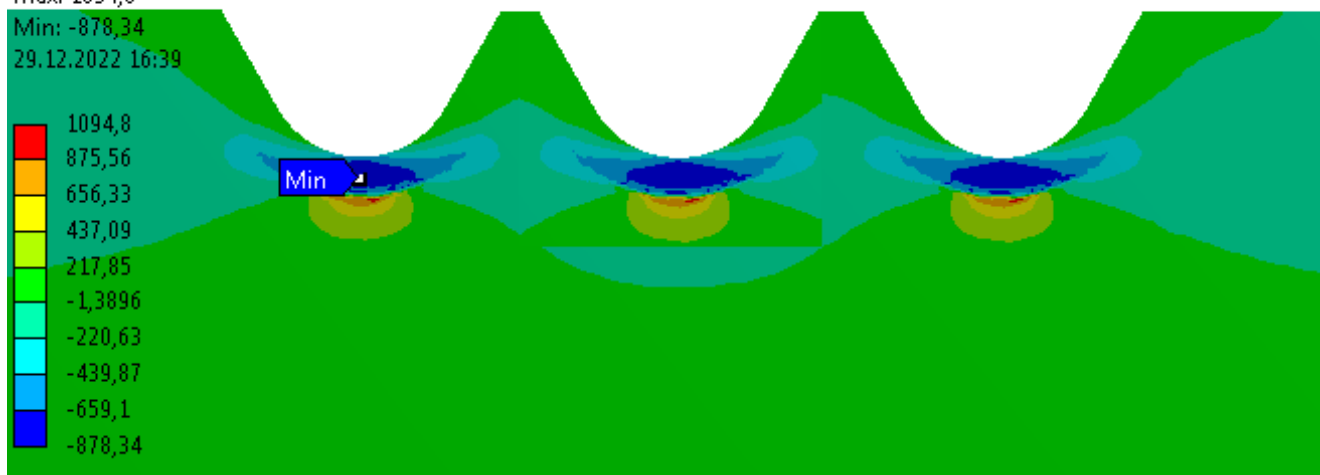
Рисунок 4.10 – Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов из ВТ16 ($\rho_0 = 0,25$ мм), МПа

G: M6
Normal Stress
Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
Custom
Max: 1033,1
Min: -1095,8
29.12.2022 9:51



a)

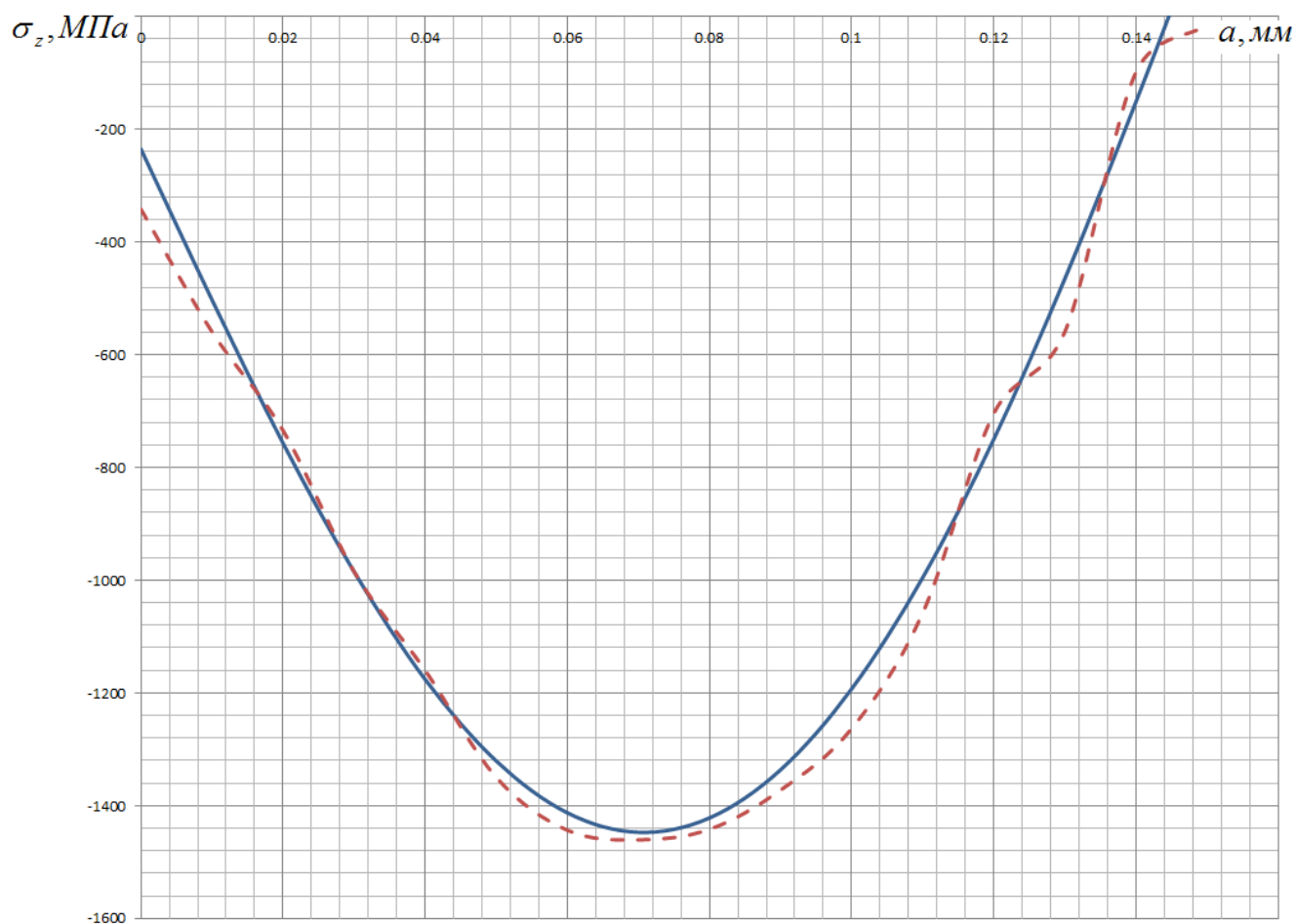
G: M6
Normal Stress
Type: Normal Stress(Y Axis)
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
Custom
Max: 1094,8
Min: -878,34
29.12.2022 16:39



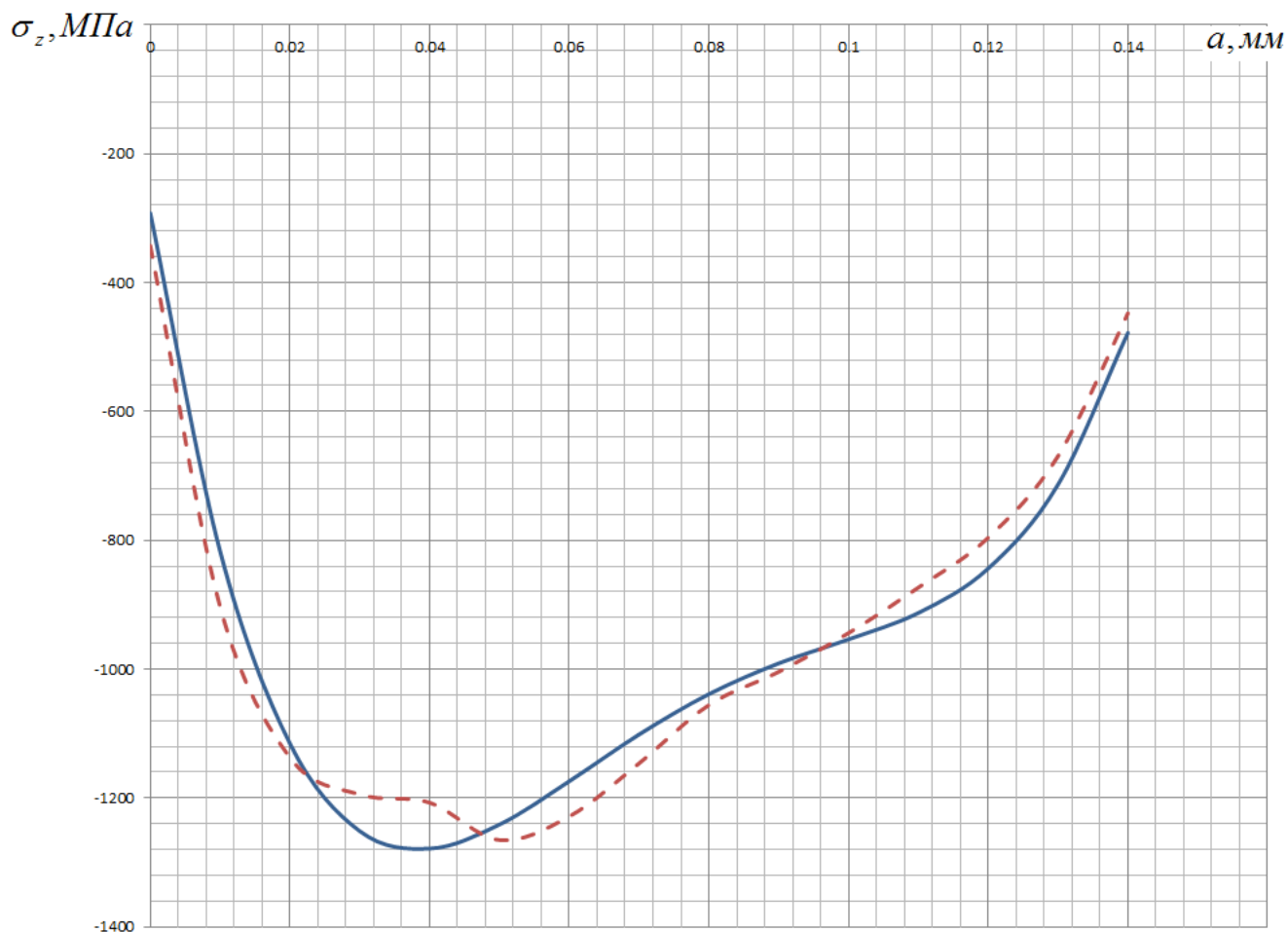
б)

Рисунок 4.11 – Распределение осевых остаточных напряжений в наименьшем сечении резьбы болтов из ВТ16(а) и 16XСН (б) ($\rho_0 = 0,3$ мм), МПа

Экспериментальная и расчётная эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болтов М6 с различными радиусами впадин из титанового сплава ВТ16 и стали 16ХСН представлены на рисунках 4.12 – 4.16. Сплошной линией показана экспериментальная эпюра распределения остаточных напряжений. Пунктирная линия соответствует расчётной эпюре распределения остаточных напряжений в соответствии с рисунком 4.1 [37].



а)



б)

Рисунок 4.12 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болтов из сплава ВТ16 (а) и стали 16ХСН (б) ($\rho_0 = 0,1$ мм)

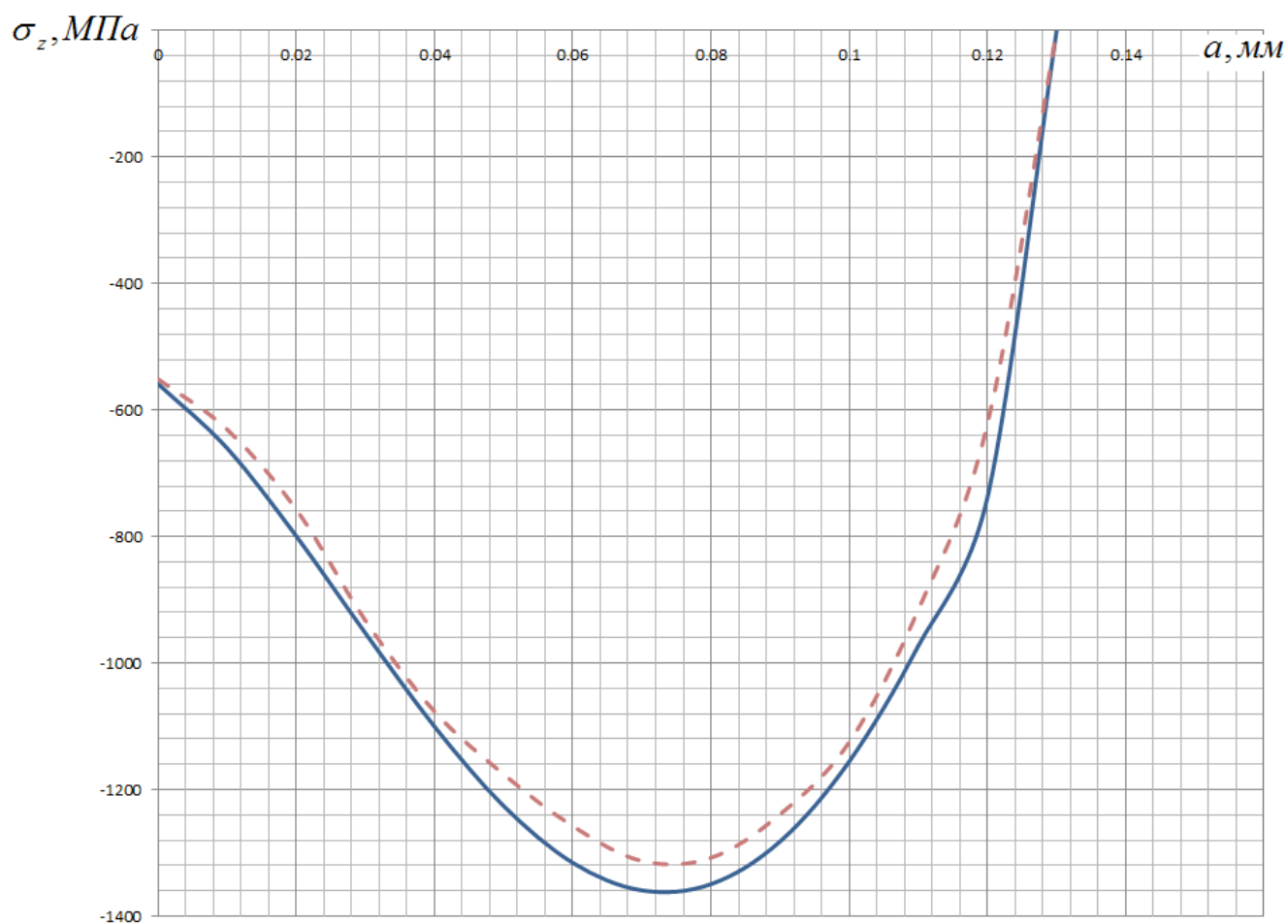
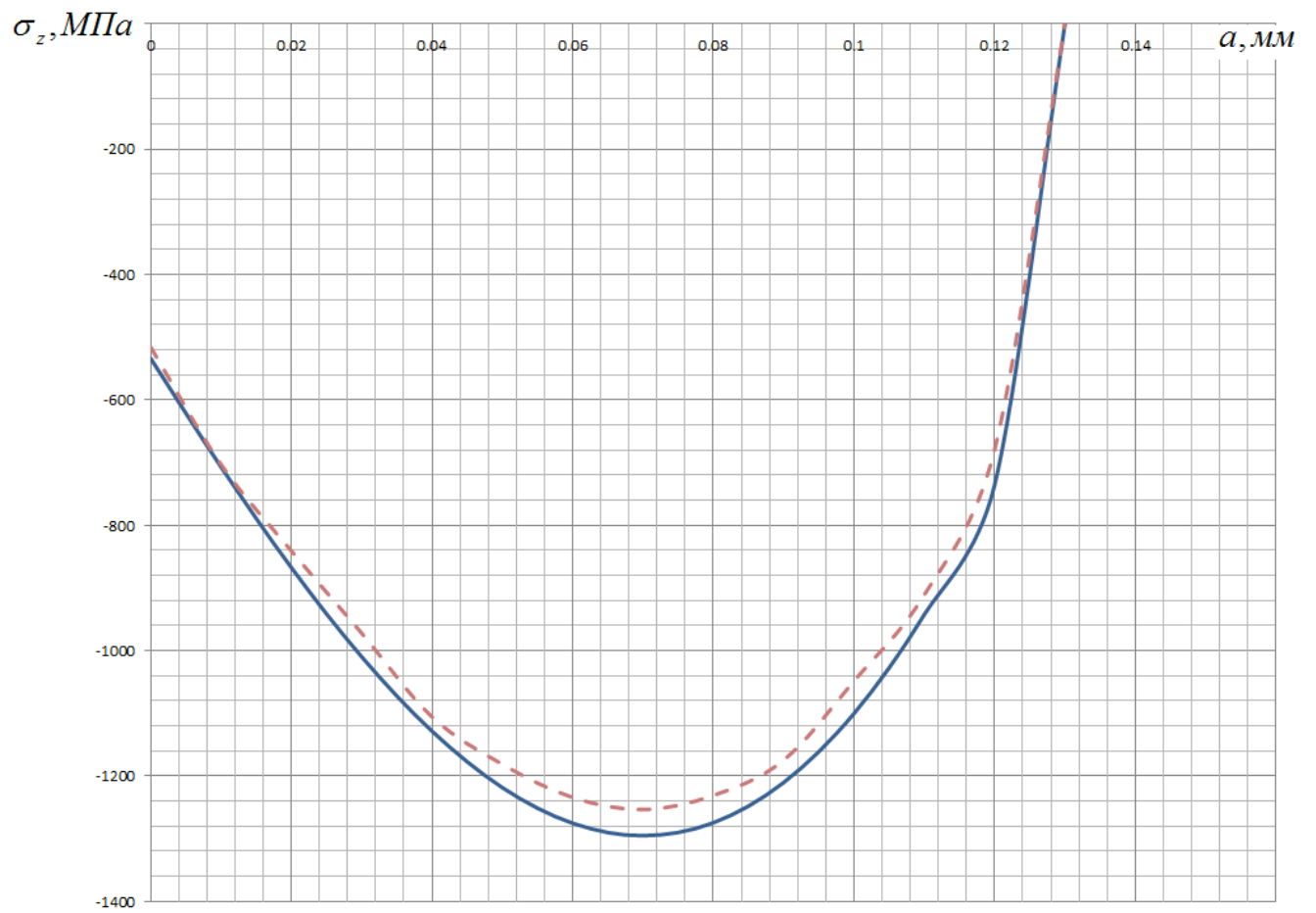
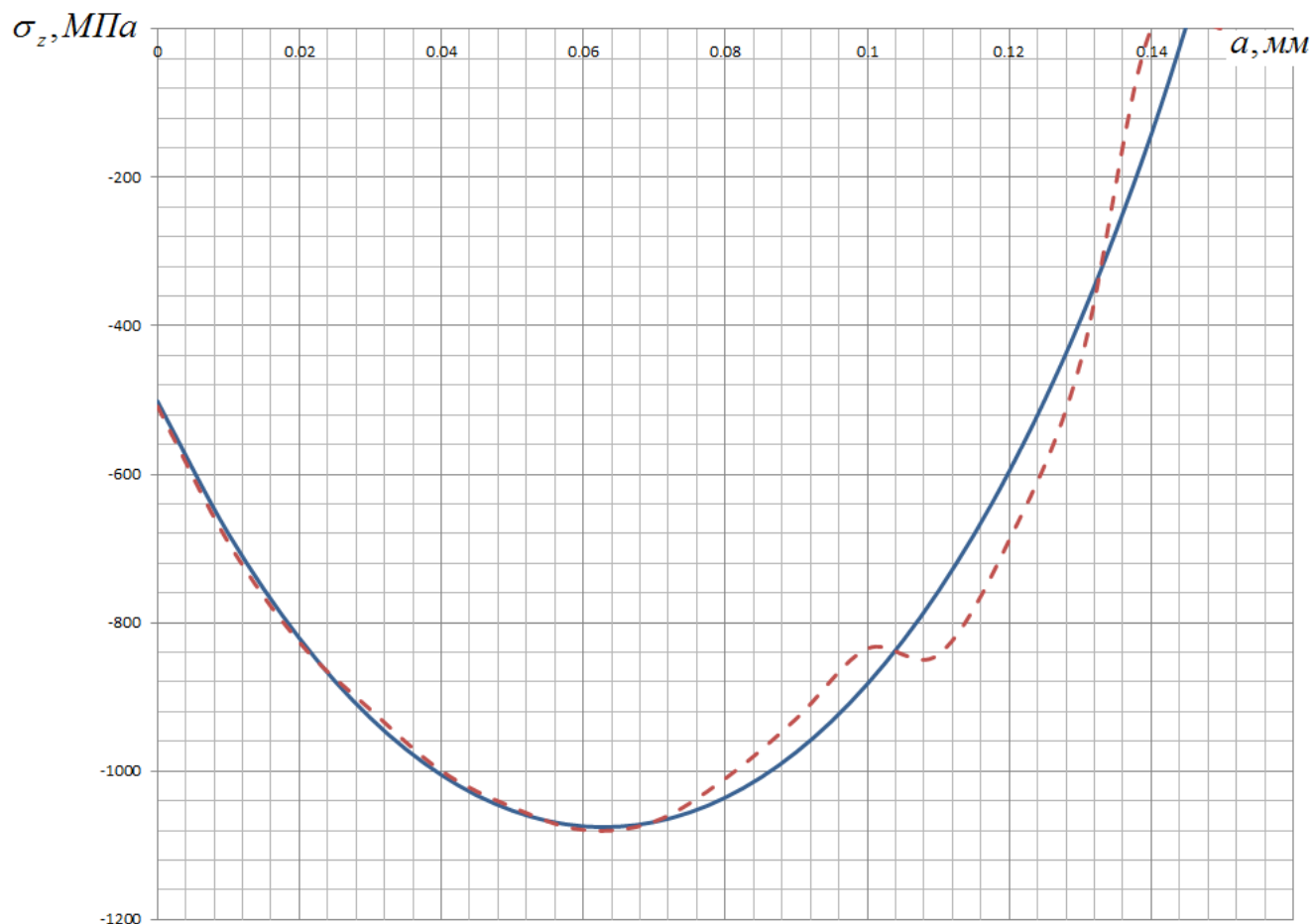


Рисунок 4.13 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болтов из сплава ВТ16 ($\rho_0 = 0,15$ мм)



a)



б)

Рисунок 4.14 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болтов из сплава ВТ16 (а) стали 16ХСН (б) ($\rho_0 = 0,2$ мм)

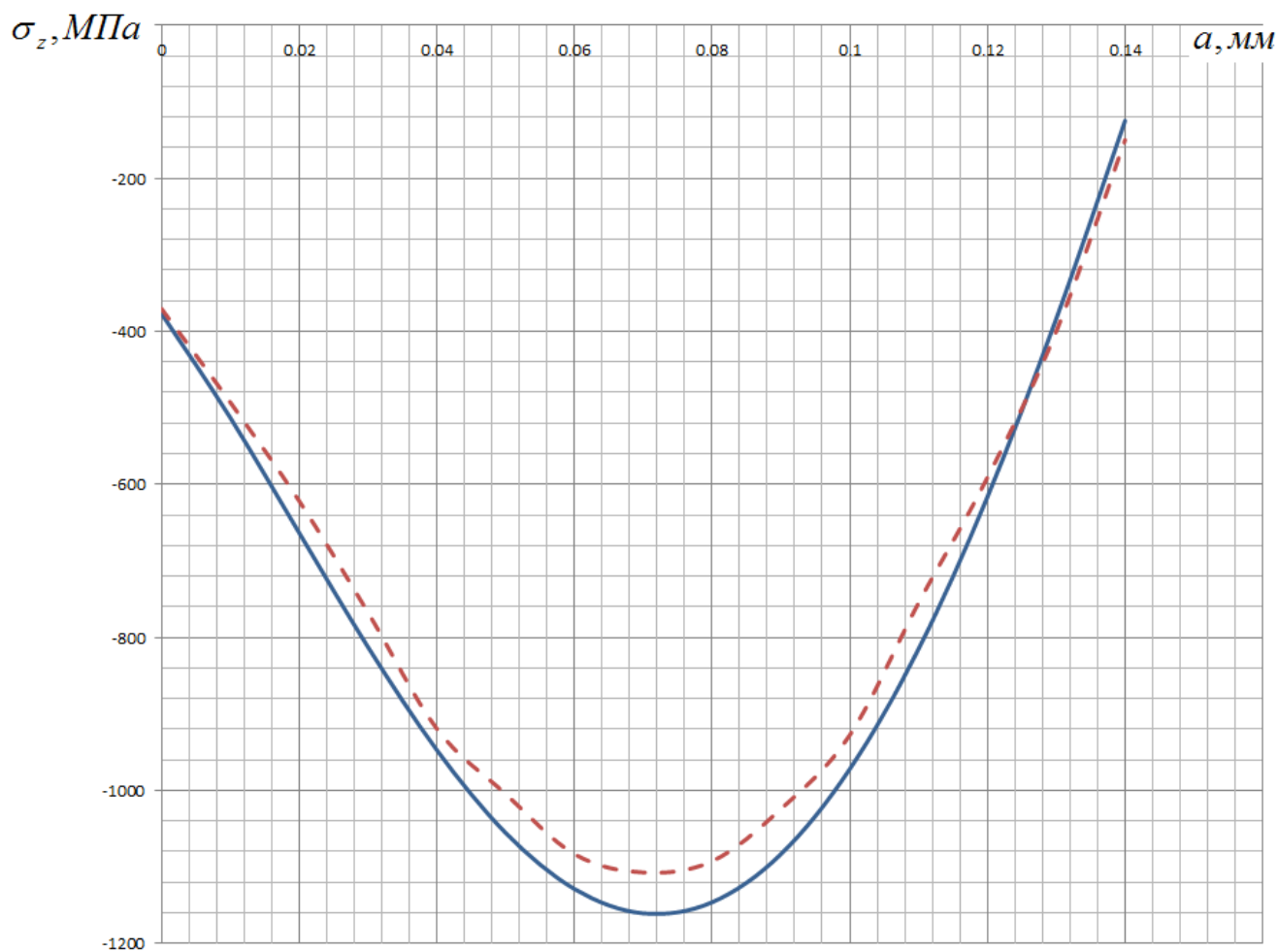
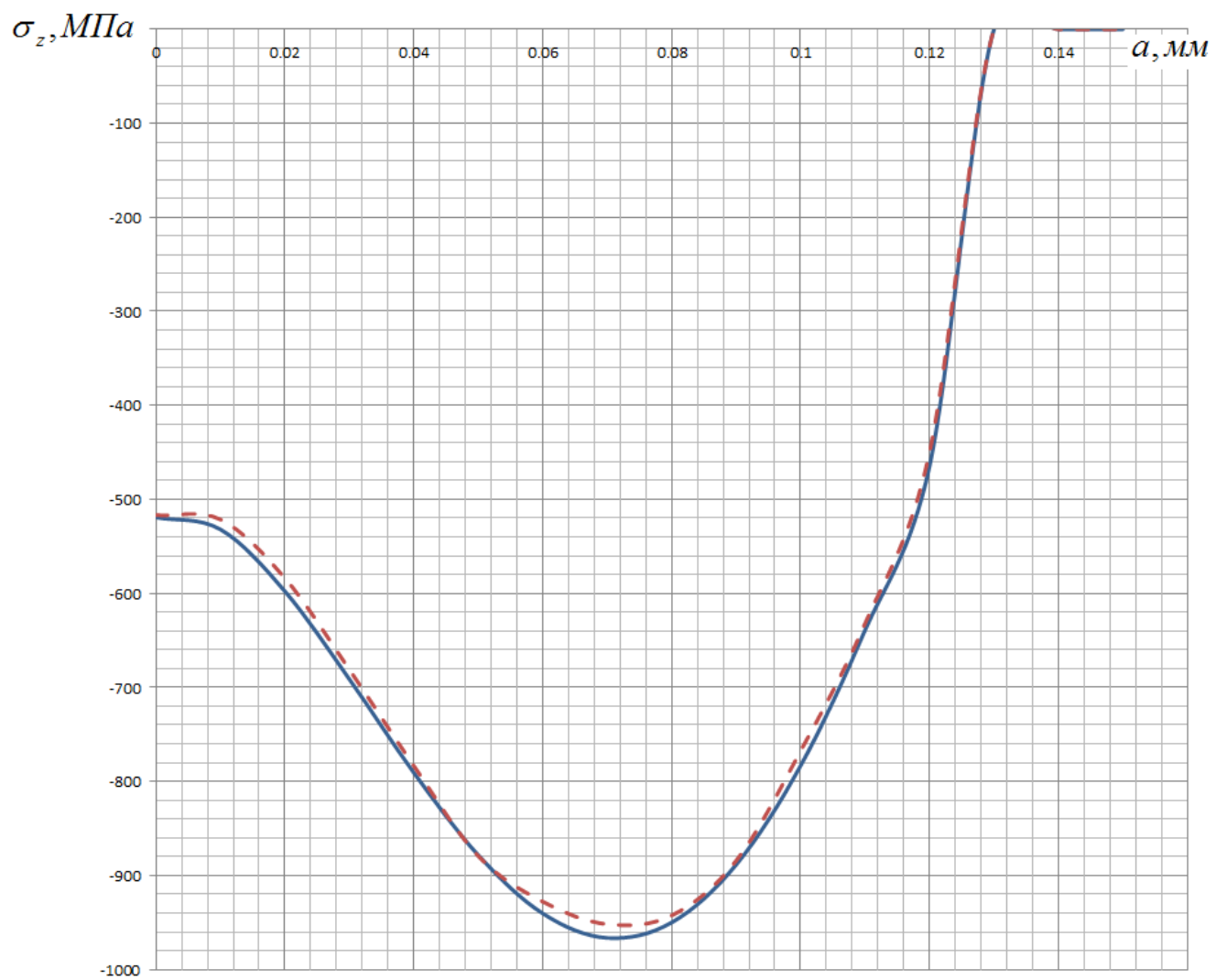
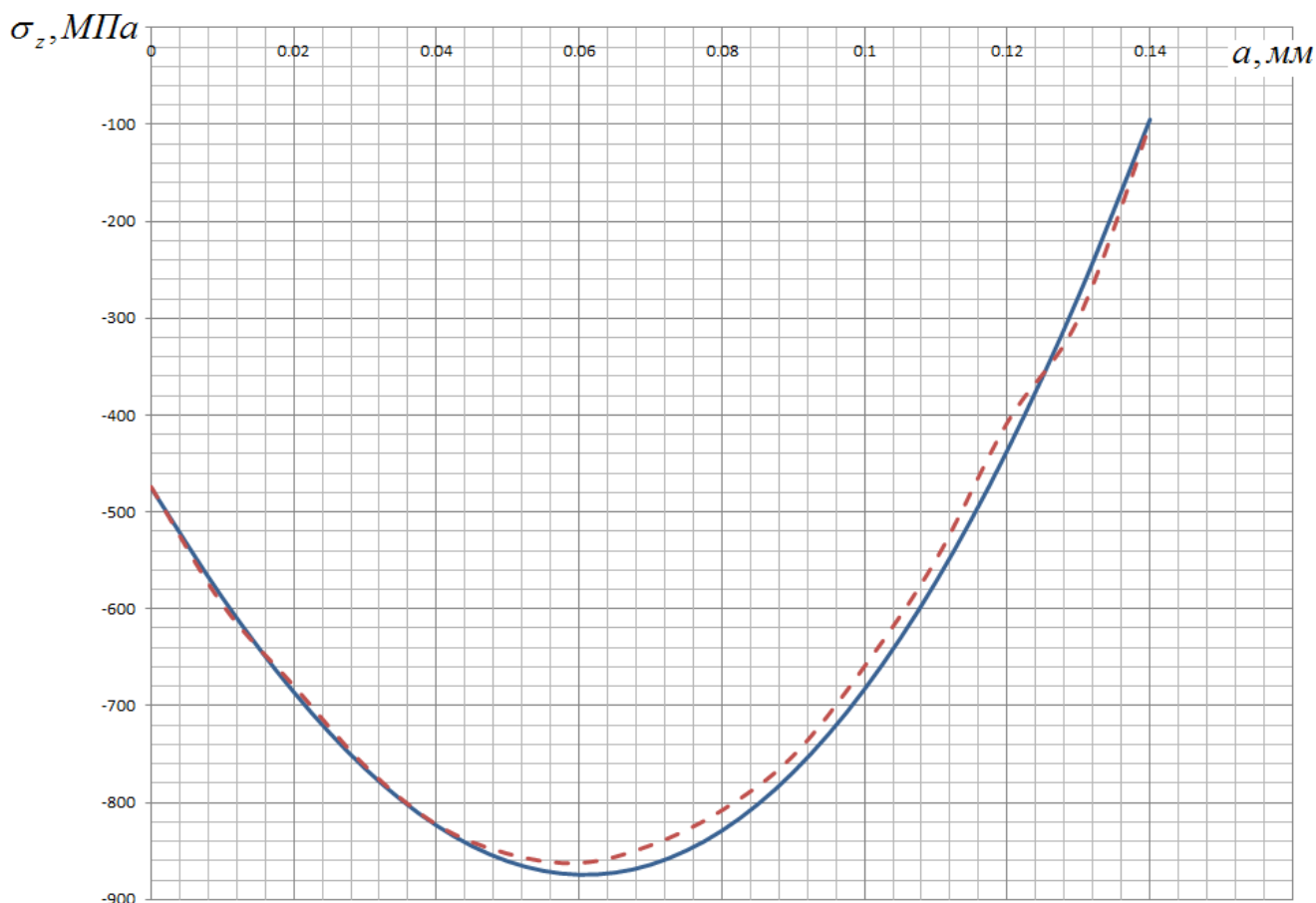


Рисунок 4.15 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болтов из сплава ВТ16 ($\rho_0 = 0,25$ мм)



a)

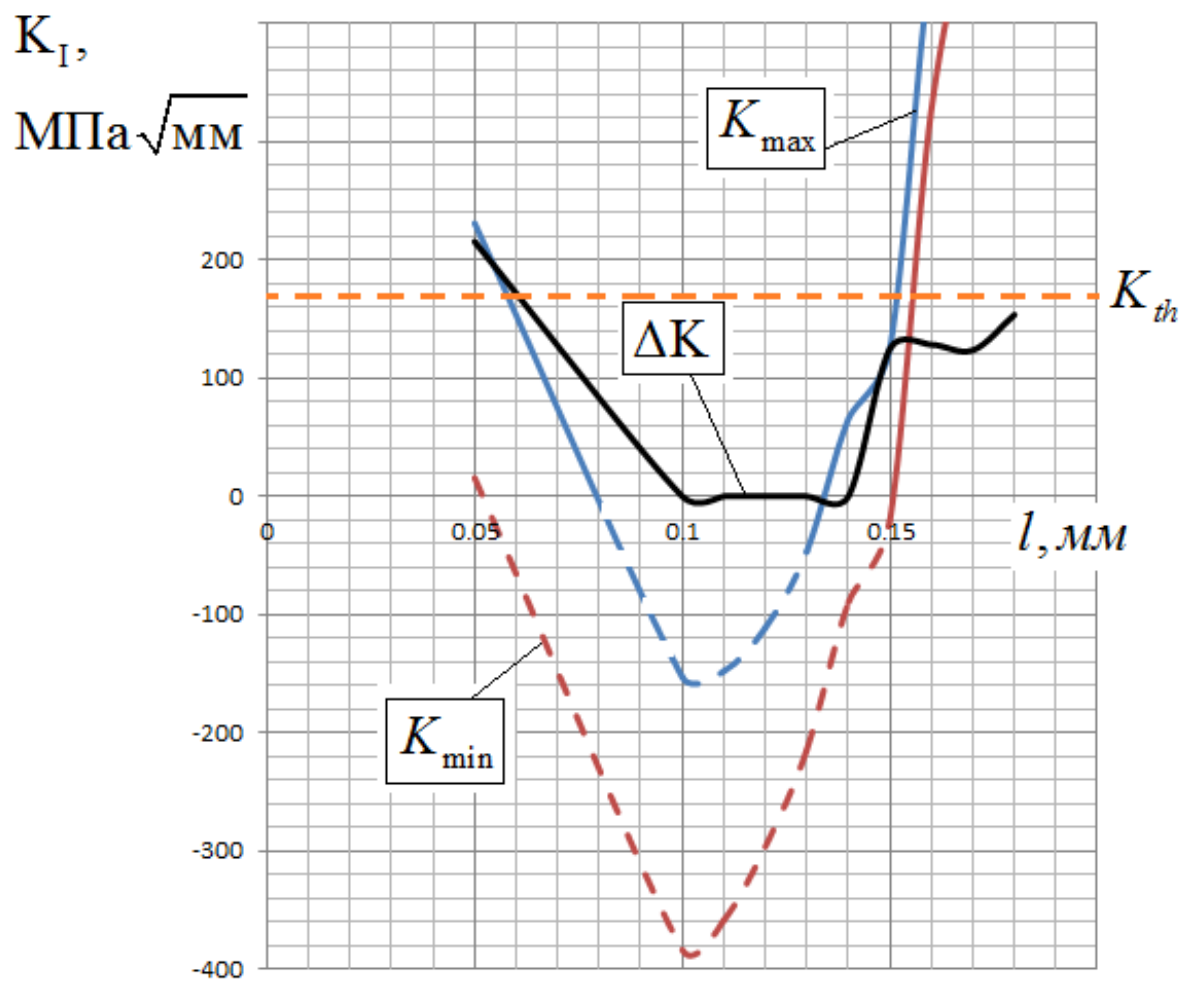


б)

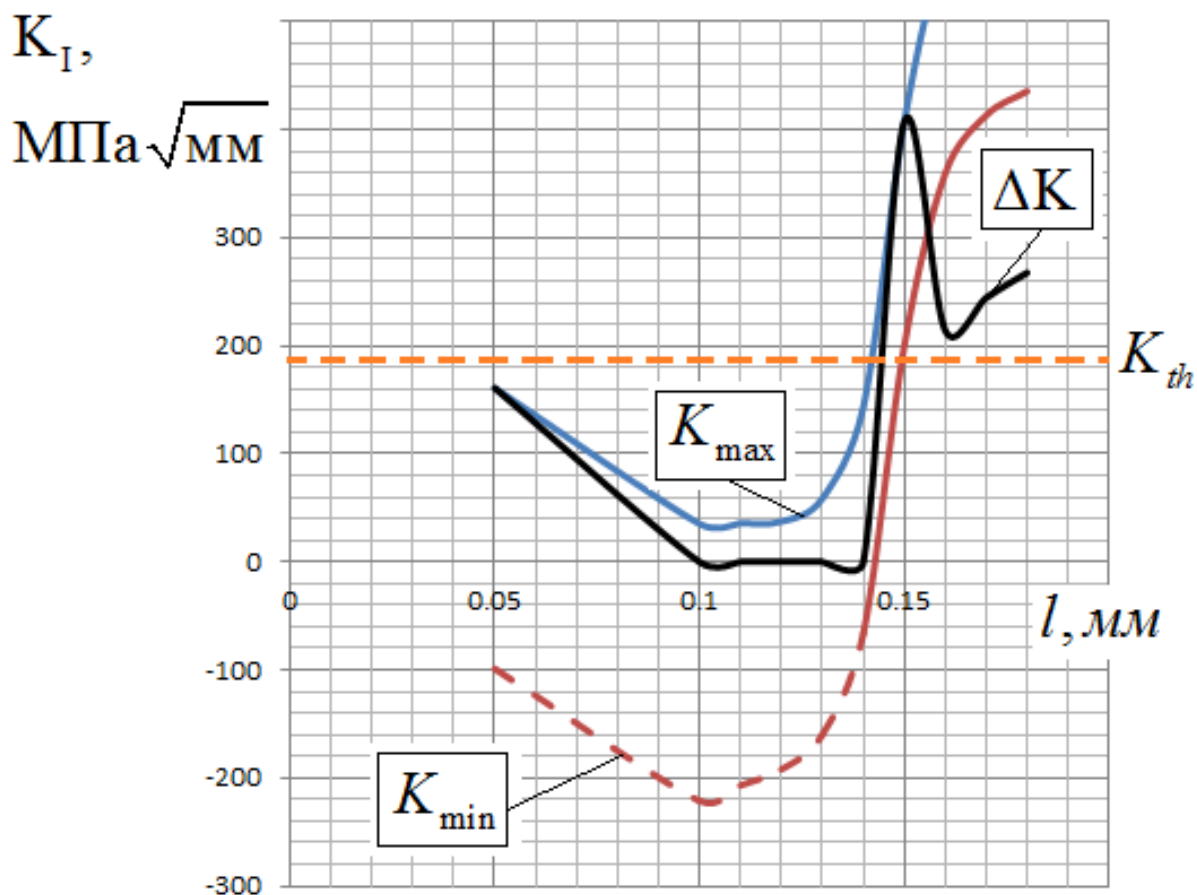
Рисунок 4.16 – Экспериментальная (сплошная) и расчётная (пунктирная) эпюры распределения остаточных напряжений в наименьшем сечении по толщине упрочнённого слоя для болтов из сплава ВТ16 (а) и стали 16ХСН (б) ($\rho_0 = 0,3$ мм)

Из рисунков 4.12 – 4.16 можно видеть, что экспериментальные и расчётные эпюры распределения остаточных напряжений имеют хорошее совпадение по всей толщине упрочнённого слоя болтов с различными радиусами впадин.

Полученная в результате расчёта зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болтов из ВТ16 и 16ХСН в области многоциклового усталости с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,1$ мм представлена на рисунке 4.17.



a)



б)

Рисунок 4.17 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болтов из ВТ16 (а) и 16ХСН (б) с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,1$ мм

Изображенные зависимости на рисунках 4.17а и 4.17б свидетельствуют о том, что при достижении глубины трещины $l \leq 0,16$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16 и трещины $l \leq 0,14$ мм для болтов из стали 16ХСН, значения размаха КИН ΔK не превышают порогового значения K_{th} (таблица 1). В результате это приводит к остановке распространения усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 78, 89].

Полученный результат позволяет сделать вывод, что роста трещины до $l \leq 0,16$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16 и до $l \leq 0,14$ мм для болтов из сплава 16ХСН не происходит.

Глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] согласно формуле (2.1), для болта М6 составляет 0,103 мм.

Зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болтов из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,15$ мм представлена на рисунке 4.18.

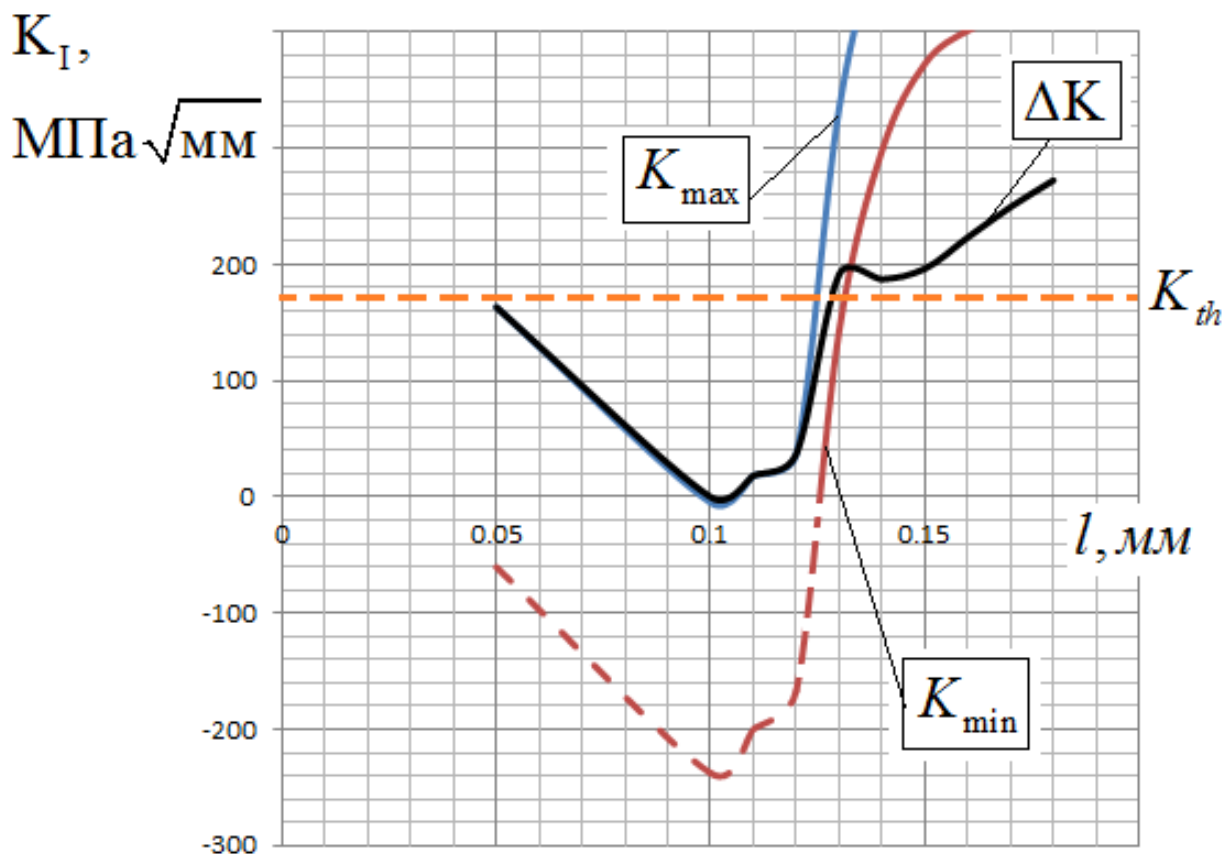


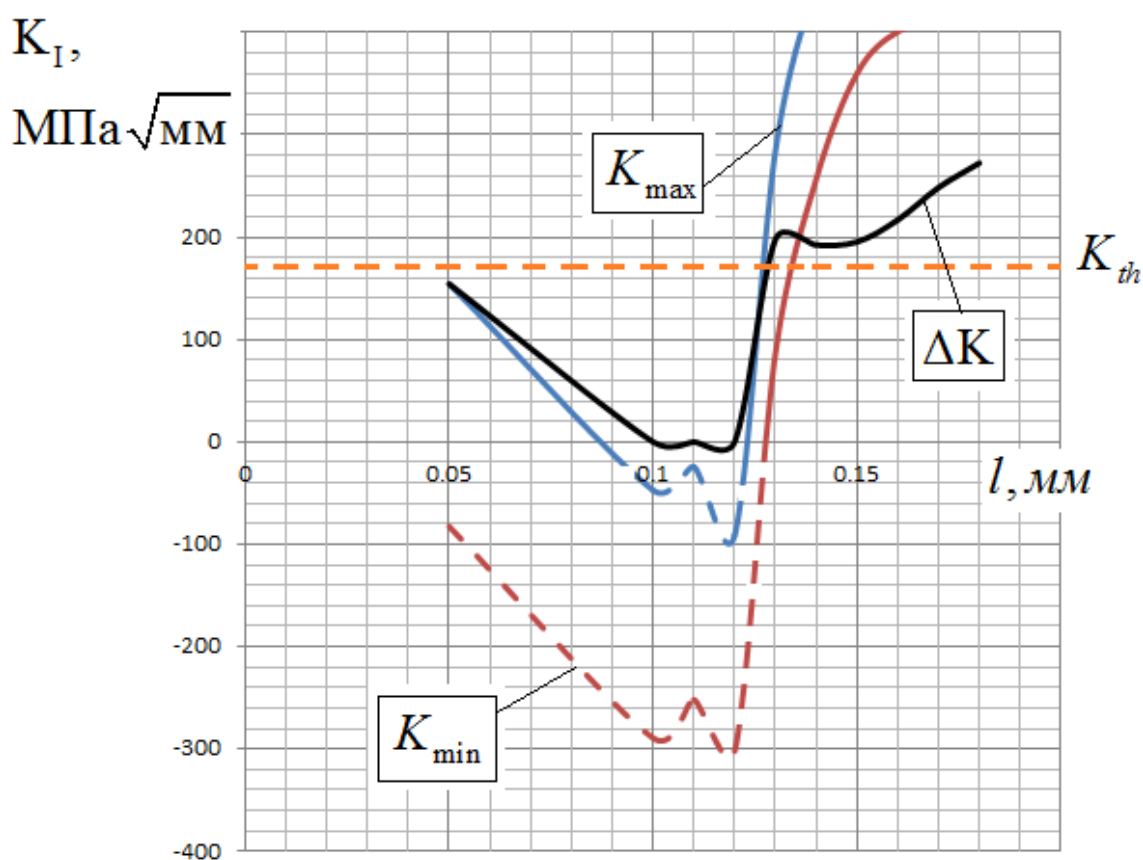
Рисунок 4.18 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болта из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,15$ мм

Изображенные зависимости на рисунке 4.18 свидетельствуют о том, что при достижении глубины трещины $l \leq 0,13$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16, значения размаха КИН ΔK не превышают порогового значения K_{th} (таблица 1). В результате это приводит к остановке распространения усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 78, 89].

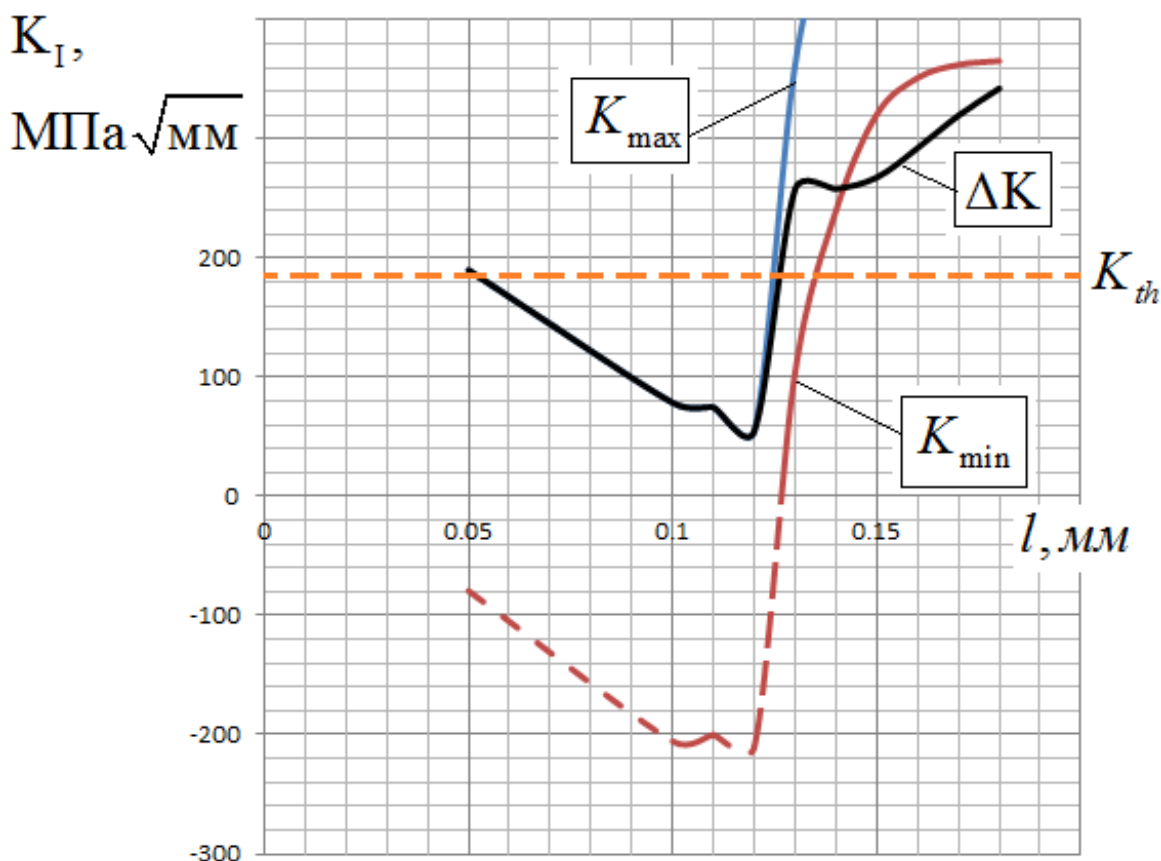
Полученный результат позволяет сделать вывод, что роста трещины до $l \leq 0,13$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16 не происходит.

Глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] согласно формуле (2.1), для болта М6 составляет 0,103 мм.

Зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болтов из сплава ВТ16 и 16ХСН с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,2$ мм представлена на рисунке 4.19.



a)



б)

Рисунок 4.19 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болта из ВТ16 (а) и 16ХСН (б) с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,2$ мм

Изображенные зависимости на рисунках 4.19а и 4.19б свидетельствуют о том, что при достижении глубины трещины $l \leq 0,13$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16 и трещины $l \leq 0,12$ мм для болтов из стали 16ХСН, значения размаха КИН ΔK не превышают порогового значения K_{th} (таблица 1). В результате это приводит к остановке распространения усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 78, 89].

Полученный результат позволяет приводит к выводу, что роста трещины до $l \leq 0,13$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16 и до $l \leq 0,12$ мм для болтов из сплава 16ХСН не происходит.

Глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] согласно формуле (2.1), для болтов М6 составляет 0,103 мм.

Зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болтов из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,25$ мм представлена на рисунке 4.20.

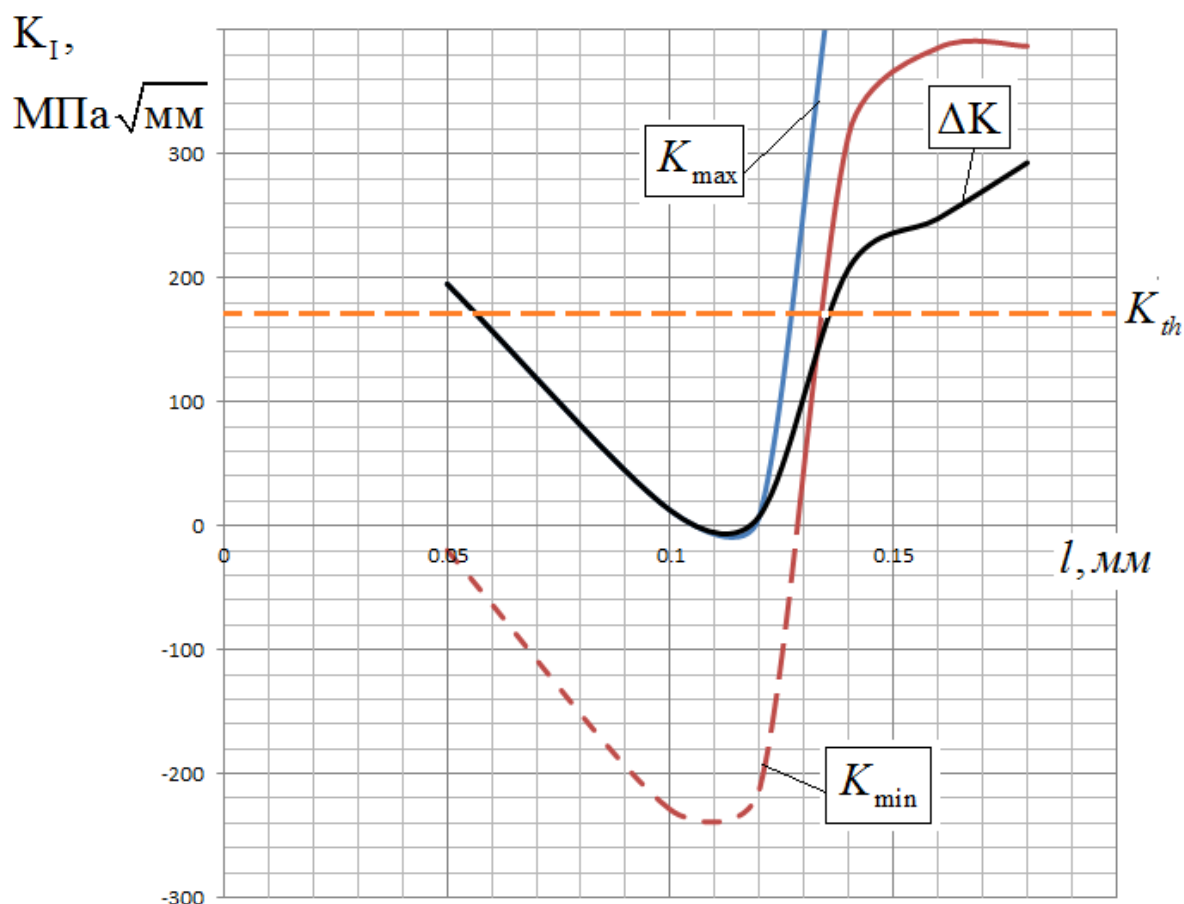


Рисунок 4.20 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болта из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,25$ мм

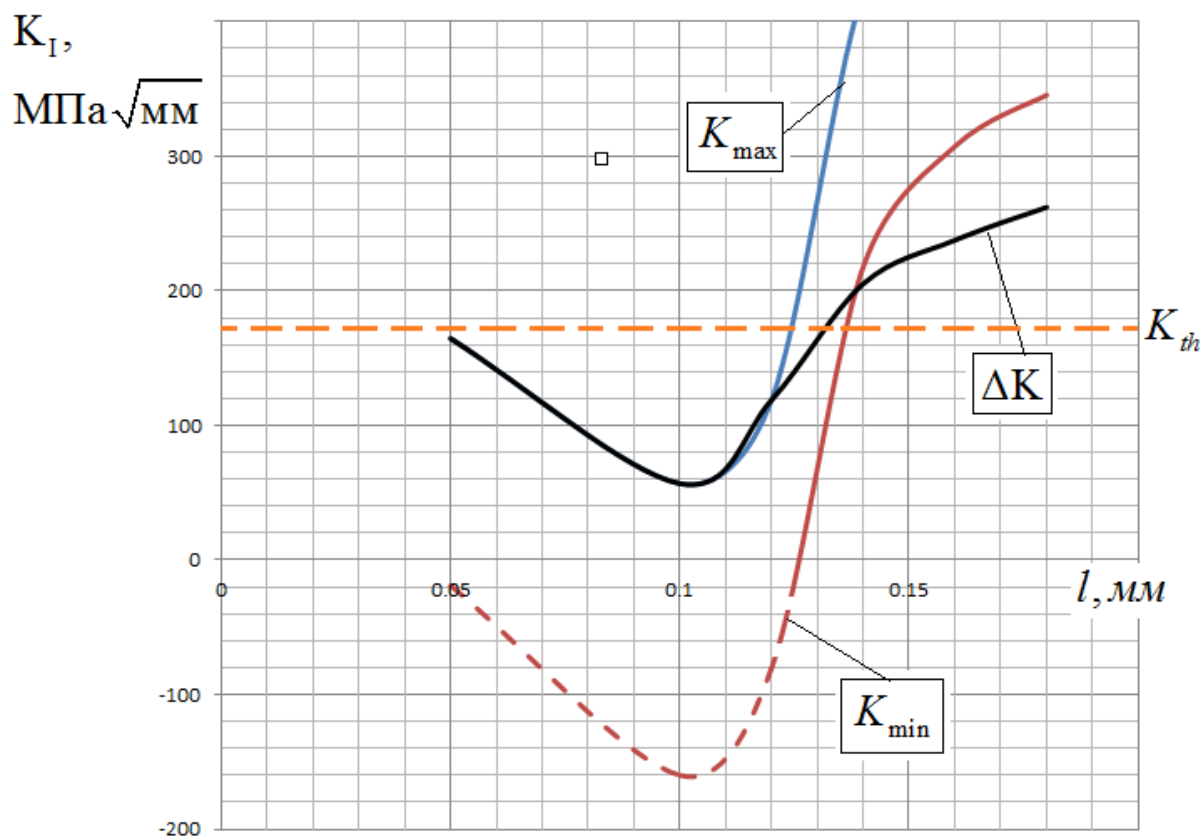
Изображенные зависимости на рисунке 4.20 свидетельствуют о том, что при достижении глубины трещины $l \leq 0,13$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16, значения размаха КИН ΔK не превышают порогового значения K_{th} (таблица 1).

В результате это приводит к остановке распространения усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 78, 89].

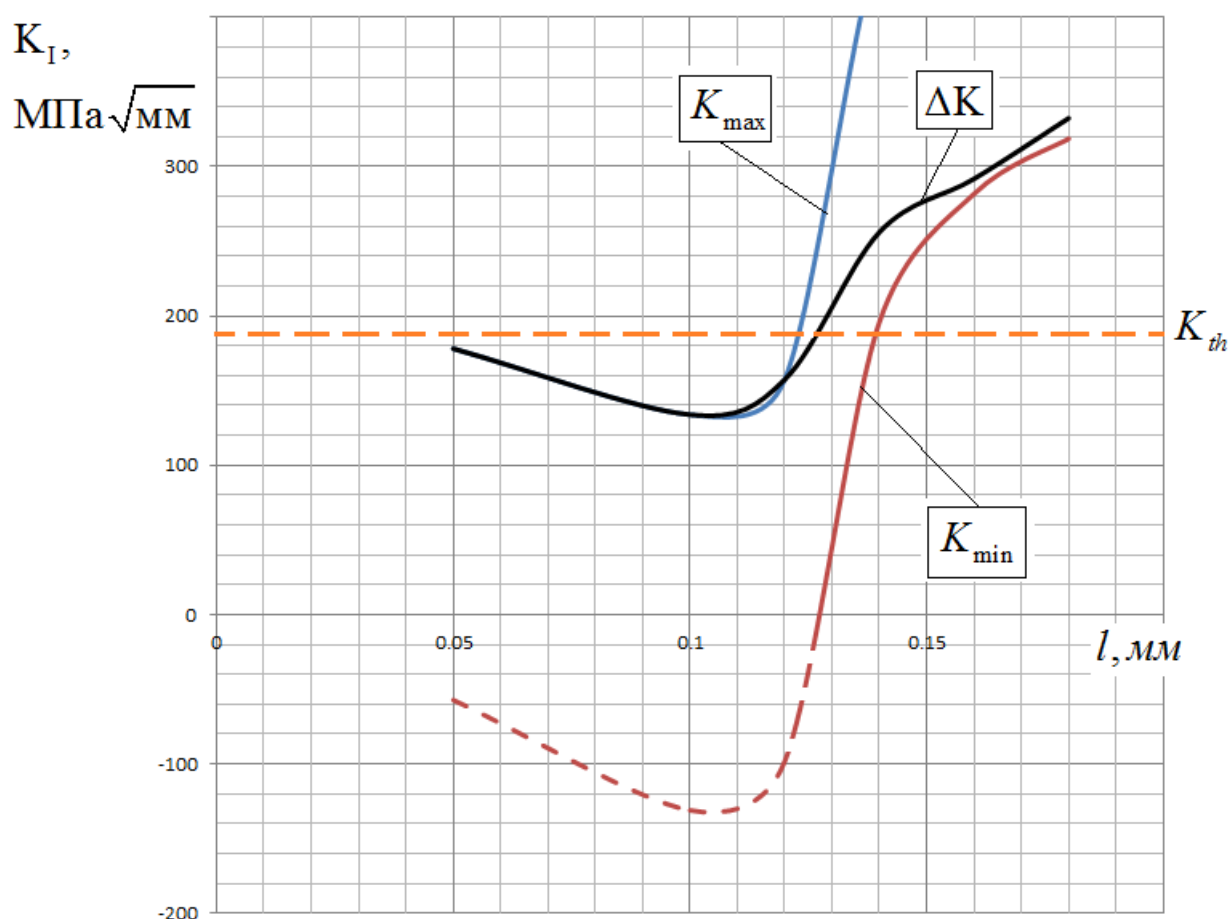
Полученный результат позволяет сделать вывод, что роста трещины до $l \leq 0,13$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16 не происходит.

Глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] согласно формуле (2.1), для болта М6 составляет 0,103 мм.

Зависимость КИН K_I от глубины трещины l для болтов из сплава ВТ16 и 16ХСН с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,3$ мм представлена на рисунке 4.21.



a)



б)

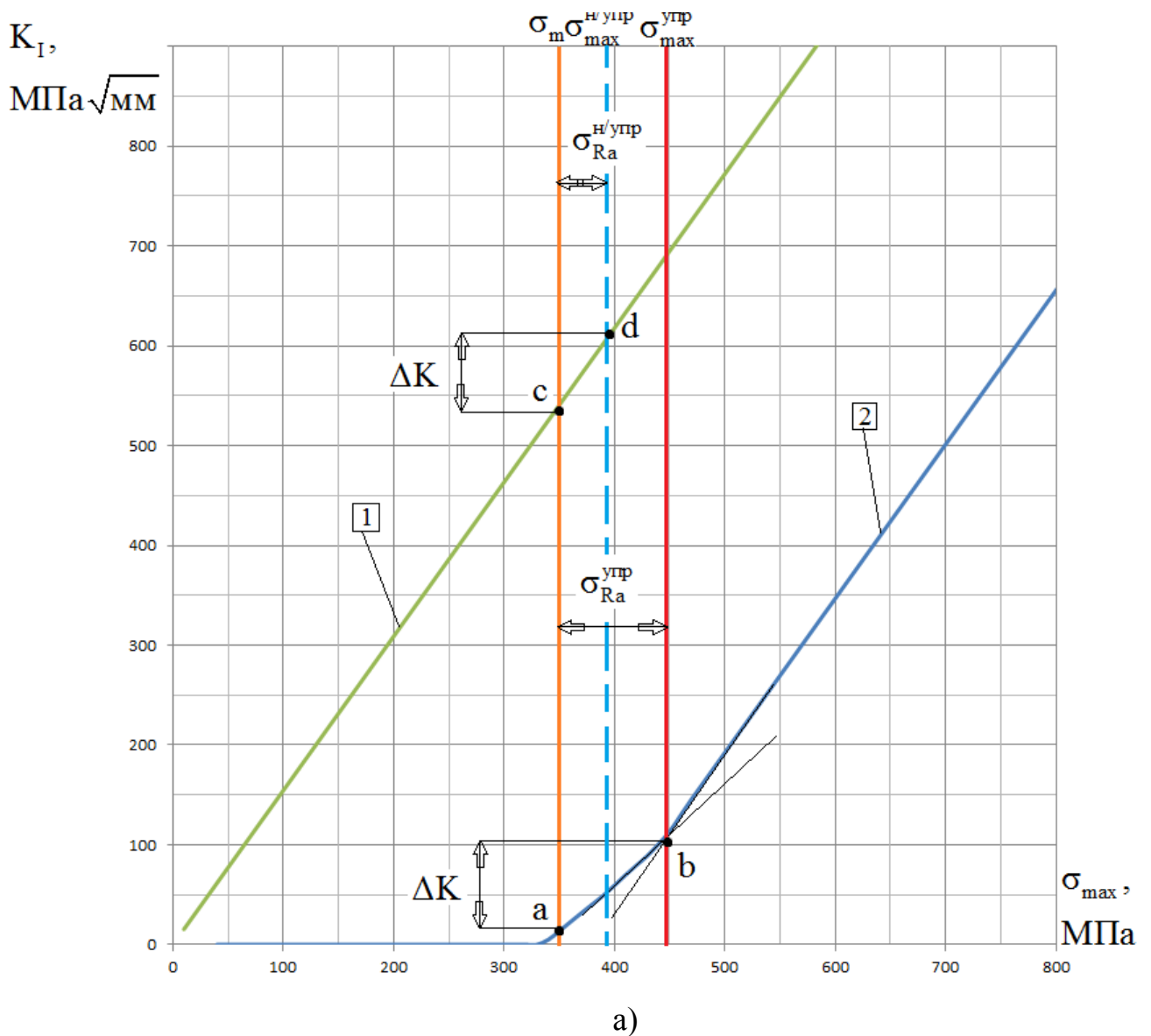
Рисунок 4.21 — Зависимость КИН от глубины трещины l для болтов из ВТ16 (а) и 16ХСН (б) с остаточными напряжениями после накатывания резьбы с радиусом впадин $\rho_0 = 0,3$ мм

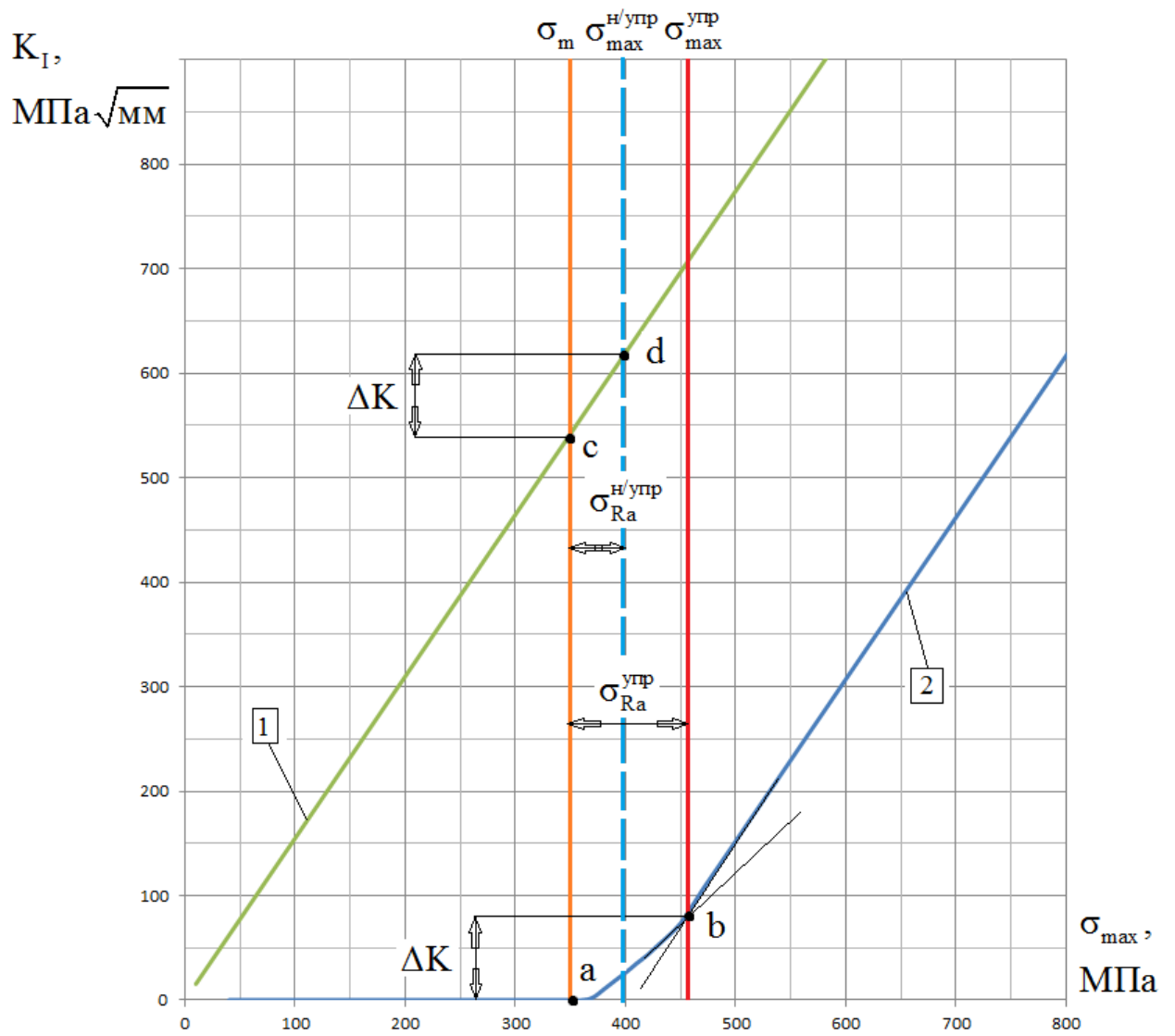
Изображенные зависимости на рисунках 4.21а и 4.21б свидетельствуют о том, что при достижении глубины трещины $l \leq 0,13$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16 и трещины $l \leq 0,12$ мм для болтов из стали 16ХСН, значения размаха КИН ΔK не превышают порогового значения K_{th} (таблица 1). В результате это приводит к остановке распространения усталостной трещины, которая становится уже нераспространяющейся [45, 46, 56, 57, 78, 89].

Полученный результат позволяет сделать вывод, что роста трещины до $l \leq 0,13$ мм для болтов из титанового сплава ВТ16 и до $l \leq 0,12$ мм для болтов из сплава 16ХСН не происходит.

Глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$, вычисленная по методике [37] согласно формуле (2.1), для болта М6 составляет 0,103 мм.

Согласно предложенной методике прогнозирования предела выносливости и приращения предельных амплитуд цикла, описанной в п. 2.10 п. 2.11, были построены графики зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$. Графики зависимости $K_I = f(\sigma_{max})$ для резьбы М6 с радиусом впадины $\rho_0 = 0,1$ мм, $\rho_0 = 0,15$ мм, $\rho_0 = 0,2$ мм, $\rho_0 = 0,25$ мм, $\rho_0 = 0,3$ мм представлены на рисунках 4.22 – 4.26.





б)

Рисунок 4.22 – Зависимость КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М6 с радиусом впадины $\rho_0 = 0,1$ мм (а – ВТ16, б – 16ХСН)

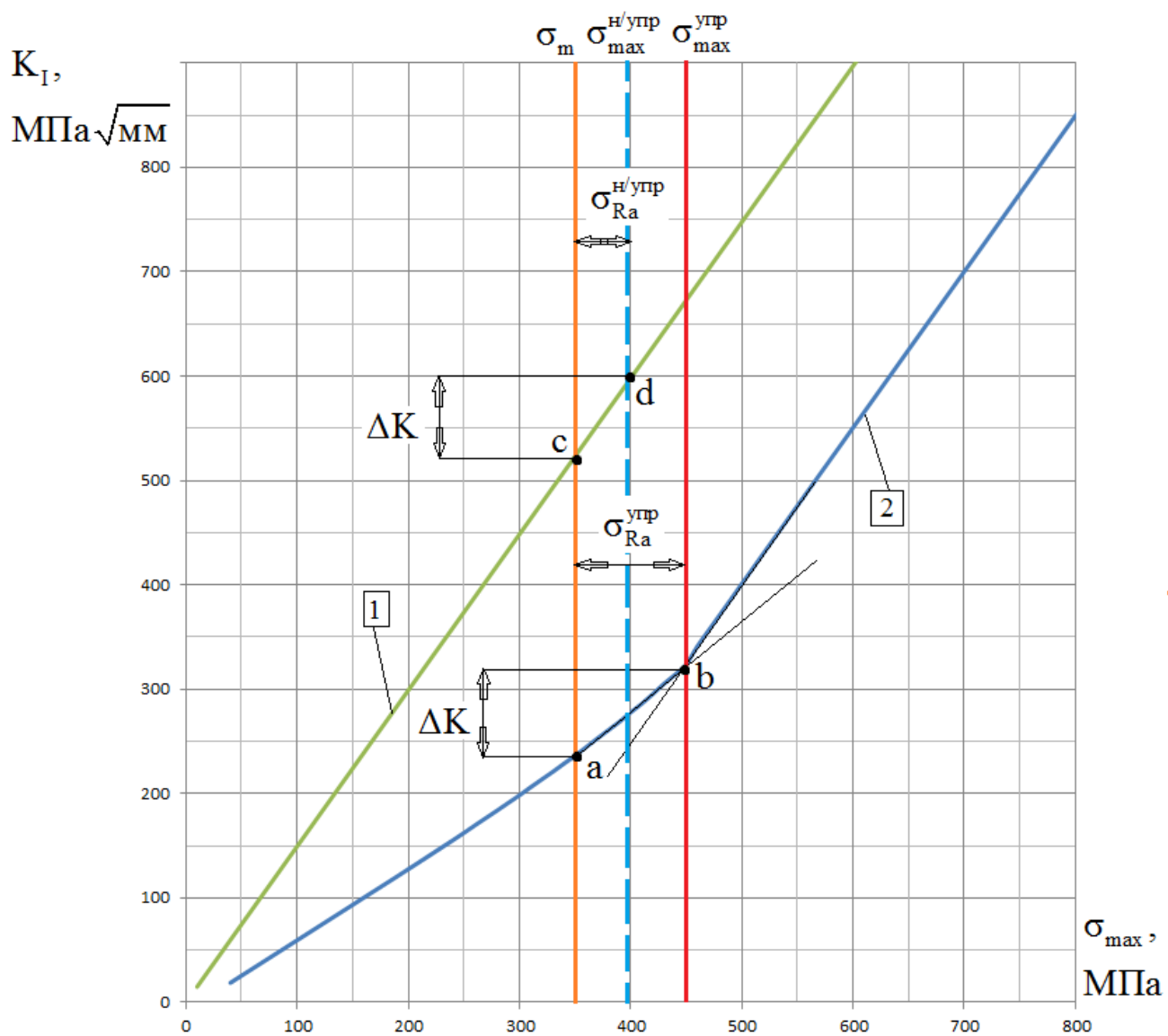
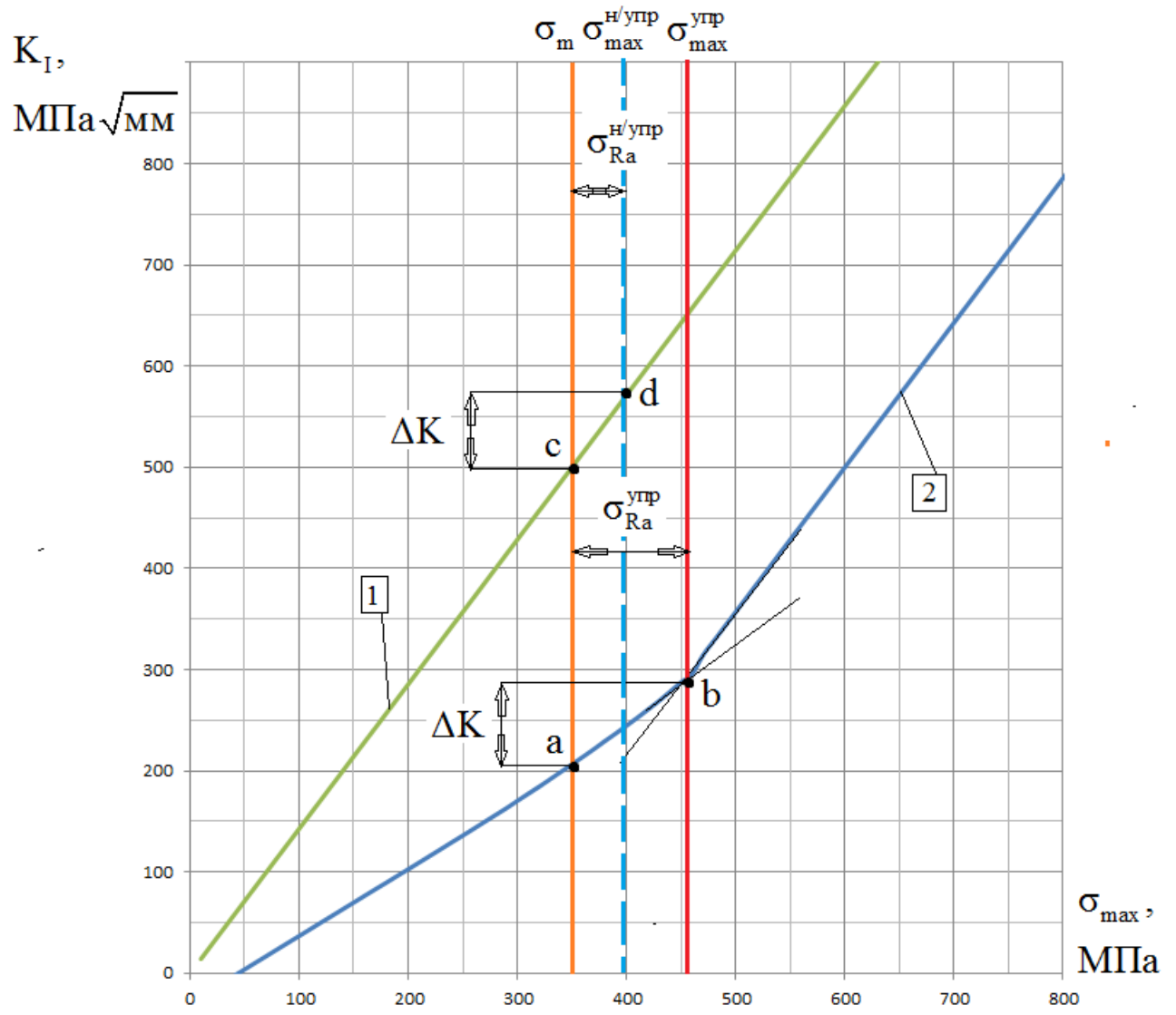
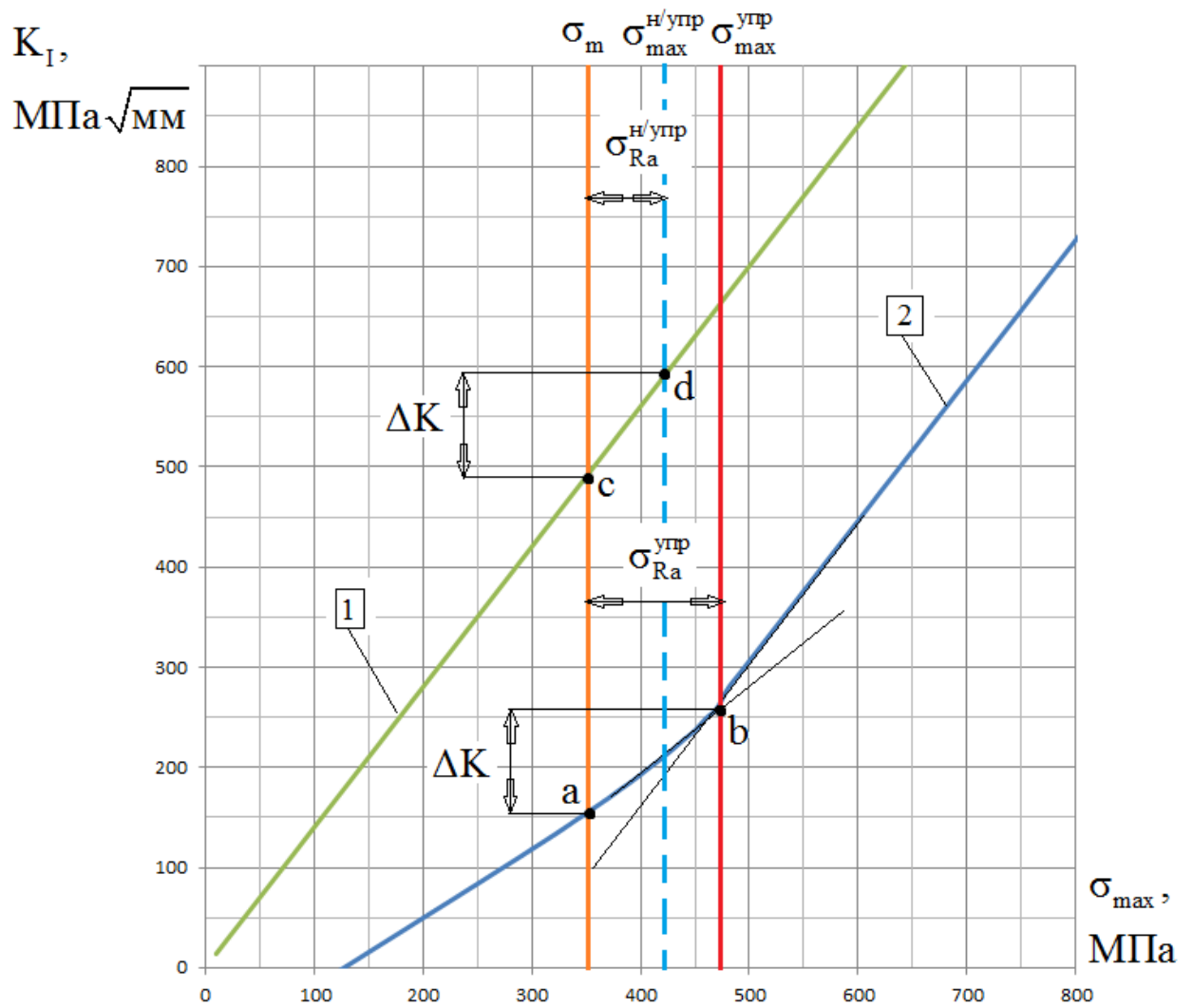


Рисунок 4.23 – Зависимость КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М6 из сплава ВТ16 с радиусом впадины $\rho_0 = 0,15$ мм



a)



б)

Рисунок 4.24 – Зависимость КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М6 с радиусом впадины $\rho_0 = 0,2$ мм (а – ВТ16, б – 16ХСН)

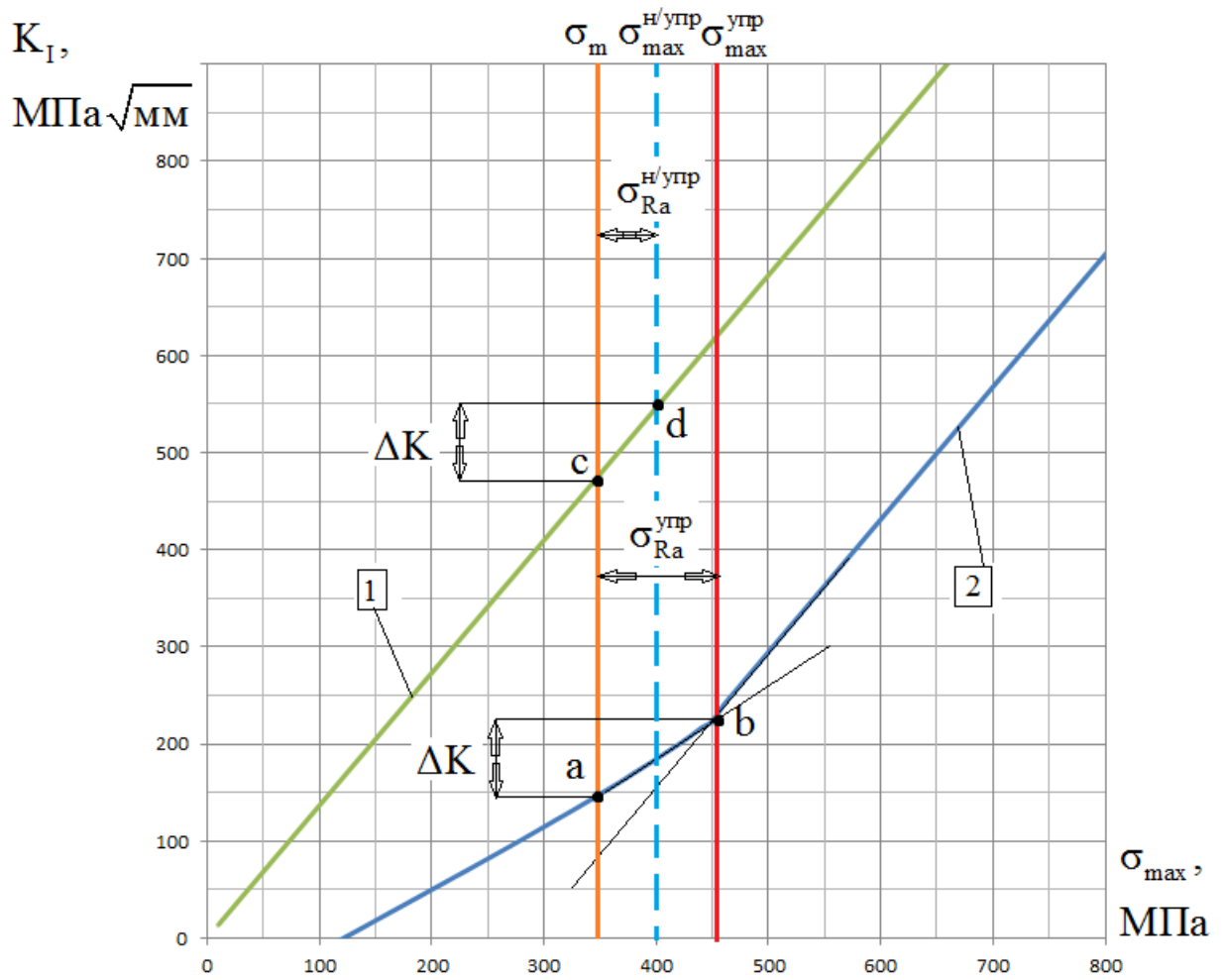
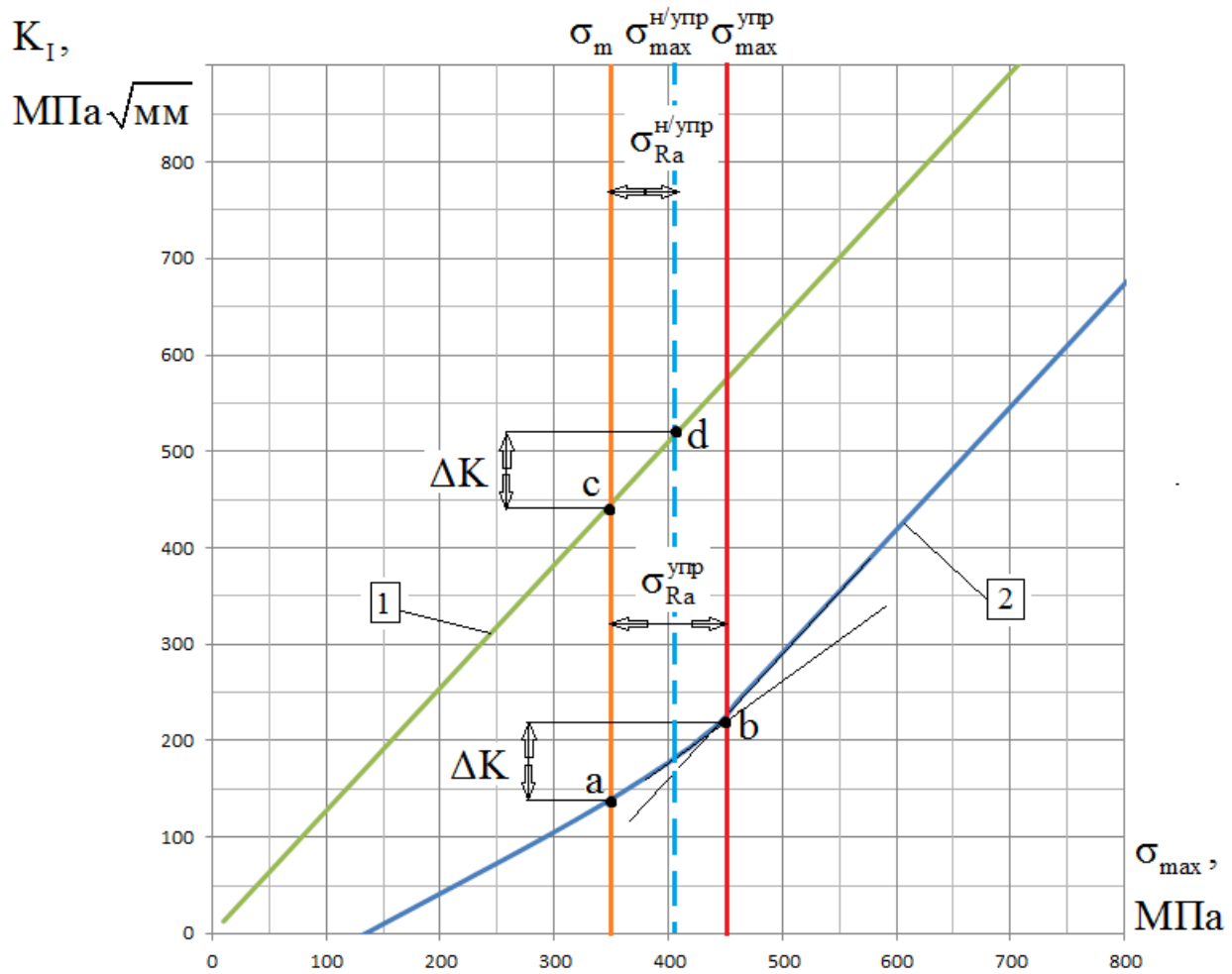
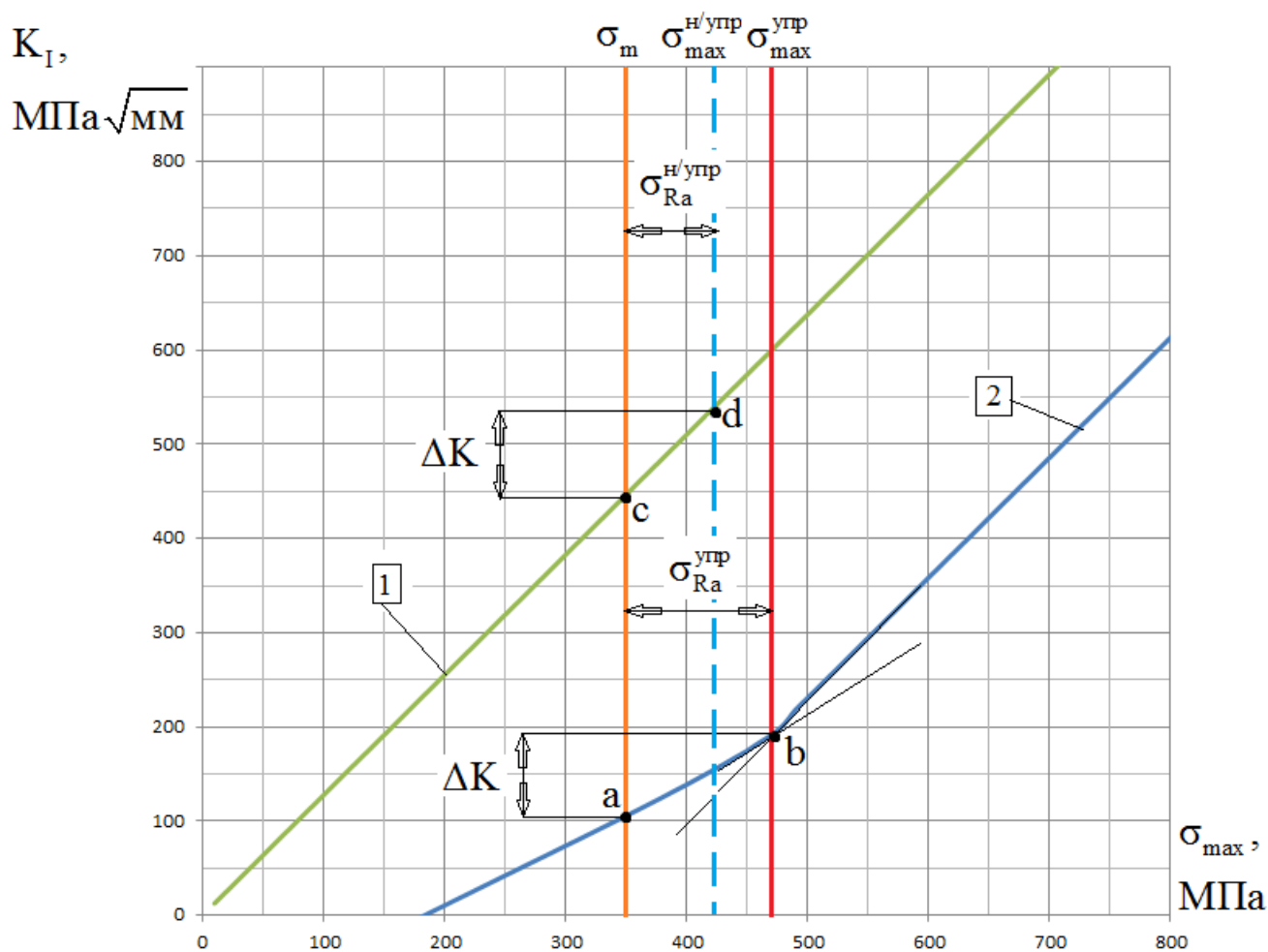


Рисунок 4.25 – Зависимость КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М6 из сплава ВТ16 с радиусом впадины $\rho_0 = 0,25$ мм



a)



б)

Рисунок 4.26 – Зависимость КИН от максимальных напряжений цикла для резьбы М6 с радиусом впадины $\rho_0 = 0,3$ мм (а – ВТ16, б – 16ХСН)

Как следует из графиков рисунков 4.22 – 4.26 характер зависимости $K_I = f(\sigma_{\max})$ упрочнённой резьбовой детали (кривая 2) позволяет разделить на три участка. Первый участок характеризуется нулевым значением КИН K_I - это соответствует состоянию, когда берега трещины полностью прижаты друг к другу, под действие остаточных напряжений. Второй участок описывает состояние, когда трещина раскрывается изнутри, но при этом берега трещины остаются сомкнутыми, поскольку величина остаточных напряжений выше внешних нагрузок. На этом участке происходит накопление энергии для дальнейшего роста трещины. Третий участок представляет собой прямую, которая проходит параллельно прямой неупрочнённого образца и описывает

поведение полностью раскрытой трещины. Переход из второго участка в третий происходит в точке, которая характеризуется максимальным напряжением σ_{max} [83].

Точка перехода из второго участка в третий соответствует окончательному раскрытию трещины.

Результаты расчётов экспериментальных [37] и расчётных значений максимальных амплитуд цикла неупрочнённых резьбовых деталей $\sigma_{Ra}^{н/уп}$ представлены в таблице 25.

Таблица 25 – Значения максимальных амплитуд цикла неупрочнённых $\sigma_{Ra}^{н/уп}$ болтов М6

Материал	ρ_0 , мм	σ_m , МПа	σ_{Ra} , МПа		$\sigma_{ост}$, МПа	Погрешность, %
			накатывание+ отжиг (Эксперимент)	накатывание +отжиг (Расчет)		
ВТ16	0,10	350	27	29	-1080	6,9
	0,15		36	42	-1050	14,3
	0,20		44	47	-1030	6,4
	0,25		50	52	-920	3,8
	0,30		56	58	-810	3,4
16ХСН	0,10		48	50	-1040	4,0
	0,15		76	72	-910	5,6
	0,20		90	83	-880	8,4

Из представленных в таблице 25 данных следует, что расчётные и экспериментальные значения максимальных амплитуд цикла неупрочнённых

резьбовых деталей $\sigma_{Ra}^{н/уп}$ имеют хорошее совпадение. Расхождение между ними не превышает 15 % для титанового сплава ВТ16, 9 % для стали 16ХСН.

Результаты расчётов максимальных амплитуд цикла упрочнённых резьбовых деталей $\sigma_{Ra}^{уп}$, приращений предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}^{расч}$ и их сравнение с результатами экспериментальных исследований по определению приращения предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}^{он}$ [37] после проведения испытаний на многоцикловую усталость представлены в таблице 26.

Таблица 26 – Значения приращения предельных амплитуд цикла для болтов М6

Материал	σ_m , МПа	ρ_0 , мм	σ_{Ra} , МПа			Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
			накатывание +отжиг	отжиг+накатывание				
				Эксперимент	Расчет	$\Delta\sigma_{Ra}^{он}$, МПа	$\Delta\sigma_{Ra}^{расч}$, МПа	
ВТ16	350	0,10	27	93	98	66	71	7,0
		0,15	36	99	101	63	65	3,1
		0,20	44	113	115	69	71	2,8
		0,25	50	107	103	57	53	7,5
		0,30	56	102	100	46	44	4,5
16ХСН		0,10	48	115	111	67	63	6,3
		0,20	76	131	135	55	59	6,8
		0,30	90	124	121	34	31	9,7

Из представленных в таблице 26 данных можно видеть, что расчётно-экспериментальный метод даёт хорошее совпадение с данными полученными из эксперимента по приращению предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}$. Расхождение между ними не превышает 8 % для титанового сплава ВТ16, 10 % для 16ХСН.

Из данных таблицы 26 видно, что предельная амплитуда цикла σ_{Ra} отожженных после накатывания болтов, то есть, без остаточных напряжений, возрастает с увеличением радиуса впадин в связи с уменьшением коэффициента концентрации напряжений.

Полученные величины приращения предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ в расчётном методе представлены в таблицах 27.

Таблица 27 – Значения приращения предельных амплитуд цикла для болтов М6

Материал	σ_m , МПа	ρ_0 , мм	σ_{Ra} , МПа		Эксперимент	Расчет	Погрешность, %
			накатывание +отжиг	отжиг+ накатывание			
BT16	350	0,10	29	98	66	69	4,34
		0,15	42	101	63	59	6,77
		0,20	47	115	69	68	1,47
		0,25	52	103	57	51	11,7
		0,30	58	100	46	42	9,52
16XCH	350	0,10	50	111	67	61	9,83
		0,20	72	135	55	63	12,7
		0,30	83	121	34	38	10,5

Из представленных в таблице 27 данных можно видеть, что значения приращения предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ при использовании расчётного метода имеют хорошее совпадение с экспериментом. Погрешность приращения предельных амплитуд цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ не превышает 12 % для болтов из титанового сплава BT16 и 11% – для болтов из стали 16XCH.

Сопротивление усталости болтов, накатанных после отжига, значительно выше при всех указанных радиусах впадин. Оптимальным радиусом впадин накатанной резьбы болтов М6 из исследованных материалов является $\rho_0 = 0,2$ мм.

4.2 Вывод по четвертому разделу

1. Проведены расчёты по разработанной методике, описанной в разделе 2, для резьбовых деталей М6 из сплавов ВТ16, 16ХСН с различными радиусами впадин. Полученные результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными. На точность прогнозирования приращения предельных амплитуд цикла при применении разработанной методики значительное влияние оказывают характеристики материала, а также экспериментально полученные эпюры остаточных напряжений.

2. Установлена глубина нераспространяющейся трещины усталости $t_{кр}$ для резьбовых деталей М6 из сплавов ВТ16, и стали 16ХСН с различными радиусами впадин. Данная глубина находится ниже размаха КИН ΔK от глубины трещины, что говорит о том, что трещина является нераспространяющейся.

3. Определена зависимость максимальной амплитуды цикла σ_{Ra} от радиуса впадин ρ_0 накатанных после отжига болтов, которая имеет экстремум, так как увеличение радиуса, с одной стороны снижает концентрацию рабочих напряжений и, следовательно, увеличивает σ_{Ra} , а с другой – уменьшает σ_{Ra} , так как снижает величину сжимающих остаточных напряжений, что видно из данных рисунка 4.1. Расчётами было установлено, что оптимальным радиусом впадин накатанной резьбы болтов М6 является $\rho_0 = 0,2$ мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведённого исследования решена важная научно-техническая задача по разработке методики прогнозирования приращения предела выносливости резьбовых деталей с учётом остаточных напряжений в условиях многоциклового усталости.

Основные результаты и выводы выполненной работы заключаются в следующем:

1. Установлено, что для определения предела выносливости упрочненной резьбовой детали численными методами необходимо использовать половину конечно-элементной модели, поскольку четверть модели не позволяет задать корректные граничные условия, что оказывает существенное влияние на величину КИН.

2. Проведены исследования влияния остаточных напряжений на предел выносливости резьбовой детали при упрочнении только впадины резьбы, а также всего профиля резьбы, включающего впадину и боковую поверхность. Установлено, основное влияние на предел выносливости резьбовой детали оказывают остаточные напряжения в наименьшем сечении, то есть – во впадине резьбы. Упрочнение профиля резьбы не оказывает существенного влияния на предел выносливости. Доля влияния упрочнения профиля резьбы составляет не более 11%.

3. Изучено изменение КИН в зависимости от глубины трещины усталости. Доказана расчётным путем величина критической глубины нераспространяющейся трещины усталости, зависящая от размеров поперечного сечения. Величина КИН не превышает порога запираания трещины. Следовательно, роста трещины не происходит. Определенная экспериментально величина глубины нераспространяющейся усталостной трещины не превышает максимального расчетного значения.

4. Впервые установлено, что зависимость КИН от максимальных напряжений цикла упрочненной резьбовой детали представляет три характерных

участка. Первый участок характеризуется нулевым значением КИН - это соответствует состоянию, когда берега трещины полностью прижаты друг к другу, под действие остаточных напряжений. Второй участок описывает состояние, когда трещина раскрывается изнутри, но при этом берега трещины остаются сомкнутыми, поскольку величина остаточных напряжений выше внешних нагрузок. На этом участке происходит накопление энергии для дальнейшего роста трещины. Третий участок представляет прямую линию, проходящую параллельно аналогичной зависимости неупрочнённой резьбовой детали и описывает поведение полностью раскрытой трещины. Точка перехода второго участка в третий соответствует максимальному напряжению.

5. На основе линейной механики разрушения разработана методика прогнозирования предела выносливости резьбовых деталей с остаточными напряжениями при многоциклового усталости, учитывающая определение критической глубины трещины, а также зависимость КИН от максимальных напряжений цикла на критической глубине усталостной трещины.

6. Определены предельные амплитуды цикла болтов М6, М8, М10, М12 из титанового сплава ВТ16, сталей 16ХСН и 30ХГСА. Определена зависимость предельной амплитуды цикла σ_{Ra} от радиуса впадин ρ_0 накатанных после отжига болтов. Показано, что оптимальным радиусом впадин накатанной резьбы болтов М6 является $\rho_0 = 0,2$ мм.

Разработанная методика позволяет определить предельную амплитуду цикла σ_{Ra} резьбовой детали, а также определить приращение предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочненной резьбовой детали при соответствующем асимметричном цикле.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абрамов, В.В. Уточнение механических методов определения остаточных напряжений [Текст] / В.В. Абрамов // Усталостная прочность и повышение несущей способности изделий методами ППД. – Пермь, дом НТО, 1984.-С.70-74.
2. Абробов, В.В. Остаточные напряжения и деформации в металлах [Текст] / В.В. Абробов – М.:Машгиз, 1963. – 283 с.
3. Александров А.А. Моделирование термических остаточных напряжений при производстве маложестких деталей: диссертация канд.тех.наук: 05.13.18 [Текст] /Александров Андрей Алексеевич. – Иркутск, 2016. - 165 с.
4. Ануров, Ю.М. Основы обеспечения прочностной надежности авиационных двигателей и силовых установок [Текст] / Ю.М. Ануров, Д.Г. Федорченко. СПб.: Изд-во СПбГПУ. 2004. 390 с
5. Астафьев, В. И. Нелинейная механика разрушения [Текст] / В. И. Астафьев, Ю. Н. Радаев, Л. В. Степанова. – Самара : Самарский университет, 2001. – 631 с.
6. Бабайцев, А.В., Рабинский, Л.Н., Ян Наинг Мин Методика оценки остаточных напряжений в образцах из сплава AlSi10Mg, полученных по технологии SLM [Текст] / А.В. Бабайцев, Л.Н. Рабинский, Ян Наинг Мин // Труды МАИ. 2021. № 119. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=159788>.
7. Бабей, Ю.И., Бережницкая, М.Ф. Методы определения остаточных напряжений первого рода [Текст] / Ю.И. Бабей, М.Ф. Бережницкая – Львов: ФМИ АН УССР, 1980.- 64 с.
8. Багмутов, В.П. и др. Математическое моделирование остаточных напряжений при импульсном термосиловом поверхностном упрочнении [Текст] / В.П. Багмутов, Д.С. Денисевич, И.Н. Захаров, М.Д. Романенко, С.А. Фастов //Вестник ПНИПУ. Механика. – 2019. - №3. – С.112-124.
9. Балтер, М.А. Упрочнение деталей машин [Текст] / М.А. Балтер – М.: Машиностроение, 1987. – 184 с.

10. Басов, К.А. ANSYS: справочник пользователя: учебное пособие [Текст] / К.А. Басов. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
11. Биргер, И.А. Остаточные напряжения [Текст] / И.А. Биргер – М.: Машгиз, 1963. – 232 с.
12. Биргер, И.А. Определение остаточных напряжений в деталях сложной формы [Текст] / И.А. Биргер // Заводская лаборатория. – 1970. - №1. – С.81-83.
13. Биргер, И. А., Иосилевич, Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения [Текст] / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1990. — 368 с.
14. Броек, Д. Основы механики разрушения [Текст] / Д. Броек. - М. : Высш. шк., 1980. - 368 с.
15. Букатый, С.А. Исследование деформаций деталей, возникающих после обработки поверхности: диссертация канд.техн.наук: 05.07.05 [Текст] / С.А. Букатый – Куйбышев, 1979. – 167с.
16. Вакулюк, В.С. Применение метода термоупругости при конечно-элементном моделировании остаточного напряжённого состояния в поверхностно упрочнённых деталях [Текст] / В.С. Вакулюк, В.П. Сазанов, В.К. Шадрин, Н.Н. Микушев, А.С. Злобин // Известия Сибирского отделения РАН, т. 16, № 4, 2014. С. 168-174.
17. Вакулюк, В.С. Определение остаточных напряжений в шлицевых деталях [Текст] / В.С. Вакулюк // Автореферат диссертация канд.техн.наук: 01.02.06. – М. – 1983.-15с.
18. Васильева, В.Ю. и др. Исследование разрушения стыковочных болтов [Текст] / В.Ю. Васильева, Г.Е. Галаган, А.Е. Семин, В.С. Шапкин // Научный вестник МГТУ ГА. – 2007. - №119. С. 50-56.
19. Гликман, Л.А. Методы определения остаточных напряжений [Текст] / Л.А. Гликман // Тр. Ленингр. Инженерно-экономического института. – 1960. – Вып.30. – С.58-98.
20. Григоренко, В.Б. и др. Особенности разрушения деталей крепежа из конструкционной стали [Текст] / В.Б. Григоренко, Л.В. Морозова, С.С. Виноградов // Труды ВИАМ. – 2018. - №4 (64). С. 66-74.

21. Григорьева, И.В. Определение остаточных напряжений в цилиндрических деталях: Автореферат диссертация на соискание учёной степени канд.техн.наук [Текст] / И.В. Григорьева. – Куйбышев: КПТИ, 1978. – 23С.
22. Гринченко, И.Г., Полоскин, Ю.В., Макаровский, Н.Л. Определение окружных остаточных напряжений в местах конструктивного концентратора [Текст] / И.Г. Гринченко, Ю.В. Полоскин, Н.Л. Макаровский //Заводская лаборатория. – 1972. - №7. – С. 868-971.
23. Зайдес, С.А., Нгуен Ван Хуан Определение остаточных напряжений в калиброванных прутках [Текст] / С.А. Зайдес, Нгуен Ван Хуан //Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2017. - №2 с.109-115.
24. Зенкевич, О.К. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О.К. Зенкевич пер. с англ. под ред. Б.Е. Победри. М.: Мир, 1975. 542 с.
25. Злобин, А.С. Оценка влияния остаточных напряжений на малоцикловую усталость резьбовых деталей [Текст] / А.С. Злобин // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2015. – Т.14 №4. –с.118-125.
- 26.Злобин, А.С. Влияние остаточных напряжений на малоцикловую усталость резьбовых деталей: диссертация канд.тех.наук: 01.02.06 [Текст] / Злобин Андрей Сергеевич. – Самара, 2022. – 116 с.
27. Иванов, Д.В. Прогнозирование предела выносливости упрочнённых деталей с концентраторами напряжений при нормальной температуре и в условиях ползучести: диссертация канд. тех. наук: 01.02.06 [Текст] / Иванов Дмитрий Всеволодович. – Самара, 2009. – 124 с.
28. Иванов, С.И. и др. Остаточные напряжения и сопротивления усталости шлицевых валов [Текст] / С.И. Иванов, Н.Г. Трофимов, В.С. Вакулюк, М.П. Шатунов, Э.И. Фрейдин //Вестник машиностроения.1985. - №17.-с.12-14.
29. Иванов, С.И., Павлов, В.Ф. Влияние остаточных напряжений и наклепа на усталостную прочность [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Проблемы прочности. – 1976. - №5 – С.25-27.

30. Иванов, С.И., Павлов, В.Ф. Влияние остаточных напряжений на выносливость ненаклёпанного материала [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов // Вопросы прикладной механики в авиационной технике. – Куйбышев: КуАИ, 1973. – Вып.66. – С. 70-73.
31. Иванов, С.И. и др. Меридиональные остаточные напряжения в резьбовой части болта [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.К. Красота, Э.И. Фрейдин //Вестник машиностроения. – 1982. - №11.-36-38.
32. Иванов, С.И. Определение остаточных напряжений // Диссертация на соискание ученой степени док.техн.наук [Текст] / С.И. Иванов. – КПТИ, Куйбышев, 1972. – 258 с.
33. Иванов, С.И., Фрейдин, Э.И. Остаточные напряжения и усталостная прочность резьбовых соединений [Текст] / С.И. Иванов, Э.И. Фрейдин // Исследование, конструирование и расчет резьбовых соединений: Сб. науч. Раб. – Саратов, 1983. – С.8-12.
34. Иванов, С.И., Шатунов, М.П., Павлов, В.Ф. Влияние остаточных напряжений на выносливость образцов с надрезом [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов //Вопросы прочности элементов авиационных конструкций. – Куйбышев, - 1974. –С.88-95.
35. Иванов, С.И. К определению остаточных напряжений в цилиндре методом колец и полосок [Текст] / С.И. Иванов //Труды КуАИ. – Куйбышев, 1971. – Вып.53. – С.32-42.
36. Иванов, С.И., Шатунов, М.П., Павлов, В.Ф., Сагитов, М.Л. Влияние остаточных напряжений и наклепа на выносливость в условиях концентрации напряжений [Текст] / С.И. Иванов, М.П. Шатунов, В.Ф. Павлов, М.Л. Сагитов //Сб. научн. Трудов КуАИ, вып.69. – 1974. – С.14-16.
37. Иванов, С.И. Остаточные напряжения и сопротивление усталости высокопрочных резьбовых деталей: монография [Текст] / С.И. Иванов, В.Ф. Павлов, Б.В. Минин, В.А. Кирпичёв, Е.П. Кочеров, В.В. Головкин. – Самара: Изд-во СамНЦ РАН, 2015. – 170 с.

38. Иванов, С.И. Определение остаточных напряжений в резьбе болтов методом колец и полосок [Текст] / С.И. Иванов, Н.Г. Трофимов, Э.И. Фрейдин, В.Г. Фокин, М.П. Шатунов // Вестник машиностроения. – 1980. - №5. – С.37-38.
39. Иванова, А.В. Повышение эксплуатационных характеристик трубных резьбовых конструкций, изготовленных из высокопрочных алюминиевых сплавов: диссертация канд.тех.наук: 01.02.06 [Текст] / Иванова Алина Всеволодовна. – Самара, 2013. – 121 с.
40. Иванычев, Д.А. Решение задач термоупругости для анизотропных тел вращения [Текст] / Д.А. Иванычев // Труды МАИ. 2019. № 106. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=105643>.
41. Каратушин, С.И., Храмова, Д.А., Бильдюк, Н.А. Моделирование и расчет остаточных напряжений в прокатных профилях [Текст] /. С.И. Капатушин, Д.А. Храмова, Н.А. Бильдюк // Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2017, № 6, с. 28–34.
42. Кирпичёв, В.А. Прогнозирование предела выносливости поверхностно упрочнённых деталей при различной степени концентрации напряжений [Текст] / В.А. Кирпичёв, А.С. Букатый, А.П. Филатов и др. // Вестник УГАТУ. 2011. Т. 15, № 4 (44). С. 81-85.
43. Кондатенко, Л.А., Миронова, Л.И. Остаточные напряжения при радиальной деформации стальных труб [Текст] / Л.А. Кондатенко, Л.И. Миронова // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2022. - №1. – С.70-76.
44. Костичев, В.Э. Повышение сопротивления усталости коленчатых валов тепловых двигателей: диссертация канд.тех.наук: 01.02.06 [Текст] / Костичев Владислав Эдуардович. – Самара, 2017. - 192 с.
45. Кудрявцев, П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины [Текст] / П.И. Кудрявцев – М.: Машиностроение, 1982.-171 с.
46. Кудрявцев, П.И. Нераспространяющиеся трещины усталости кручении стальных деталей, упрочненных ППД [Текст] / П.И. Кудрявцев //Вестник машиностроения.-1977,-№3,-С.55-57.

47. Лавров, В.Ф. Исследование влияния остаточных напряжений и наклепа на усталостную прочность в условиях концентрации напряжений. Дисс. на соис. уч.степ. канд.техн.наук [Текст] / В.Ф. Лавров. – Куйбышев, 1975. – 120 с.
48. Мавлютов, Р.Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций [Текст] / Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1981. 141 с
49. Микушев, Н.Н., Касьянов, С.А., Сазанов, В.П. Исследования остаточных напряжений во впадинах резьбы после упрочнения боковых поверхностей выступов с использованием образцов-свидетелей [Текст] / Н.Н. Микушев, С.А. Касьянова, В.П. Сазанов // XIII Королёвские чтения: Международная молодёжная научная конференция: сб. тр. XIII Королёвские чтения. – Самара, 2015. – С.395-396.
50. Михайлов, О.Н., Шалаев, Ю.П. Остаточные напряжения и усталость шпилек М36*3 из стали 40Х [Текст] / О.Н. Михайлов, Ю.П. Шалаев // Остаточные напряжения в заготовках и деталях крупных машин: Сб.научн.статей. – Свердловск, 1971. – с.165-180.
51. Морозов, Е. М. Метод конечных элементов в механике разрушения [Текст] / Е. М. Морозов, Г. П. Никишков. – М. : ЛКИ, 2008. – 256 с.
52. Мураками, Ю. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений [Текст] / Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990. Т 1. 448 с.
53. Няшин, Ю.И., Поздеев, А.Д. Остаточные напряжения. Теория и приложение [Текст] / Ю.И. Няшин, А.Д. Поздеев. – М.:Наука, 1982.-109 с.
54. Овсеенко, А.Н. Определение остаточных напряжений в поверхностном слое впадин резьбы [Текст] / А.Н. Овсеенко, Д.Н. Клауч, Д.П. Носов, А.А. Пономарёв, И.В. Котов, В.М. Терехов // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2017;83(4):55-59.
55. Овчинников, А. В. Основные принципы составления расчётных схем элементов конструкций с несплошностями по данным неразрушающего контроля. Сообщение 1. Подповерхностные несплошности [Текст] / А.В. Овчинников, А.А. Попов, Г.С. Васильченко // Проблемы прочности. – 1988. – № 9. – С. 74–79.

56. Одинг, И.А., Гуревич, С.Е. Механизм возникновения нераспространяющихся трещин усталости в надрезах металлов [Текст] / И.А. Одинг, С.Е. Гуревич. – ДАН СССР, 1965. -Т. 161. -№2.-С.336-340.
57. Одинг, И.А., Гуревич, С.Е. Циклическая прочность стали в случае острых надрезов [Текст] / И.А. Одинг, С.Е. Гуревич // Прочность металлов при переменных нагрузениях: Материалы третьего совещания по усталости металлов 5-9 марта 1962 г.-М.:АН СССР, 1963. -С 75-81.
58. Павлов, В.Ф. О связи остаточных напряжений и предела выносливости при изгибе в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов // Известия вузов. Машиностроение. 1986. № 8. С. 29-32.
59. Павлов, В.Ф., Кирпичёв, В.А, Вакулюк, В.С. Прогнозирование сопротивления усталости поверхностно упрочнённых деталей по остаточным напряжениям [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв, В.С. Вакулюк. – Самара: Издательство СНЦ РАН, 2012. 125 с.
60. Павлов, В.Ф. и др. Влияние степени пластической деформации на остаточные напряжения и сопротивление усталости титановых болтов [Текст] / В.Ф. Павлов, А.П. Власов, Б.В. Минин, Ю.П. Козокин // Авиационная промышленность.-1988.-№4.-С.9-10.
61. Павлов, В.Ф. и др. Остаточные напряжения в резьбе болтов из сплава ВТ16 после различных методов обработки [Текст] / В.Ф. Павлов, Б.В. Минин, Г.Ф. Мальков, А.Н. Абалмазов // Совершенствование режущих инструментов и методов обработки жаропрочных и титановых сплавов.-Куйбышев: КуАИ, 1985.-С.63-66.
62. Павлов, В.Ф., Кирпичев, В.А. Влияние остаточных напряжений на предел выносливости при растяжении-сжатии в условиях концентрации напряжений [Текст] / В.Ф. Павлов, В.А. Кирпичёв // Прочность элементов авиационных конструкций.-Уфа: УАИ, 1988.-С.4-7.
63. Павлов, В.Ф., Минин, Б.В., Абалмазов, А.Н. Влияние режимов накатывания резьбы на характер распределения остаточных напряжений в высоко ресурсных болтах [Текст] / В.Ф. Павлов, Б.В. Минин, А.Н. Абалмазов //

Прогрессивные инструменты и методы обработки резанием авиационных материалов. - Куйбышев: КуАИ, 1989.-С.42-47.

64. Павлов, В.Ф., Минин, Б.В., Козокин, Ю.П. Влияние диаметра заготовки под накатывание резьбы на остаточные напряжения и сопротивление усталости болтов из титанового сплава ВТ16 [Текст] / В.Ф. Павлов, Б.В. Минин, Ю.П. Козокин // Повышение эффективности использования режущих инструментов и качества поверхности при обработке авиационных материалов. – Куйбышев :КуАШ, 1987.-С.137-140.
65. Павлов, В.Ф., Минин, Б.В., Козокин, Ю.П. Влияние радиуса закругления впадин резьбы на остаточные напряжения и сопротивление усталости резьбовых деталей [Текст] / В.Ф. Павлов, Б.В. Минин, Ю.П. Козокин // Оптимизация технологических процессов по критериям прочности. – Уфа: УАИ, 1987.-С.58-63.
66. Павлов, В.Ф., Минин, Б.В., Петриков, В.Г. Остаточные напряжения как обобщающий параметр качества поверхностного слоя накатанных титановых болтов [Текст] / В.Ф. Павлов, Б.В. Минин, В.Г. Петриков // Совершенствование технологических процессов изготовления и сборки авиадвигателей.- Куйбышев: КуАИ, 1988. -С. 157-162.
67. Павлов, В.Ф., Петриков, В.Г., Минин, Б.В. Влияние термообработки и степени заполнения контура резьбы на остаточные напряжения и сопротивление усталости шпилек из сплава ВТ16 [Текст] / В.Ф. Павлов, В.Г. Петриков, Б.В. Минин // Методы повышения эффективности использования режущих инструментов при обработке деталей летательных аппаратов и двигателей.- Куйбышев: КуАИ, 1986.-С.129-133.
68. Павлов, В.Ф., Шатунов, М.П., Минин, Б.В. Влияние степени заполнения контура резьбы и термообработки на остаточные напряжения в резьбовых деталях [Текст] / В.Ф. Павлов, М.П. Шатунов, Б.В. Минин // Проблемы прочности. -1988.-№5.-С110-112.
69. Партон, В.З., Морозов, Е.М. Механика упругопластического разрушения [Текст] / В.З. Партон, Е.М. Морозов. – М.: Наука, 1985. – 504 с.

70. Пескин, М.П. Исследование остаточных напряжений при упрочнении резьбы бурильных труб [Текст] / М.П. Пескин// Экспозиция Нефть Газ. – 2018. - №4 (64). С. 67-69.
71. Пестриков, В.М., Морозов, Е.М. Механика разрушения твердых тел [Текст] / В.М. Пестриков, Е.М. Морозов. – СПб. : ЦОП «Профессия», 2012. – 552 с.
72. Плешанова, Ю.А. Моделирование остаточных напряжений в деталях машин: диссертация канд.тех.наук: 05.02.02 [Текст] / Плешанова Юлия Андреевна. – Санкт-Петербург, 2016. - 144 с.
73. Потехин, Р.Н. Основные причины разрушения резьбовых соединений [Текст] / Р.Н. Потехин // Сб. научн.трудов Решетневские чтения 2013 СибГАУ. – 2013. С. 433-434.
74. Промптов, А.И. Технологические остаточные напряжения [Текст] / А.И. Промптов. – Иркутск. ИПИ, 1980 – 220 с.
75. Пэрис, П., Эрдоган, Ф. Критический анализ законов распространения трещин [Текст] / П. Пэрис, Ф. Эрдоган // Техническая механика. Труды Американского общества инженеров механиков. 1963. Серия D. Т. 85, № 4. С. 60-68.
76. Романов, А.Н. и др. Моделирование роста трещин в наводороживаемых высокопрочных сталях при циклическом нагружении [Текст] / А.Н. Романов, П.В. Тараканов, Г.В. Шашурин, Ю.В. Берчун, Л.Ю. Резникова, П.С. Сокольников//Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2014. - №4. – С.87-93.
77. Росин, М.Ф., Булыгин, В.С. Статистическая динамика и теория эффективности систем управления [Текст] / М.Ф. Росин, В.С. Булыгин. – М.: Машиностроение, 1981. – 312 с.
78. Рудницкий, Н.М. Некоторые закономерности усталостного разрушения деталей машин, упрочняемых остаточными напряжениями [Текст] / Н.М. Рудницкий // Проблемы прочности. -1980.-№1.-С.29-34.
79. Сазанов, В.П., Чирков, А.В., Семёнова, О.Ю., Иванова, А.В. Моделирование остаточного напряжённого состояния детали в условиях концентрации

- напряжений с использованием программного комплекса PATRAN/ NASTRAN [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Чирков, О.Ю. Семёнова, А.В. Иванова // Вестник СамГТУ. Серия: Технические науки. 2012. №1 (33). С. 106-114.
80. Сазанов, В.П. Исследование распределения компонентов остаточного напряжённого состояния в области наименьшего сечения поверхностно упрочнённой детали с кольцевым надрезом методом конечно-элементного моделирования [Текст] / В.П. Сазанов // Вестник СГАУ. 2012. № 3(34). С. 158-161.
81. Сазанов, В.П., Кирпичёв, В.А., Вакулюк, В.С., Павлов, В.Ф. Определение первоначальных деформаций в упрочнённом слое цилиндрической детали методом конечно-элементного моделирования с использованием расчётного комплекса PATRAN/NASTRAN [Текст] / В.П. Сазанов, В.А. Кирпичёв, В.Ф. Павлов // Вестник УГАТУ. 2015. Т. 19. №2 (68). С. 35-40.
82. Сазанов, В.П., Вакулюк, В.С., Михалкина, С.А. Исследование влияния первоначальных радиальных деформаций на распределение остаточных напряжений в поверхностно упрочненном цилиндре [Текст] / В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, С.А. Михалкина // Известия СНЦ РАН. 2014. Т. 16, № 4. С. 163-167.
83. Сазанов, В.П., Письмаров, А.В., Шадрин, В.К., и др. Особенности раскрытия усталостной трещины в упрочненной цилиндрической детали с концентратором напряжений [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Письмаров, В.К. Шадрин, О.М. Пилипив, Е.Ю. Скачкова // Управление движением и навигация летательных аппаратов: сб. тр. XXIII Всероссийский семинара по управлению движением и навигации летательных аппаратов. – Самара, 2021. – С. 191-196.
84. Сазанов, В.П., Вакулюк, В.С., Филиппов, А.А. и др. Анализ результатов испытаний на усталость упрочнённых образцов с галтельными переходами методом конечно-элементного моделирования [Текст] / В.П. Сазанов, В.С. Вакулюк, А.А. Филиппов, А.В. Урлапкин // Международная научно-техническая конференция Усталость и термоусталость материалов и элементов конструкций. — 2013. — С. 53-54.

85. Сазанов, В.П., Сургутанов, Н.А., Петрова, Ю.Н и др. Исследование сходимости двух методов расчёта кольцевой трещины в цилиндрической детали [Текст] / В.П. Сазанов, Н.А. Сургутанов, Ю.Н. Петрова, Ю.А. Катанаева // Управление движением и навигация летательных аппаратов: Сборник трудов XXII Всероссийского семинара по управлению движением и навигации летательных аппаратов: Часть II. – Самара, 2020. – С.76-78.
86. Сазанов, В.П., Чирков, А.В., Семёнова, О.Ю. и др. Моделирование остаточного напряженного состояния деталей в условиях концентрации напряжений с использованием программного комплекса MSC.NASTRAN/MSC.PATRAN [Текст] / В.П. Сазанов, А.В. Чирков, О.Ю. Семёнова, А.В. Иванова // Вестник Самарского Государственного Технического Университета Серия Технические науки. — 2012. — № №1(33). — С. 106-114
87. Сазанов, В.П., Семёнова, О.Ю., Лунин, В.В. и др. Определение первоначальных деформаций в упрочнённом слое детали методом конечно-элементного моделирования [Текст] / В.П. Сазанов, О.Ю. Семёнова, В.В. Лунин, С.А. Колычева, А.В. Письмаров // Материалы докладов международной науч.-техн. конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» 2016 г. Ч. 1, С. 41-42.
88. Саушкин, М.Н., Куров, А.Ю. Конечно-элементное моделирование распределения остаточных напряжений в сплошных упрочнённых цилиндрических образцах с полукруглым надрезом [Текст] / М.Н. Саушкин, А.Ю. Куров // Вестник Самарского государственного технического ун-та. Сер. Физ.-мат. Науки, 2011. № 3 (24). С. 72-78.
89. Свешников, Д.А. и др. Сопротивление усталости цементованных и цианированных сталей применительно к зубчатым колесам [Текст] / Д.А. Свешников, И.В. Кудрявцев, Н.А. Гуляева, Л.Д. Голубовская // Вопросы прочности и долговечности машиностроительных материалов и деталей.- М.:ВНИИТМАШ, ОНТИ, 1966.-С.48-55.

90. Семёнова, О.Ю. Разработка методики прогнозирования предела выносливости поверхностно упрочнённых полых цилиндрических деталей с концентраторами напряжений: диссертация канд. тех. наук:01.02.06 [Текст] / Семёнова Ольга Юрьевна. – Самара, 2011. – 112 с.
91. Семчинко, И.В., Серебренников, Г.З., Матагина, Л.И. Влияние упрочнения пазов замка лопаток профиля на тангенциальные остаточные напряжения [Текст] / И.В. Семчинко, Г.З. Серебренников, Л.И. Матагина // Прогрессивные процессы упрочнения поверхностного-пластического деформирования. – МДНТП, 1974. – с.29-32.
92. Серебренников, Г.З. Определение концентрации остаточных напряжений на дне кругового надреза [Текст] / Г.З. Серебренников // Заводская лаборатория. – 1969. - №11. С.1381-1385.
93. Серенсен, С.В., Борисов, С.П., Бородин, Н.А. К вопросу об оценке сопротивления усталости поверхностно упрочнениях образцов с учетом кинетики остаточной напряженности [Текст] / С.В. Серенсен, С.П. Борисов, Н.А. Бородин // Проблемы прочности. -1969.-№2.-С.3-7.
94. Серенсен, С.В., Когаев, В.П., Шнейдерович, Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность [Текст] / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975.-488 с.
95. Сургутанов, Н.А. Моделирование и определение закономерностей развития трещины усталости в поверхностном слое упрочнённых деталей: диссертация канд.тех.наук: 01.02.06 [Текст] / Сургутанов Николай Андреевич. – Самара, 2019. –127 с.
96. Технологические остаточные напряжения [Текст] / Под ред. А.В. Подзен. – М.: Машиностроение, 1973. – 216 с.
97. Точилкин, А.А., Иосилевич, Г.Д., Петриков, В.Г. Исследование технологии накатывания точной резьбы круглыми роликами [Текст] / А.А. Точилкин, Г.Д. Иосилевич, В.Г. Петриков. – М.: Машиностроение, 1978. – 24с.

98. Трощенко, В.Т., Покровский, В.В., Прокопенко, А.В. Трещиностойкость металлов при циклическом нагружении [Текст] / В.Т. Трощенко, В.В. Покровский, А.В. Прокопенко. – Киев: Наукова Думка, 1987. 256 с.
99. Трофимов, В.В., Яблокова, Н.А. Исследование остаточных напряжений в деталях сложной формы ГДТ методом рентгеновской тензометрии [Текст] / В.В. Трофимов, Н.А. Яблокова // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Наука и образование.-2011.-№1.-С.112-117.
100. Фрейдин, Э.И. Исследование остаточных напряжений в резьбе болтов авиационных ГДТ. – Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук [Текст] / Э.И. Фрейдин. – Куйбышев: КуАИ, 1981. – 17с.
101. Фрейдин, Э.И. Остаточные напряжения в резьбе болтов [Текст] / Э.И. Фрейдин // Вестник машиностроения.-1980.-№11.-С.33-84.
102. Храмова, Д.А., Егорова, Д.А., Жилин, Я.Д. Расчет и моделирование остаточных напряжений [Текст] / Д.А. Храмова, Д.А. Егорова, Я.Д. Жилин // Политехнический молодежный журнал, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. № 1 (18). С. 1-11.
103. Черепанов, Г. П. О распространении трещин в сплошной среде [Текст] / Г.П. Черепанов // Прикладная математика и механика. – 1967. – № 31 (3). – С. 476–488.
104. Черный, А.П. Технологические основы повышения производительности и качества обработки при формообразовании резьб больших диаметров в корпусных деталях [Текст] / А.П. Черный // Поверхностный слой, точность и эксплуатационные свойства. – МДНТП, 1980. – С.73-80.
105. Шатунов, М.П., Иванов, С.И., Филатов, А.П. Концентрация остаточных напряжений, вызванных изотропной первоначальной деформацией [Текст] / М.П. Шатунов, С.И. Иванов, А.П. Филатов // Вопросы прикладной механики в авиационной технике: Сб. научн. Трудов КуАИ, - Куйбышев, КуАИ, 1975. – Вып. 77. – С.37-43.

106. Якушев, А.И., Мустаев, Р.Х., Мавлютов, Р.Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений [Текст] / А.И. Якушев, Р.Х. Мустаев, Р.Р. Мавлютов. – М.: Машиностроение. 1979.-215 с.
107. API RP-579-1 / ASME FES. Fitness for service [Text] American Petroleum Institute. – 2007. – 1128 p.
108. Barsoum, Z., Barsoum, I. Residual stress effects on fatigue life of welded structures using LEFM [Text] / Z. Barsoum, I. Barsoum // Engineering Failure Analysis. – 2009. - №16. – P.449-467.
109. Bloom, J. M. Validation of the deformation plasticity failure assessment diagram (DPFAD) approach. The case of an axial flaw in a pressurized cylinder [Text] / J. M. Bloom // Journal of Pressure Vessel Technology. – 1990. – V. 112. – Iss. 3. – P. 213–217. – DOI: 10.1115/1.2928616.
110. Cao, J.; Gharghouri, M.A.; Nash, P. Finite-element analysis and experimental validation of thermal residual stress and distortion in electron beam additive manufactured Ti-6Al-4V build plates [Text] / J. Cao, M.A. Gharghouri, P. Nash // Journal of Materials Processing Technology. 2016, 237, 409–419.
111. Kayser, W., Bezold, A., Broeckmann, C. Simulation of residual stresses in cemented carbides [Text] / W. Kayser , A. Bezold, C. Broeckmann // International Journal of Refractory Metals and Hard Materials. – 2016.
112. Laham, S. Al. Stress intensity factor and limit load handbook [Text] / British Energy report EPD/GEN/REP/0316/98 / S. Al. Laham. – Barnwood Gloucester, UK. – 1999. – Iss. 2. – 224 pp.
113. de Lorenzi, M.G. On the energy release rate and the J-integral for 3-D crack configuration [Text] / M. G. de Lorenzi // International Journal of Fracture. – 1982. – Vol. 19. – Iss. 3. – P. 83–193. – DOI: 10.1007/BF00017129.
114. Masoudi Nejad, R., Shariati, M., Farhangdoost, K. Three-dimensional finite element simulation of residual stresses in uic60 rails during the quenching process [Text] / R. Masoudi Nejad, M. Shariati, K. Farhangdoost // THERMAL SCIENCE. – 2017. - №3. – P.1301-1307.

115. Melicher, R., Meško, J., Novák, P., Žmindák, M. Residual stress simulation of circumferential welded joints [Text] / R. Melicher, J. Meško, P. Novák, M. Žmindák // Applied and Computational Mechanics 1. – 2007. – P.541-548.
116. Nikishkov, G.P. Calculation of fracture mechanics parameters for an arbitrary three-dimensional crack by the equivalent domain integral method [Text] / G. P. Nikishkov, S. N. Atluri // International Journal for Numerical Methods in Engineering. – 1987. – Vol. 24. – Iss. 9. – P. 1801–1821. – DOI: 10.1002/nme.1620240914.
117. Parks, D. M. The virtual crack extension method for nonlinear material behavior [Text] / D. M. Parks // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 1977. – Vol 12. – Iss. 3. – P. 353–364. – DOI: 10.1016/0045-7825(77) 90023-8.
118. Radaj, D. Welding residual stresses and distortion [Text] / D. Radaj // Berlin: Springer Verlag, 2003.
119. Rice, J. A path-independent integral and the approximate analysis of strain concentrations by notches and cracks [Text] / J. Rice // Journal Applied Mechanics. – 1968. – Vol. 35. – Iss. 2. – P. 379–388. – DOI: 10.1115/1.3601206.
120. Roger, F., Traidia, A. Modeling Residual Stresses in Arc Welding [Text] / F. Roger, A. Traidia // Proceedings of the COMSOL 2010 Boston (2015).
121. Stacey, A., Barthelemy, J-Y., Leggatt, R.H., Ainsworth, R.A. Incorporation of residual stresses into the SINTAP defect assessment procedure [Text] / A. Stacey, J-Y. Barthelemy, R.H. Leggatt, R.A. Ainsworth // Engineering Fracture Mechanics, Volume 67, pp. 573-611, 2000.
122. Fawaz, M., Saqib, Anwar, Abdulrahman, Al-Ahmari Thermomechanical simulations of residual stresses and distortion in electron beam melting with experimental validation for Ti-6Al-4V [Text] / M. Fawaz, Anwar Saqib, Al-Ahmari Abdulrahman // The Portuguese Society of Materials (SPM). – 2020. - №10. – P.1-29.
123. Yoshimoto, I., Mazuyama, K., Yamada, Y. Prediction of Fatigue Strength of Bolt-Nut joints Based on Residual Stress [Text] / I. Yoshimoto, K. Mazuyama, Y. Yamada

// Bulletin of Research Laboratory of Precision Machinery and Electronics. – 1985. –
№55. – P.5-10.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

УТВЕРЖДАЮ:

Главный конструктор
ПАО «ОДК КУЗНЕЦОВ»

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ПРИРАЩЕНИЯ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Разработал:

Письмаров А.В.

Самара, 2023

1. Общие положения

1.1. Настоящая методика предназначена для определения приращения предельной амплитуды цикла, а также предела выносливости упрочнённых резьбовых деталей.

1.2. Методика расчёта многоциклового усталости резьбовых деталей с остаточными напряжениями реализована в программном комплексе ANSYS.

1.3. Для вычисления предела выносливости резьбовой детали необходимо иметь эпюру остаточных напряжений по толщине упрочнённого слоя резьбовой детали.

1.4. В качестве иллюстраций в методике приведены данные расчёта болтов М6 из сплава ВТ16.

2. Пошаговая инструкция работы

2.1. Определение условия эксплуатации резьбовой детали

При определении условий эксплуатации резьбовой детали рассматриваются только растягивающие усилия как наиболее характерные, расчёт выполняется в упругой постановке, цикл нагружения моделируется по дискретным шагам от минимального растягивающего усилия до максимального.

2.2. Определение характеристик материала

Характеристики материала детали принимаются постоянными для всей модели. Для расчёта необходимы следующие характеристики материала:

- модуль упругости E ; коэффициент Пуассона μ ; коэффициент теплового линейного расширения в радиальном направлении α_r ; коэффициент теплового

линейного расширения в окружном направлении α_θ ; коэффициент теплового линейного в осевом направлении α_z .

Для задания механических свойств материала в программе ANSYS открывается окно *Engineering Data*.

Задаём название материала (рисунок А.1).

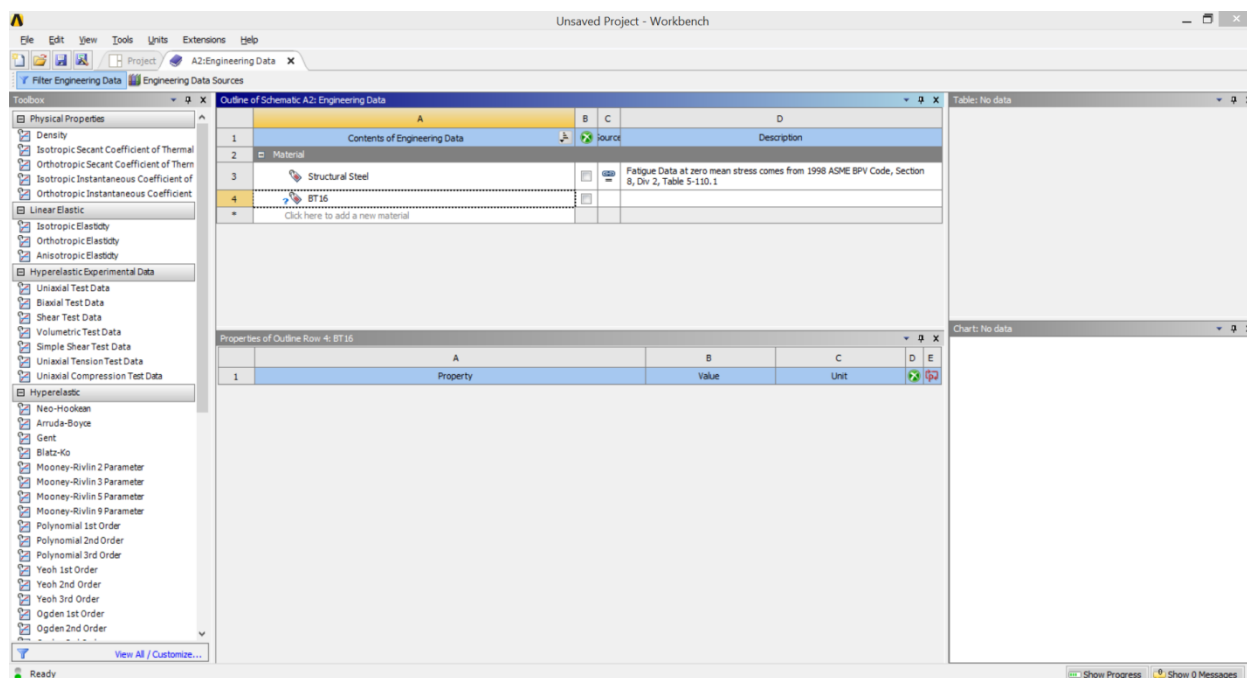


Рисунок А.1 – Окно Engineering Data

В разделе *Linear Elastic* выбрать *Isotropic Elasticity* (рисунок А.2).

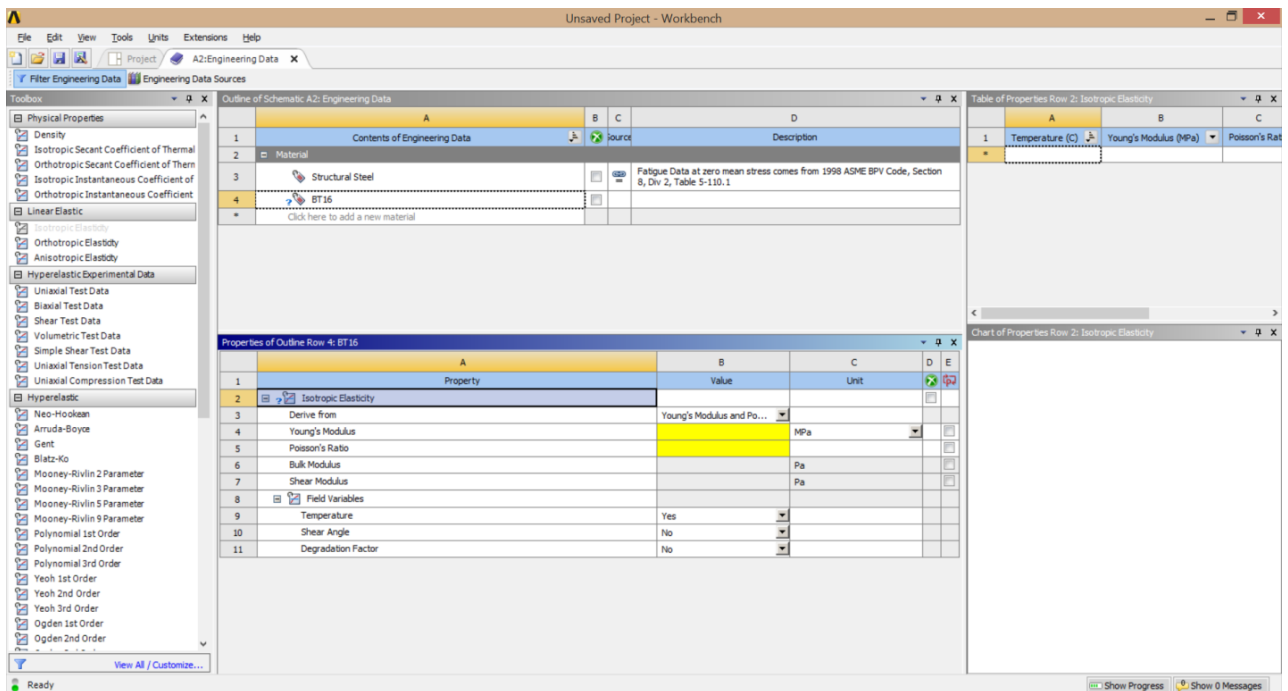


Рисунок А.2 – Раздел Linear Elastic

Вписать значения модуля упругости и модуля Пуассона в желтые графы, соответствующие материалу резьбовой детали (рисунок А.3).

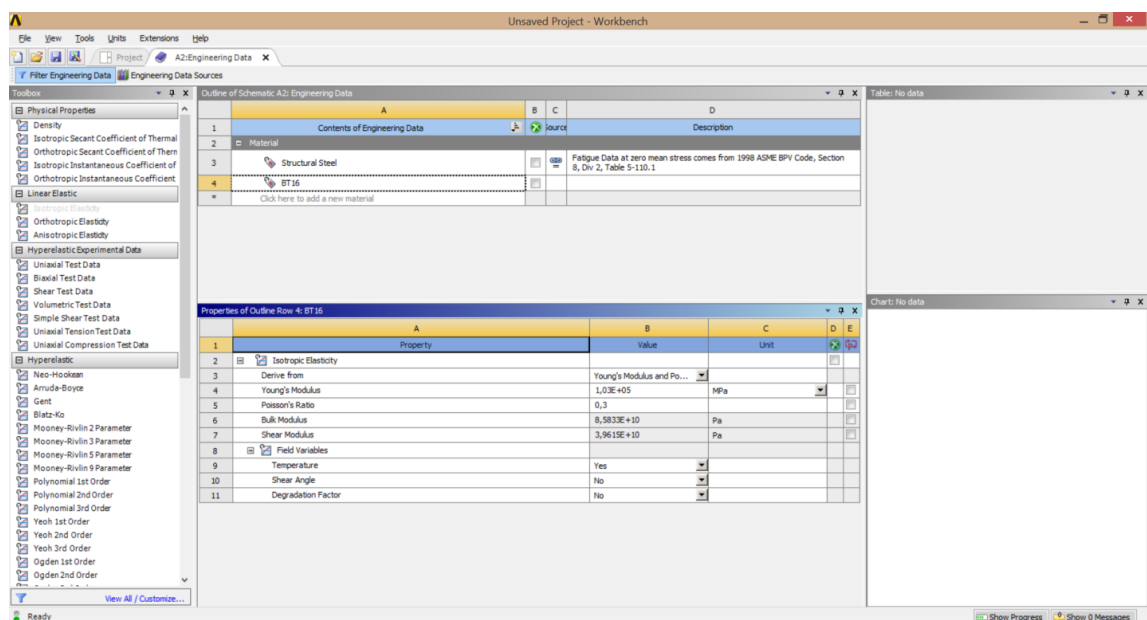


Рисунок А.3 – Ввод модуля упругости и модуля Пуансона

Задать коэффициенты линейного температурного расширения. Для этого во вкладке *Physical Properties* выбрать *Orthotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion*. (рисунок А.4).

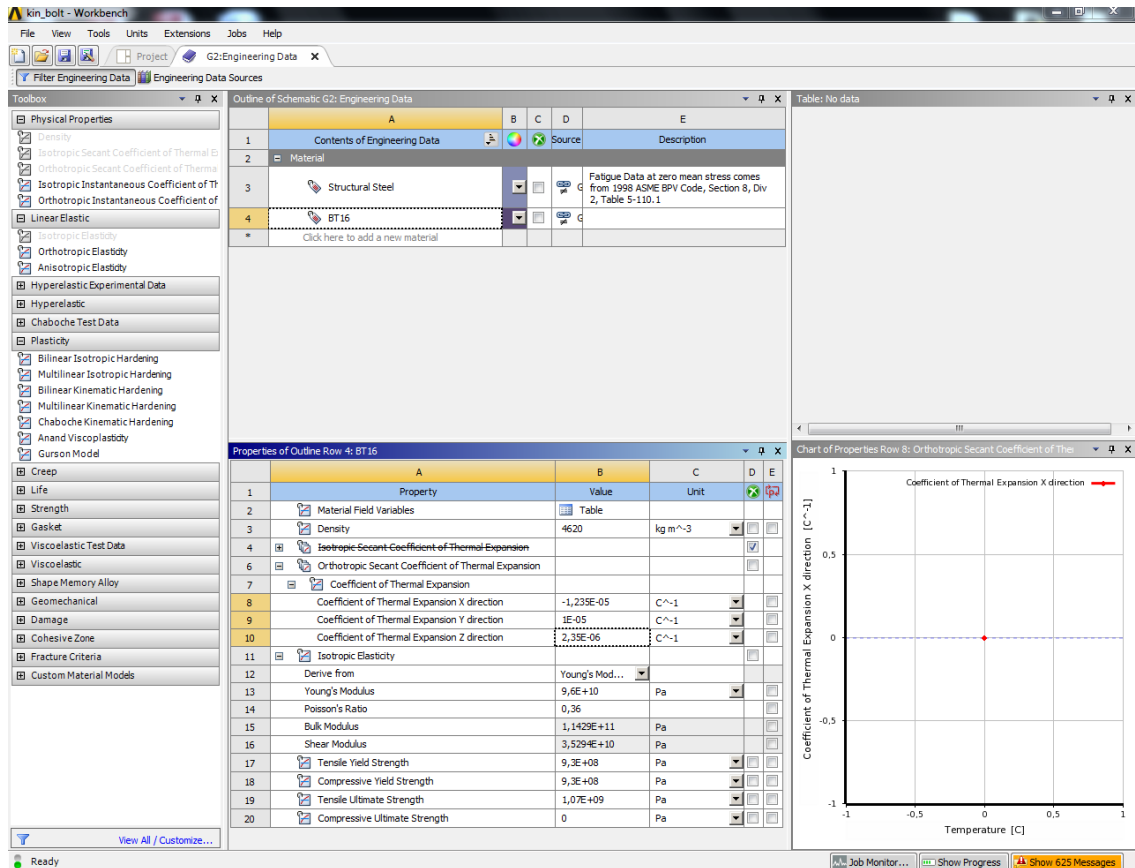


Рисунок А.4 – Ввод коэффициентов линейного температурного расширения

Необходимо учесть, что в модели продольной осью является ось OY, радиальной осью – ось OX и окружной осью – ось OZ.

2.3. Выбор начального размера трещины

Начальный размер трещины l_0 принимать равным $l_0 = 50$ мкм (в соответствии с методическими рекомендациями ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова»).

2.4. Построение конечно-элементной модели

В модуле геометрии *SpaceClaim* подготовить геометрию области расчётной резьбы согласно рисунку А.5.

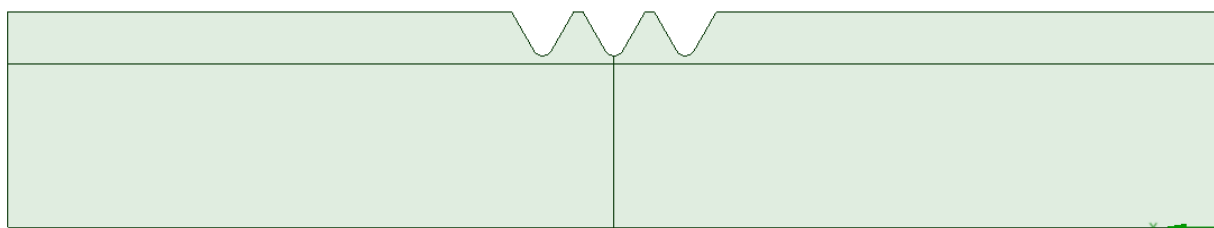


Рисунок А.5 — Геометрия расчётной области резьбы

Для удобства моделирования глубины усталостной трещины её необходимо параметризовать согласно рисунку А.6.

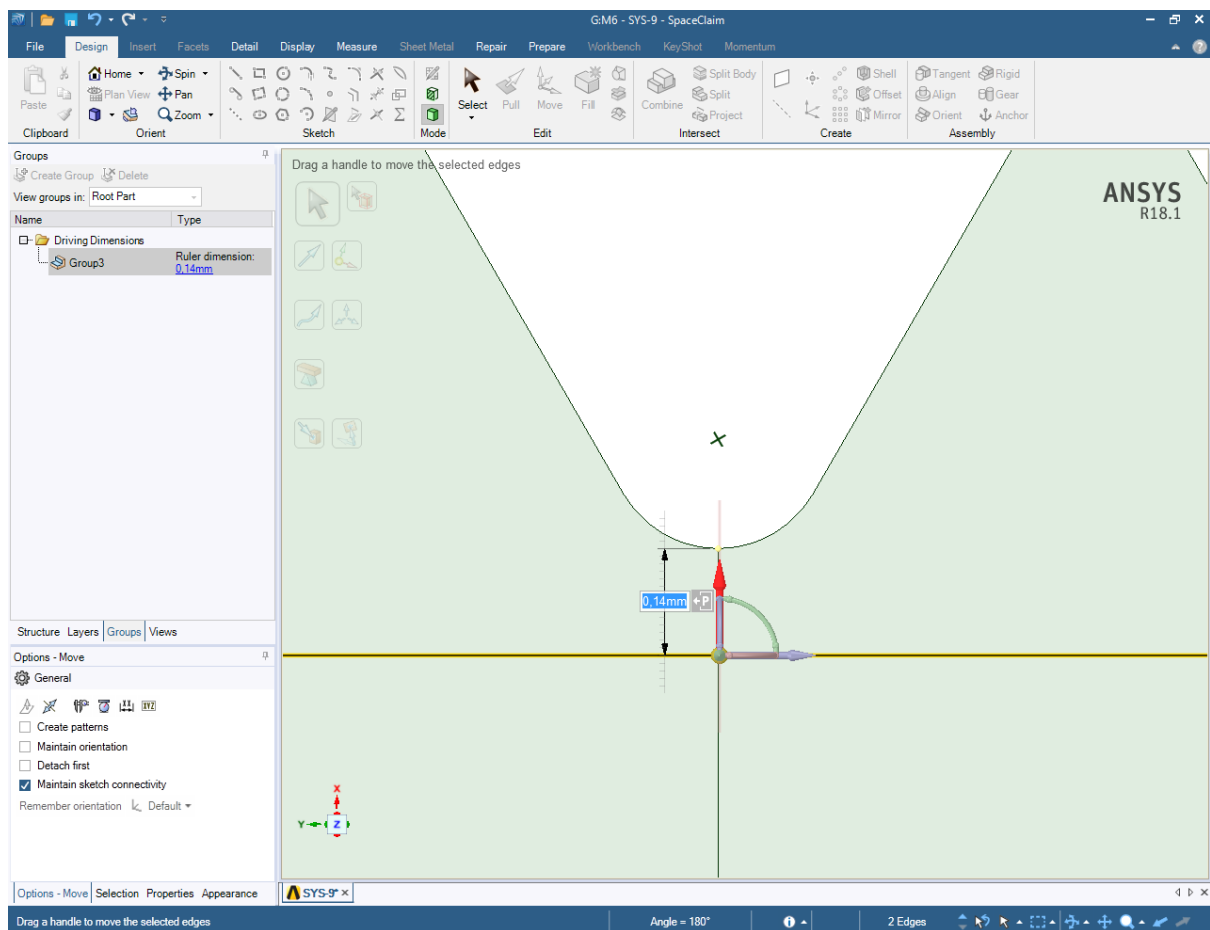


Рисунок А.6 – Параметризация глубины усталостной трещины

С использованием подготовленной геометрии построить конечную элементную модель в разделе Mesh (сетка).

Задать два типа размеров элементов:

- для рядовых зон во вкладке *Mesh* выбрать функцию *Face Sizing*, выделить все поверхности, и задать размер элементов в строке *Element Size* (рисунок А.7);

- в зонах с упрочнением во вкладке *Mesh* выбрать функцию *Body Sizing*. В строке *Type* необходимо выбрать *Sphere of Influence*, и выбрать систему координат во впадине резьбы в строке *Sphere Center*. В строках *Sphere Radius* и *Element Size* задать радиус сферы и размер элементов в местах локального сгущения сетки (рисунок А.8).

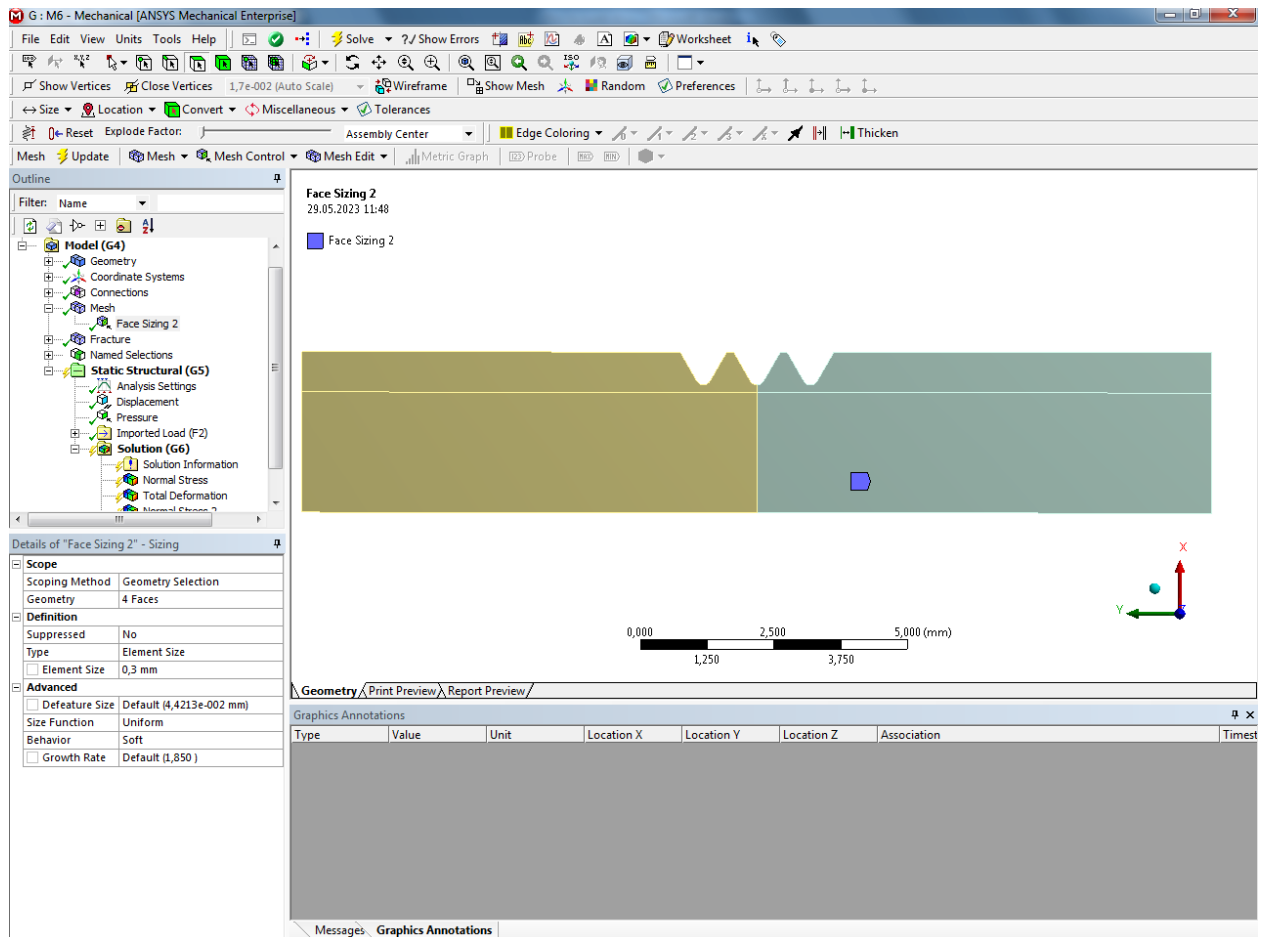


Рисунок А.7 – Создание сетки в рядовых зонах

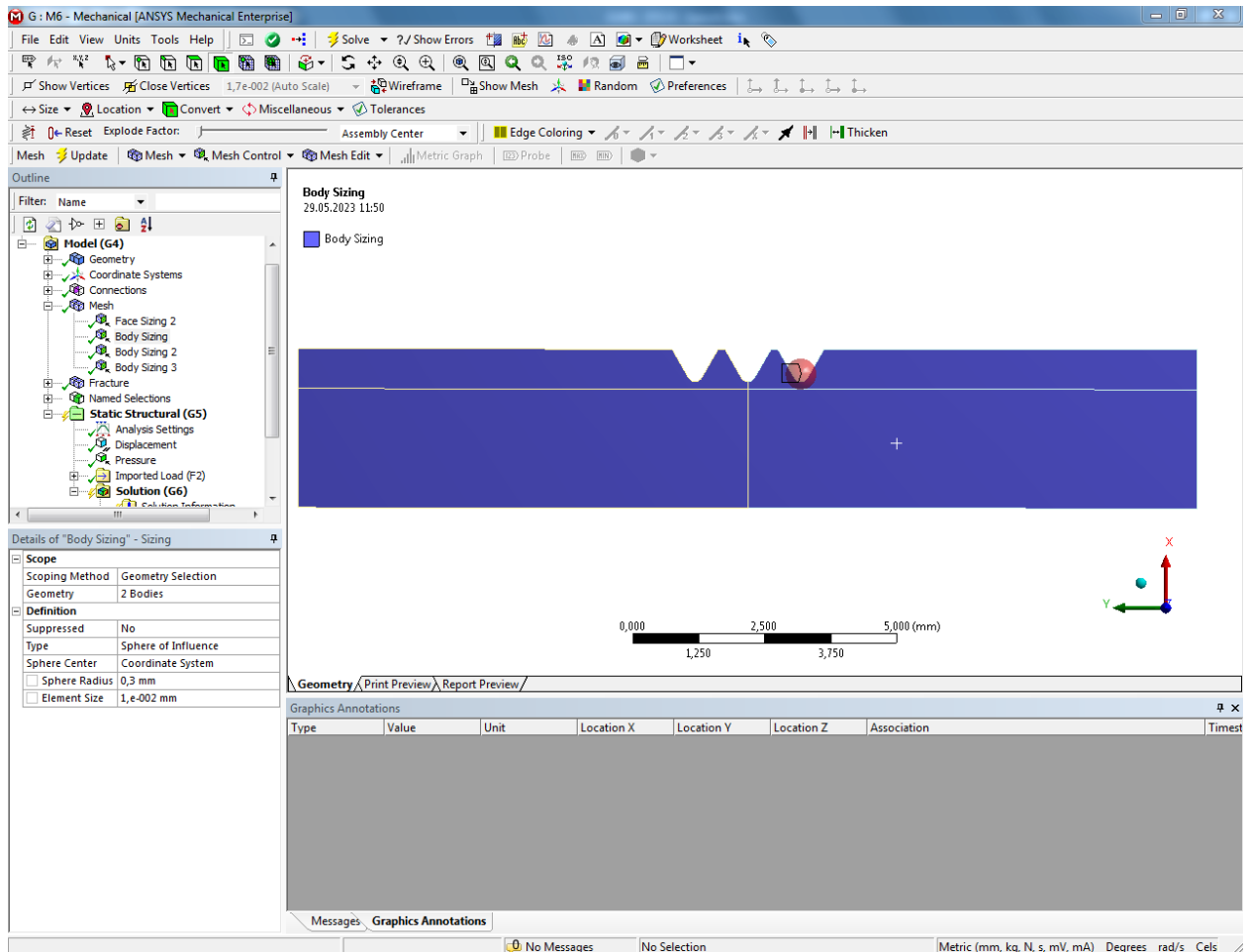


Рисунок А.8 – Создание сетки в зонах с упрочнением

ВНИМАНИЕ. На выходе должна быть получена конечно-элементная модель как на рисунке А.9.

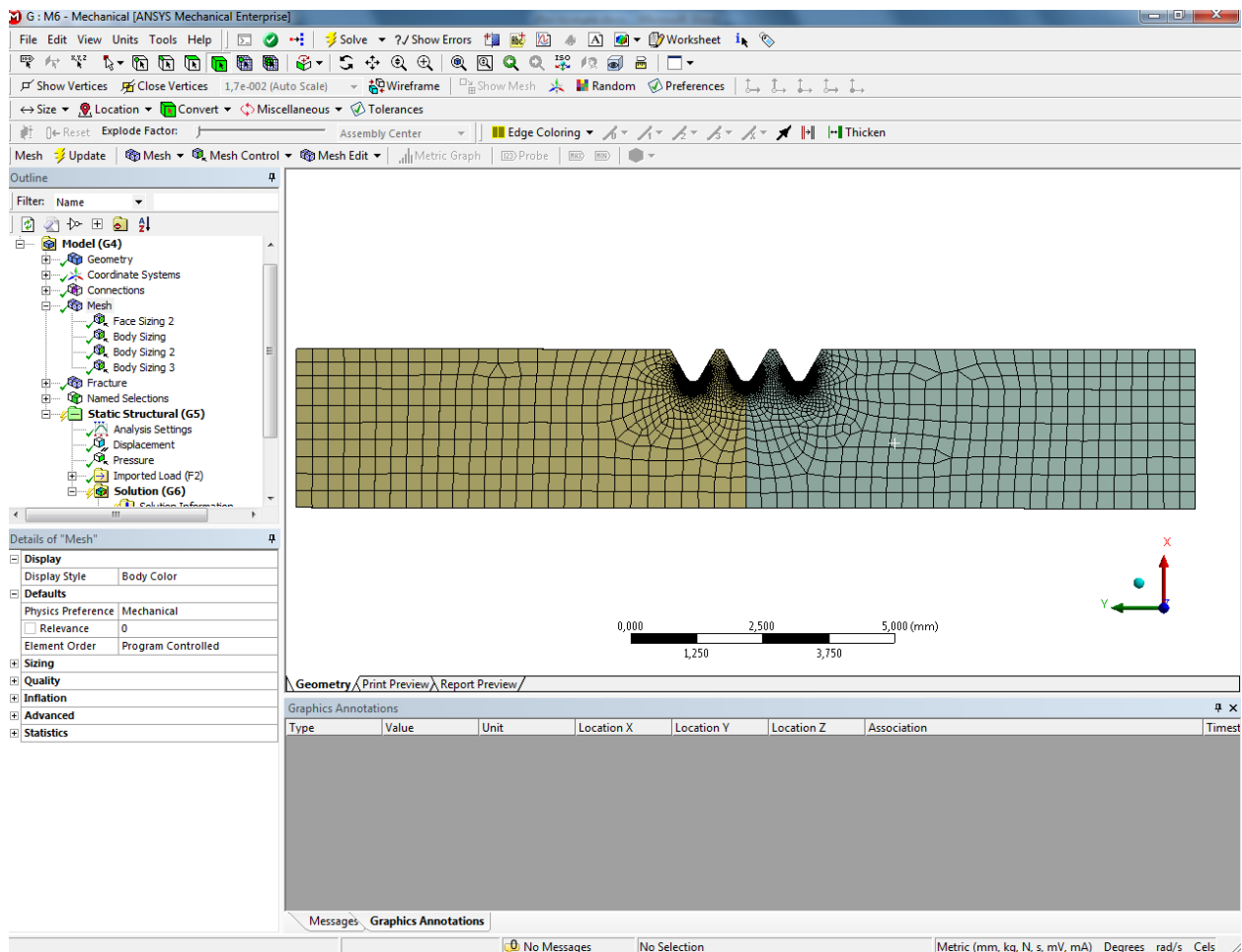


Рисунок А.9 — Конечно-элементная модель расчётной области резьбы

ВАЖНО. Количество конечных элементов по толщине поверхностного слоя должно обеспечивать удобство моделирования остаточных напряжений. Вокруг точек, где будет моделироваться вершина трещины, сетка конечных элементов должна иметь регулярную структуру, а конечные элементы по возможности иметь одинаковые размеры.

2.5. Моделирование остаточных напряжений во впадине резьбы

Моделирование остаточных напряжений после упрочнения выполняется в зависимости от способа пластического деформирования в поверхностном слое впадины резьбы.

Пример распределения остаточных напряжений σ_z по глубине a поверхностного слоя для образцов из материала ВТ16 показан на рисунке А.10.

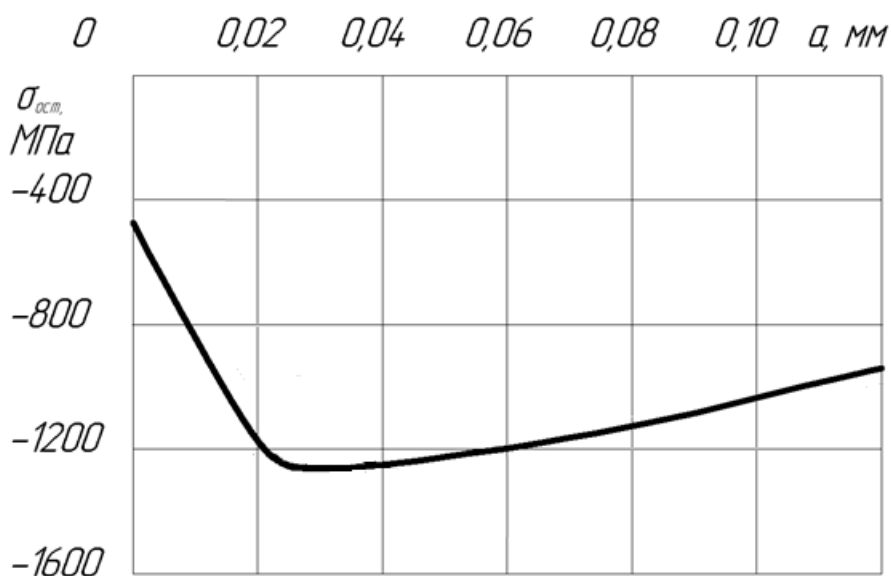


Рисунок А.10 — Распределение остаточных напряжений во впадинах поверхностного слоя болтов М6 из сплава ВТ16

Для моделирования остаточных напряжений используется метод термоупругости, основанный на задаче о первоначальных деформациях.

Температурный перепад ΔT в поверхностном слое цилиндра, необходимый, чтобы на поверхности возникли осевые остаточные напряжения σ_z , определяется по формуле 1.

$$\Delta T = \frac{\mu - 1}{\alpha E} \sigma_z. \quad (1)$$

Поскольку резьба не является гладким цилиндрическим телом, применение данного метода позволяет определить первую итерацию для получения значений распределения остаточных напряжений по толщине поверхностного слоя.

Вычислив по формуле 1 распределение температурного перепада ΔT по глубине упрочнённого слоя, моделируем температурные нагрузки на расчётной модели. Для этого во вкладке *Static Structural* выбираем тип прикладываемой нагрузки *Thermal Condition* и подгрузить файл с распределением температурного

перепада ΔT по глубине упрочнённого слоя. Затем выбирать тело, место приложения нагрузки и систему координат (рисунок А.11).

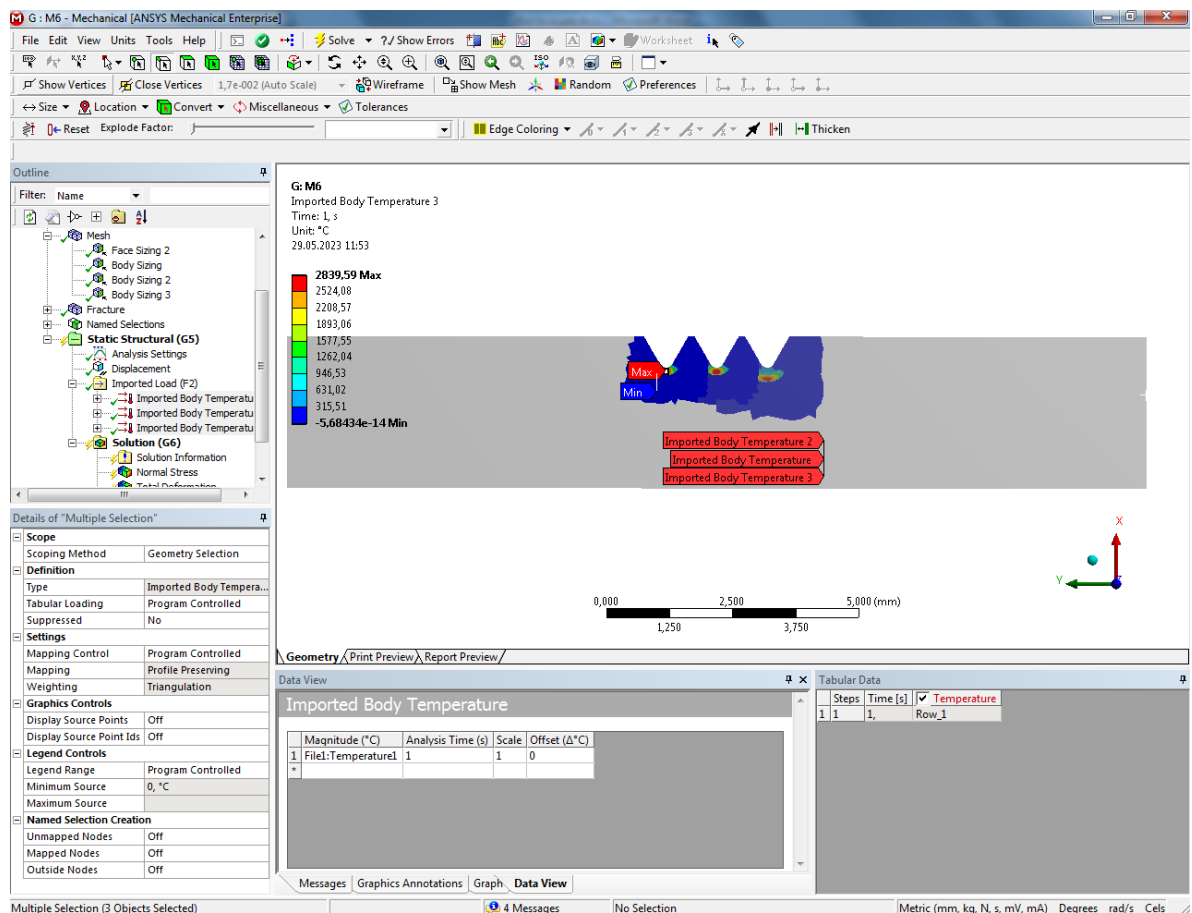


Рисунок А.11 – Моделирование температурных нагрузок

Закрепление модели осуществляется по торцевой кромке детали. Для этого необходимо во вкладке *Static Structural* выбрать раздел по закреплению *Supports*, выбрать тип закрепления *Displacement* и ввести запрет на перемещение вдоль оси OY (рисунок А.12).

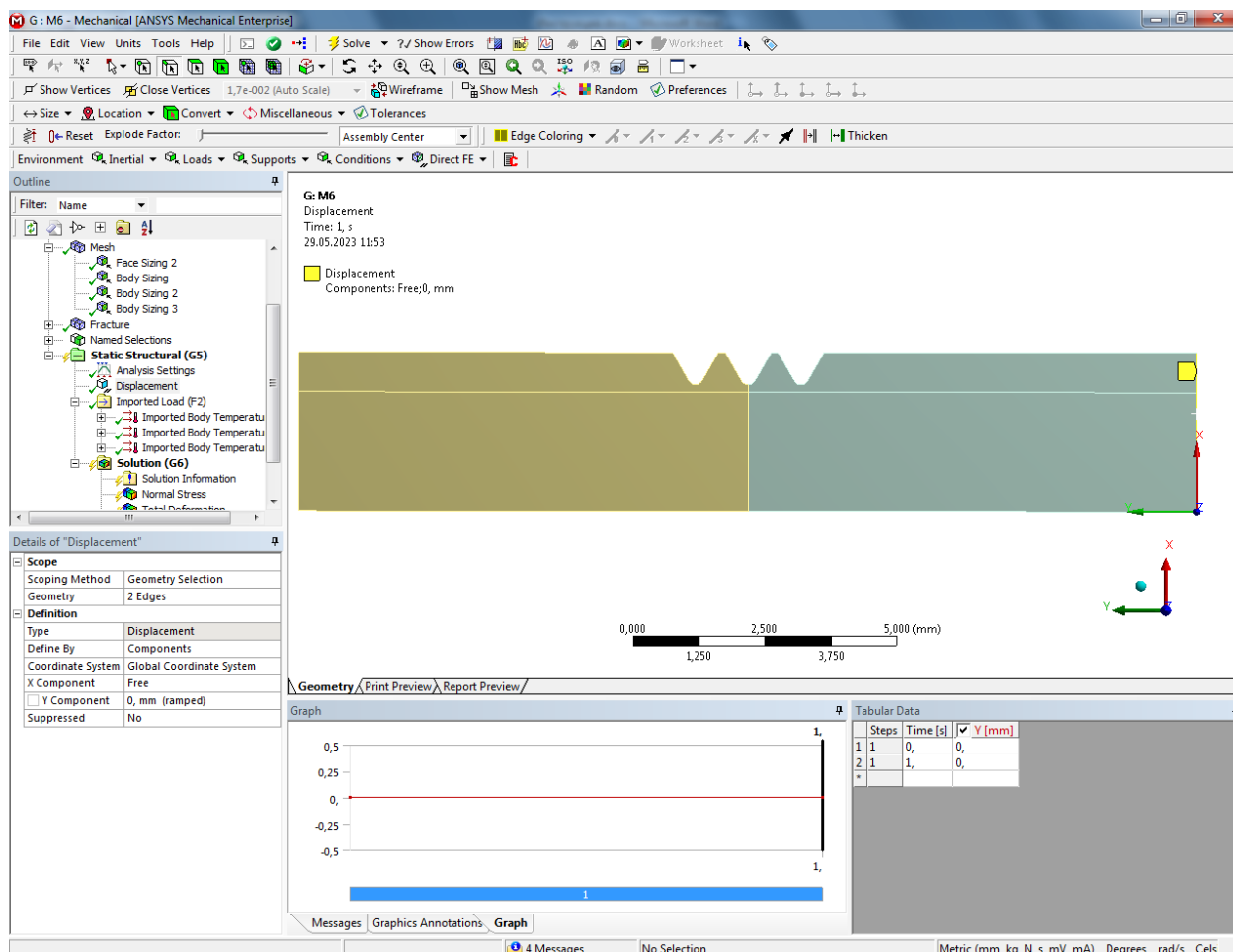


Рисунок А.12 – Закрепление модели

Полученное распределение напряжений в наименьшем сечении обозначить как $\sigma_z^{расч}$. Для каждого узла вычислить невязку как разницу между экспериментально полученными значениями остаточных напряжений и полученных по результатам моделирования $\sigma_z^{расч}$ (рисунок А.10):

$$\Delta\sigma_z = \sigma_z - \sigma_z^{расч}. \quad (2)$$

В случае, если значения $\Delta\sigma_z$ превышает допустимую погрешность в 3%, проводится следующая итерация моделирования остаточных напряжений.

Для этого каждое полученное значение $\sigma_z^{расч}$ увеличить на величину невязки $\Delta\sigma_z$, и по полученным значениям $(\sigma_z^{расч} + \Delta\sigma_z)$ построить новую аппроксимирующую кривую

Итерации повторять до тех пор, пока невязки $\Delta\sigma_z$ не достигнут допустимых величин.

2.6. Моделирование усталостной трещины

Параметры трещины задаются во вкладке *Fracture – Pre-Meshed Crack* (рисунок А.13). Выбрать систему координат на берегу трещины, которая определяет тип трещины, и узел, который соответствует вершине трещины.

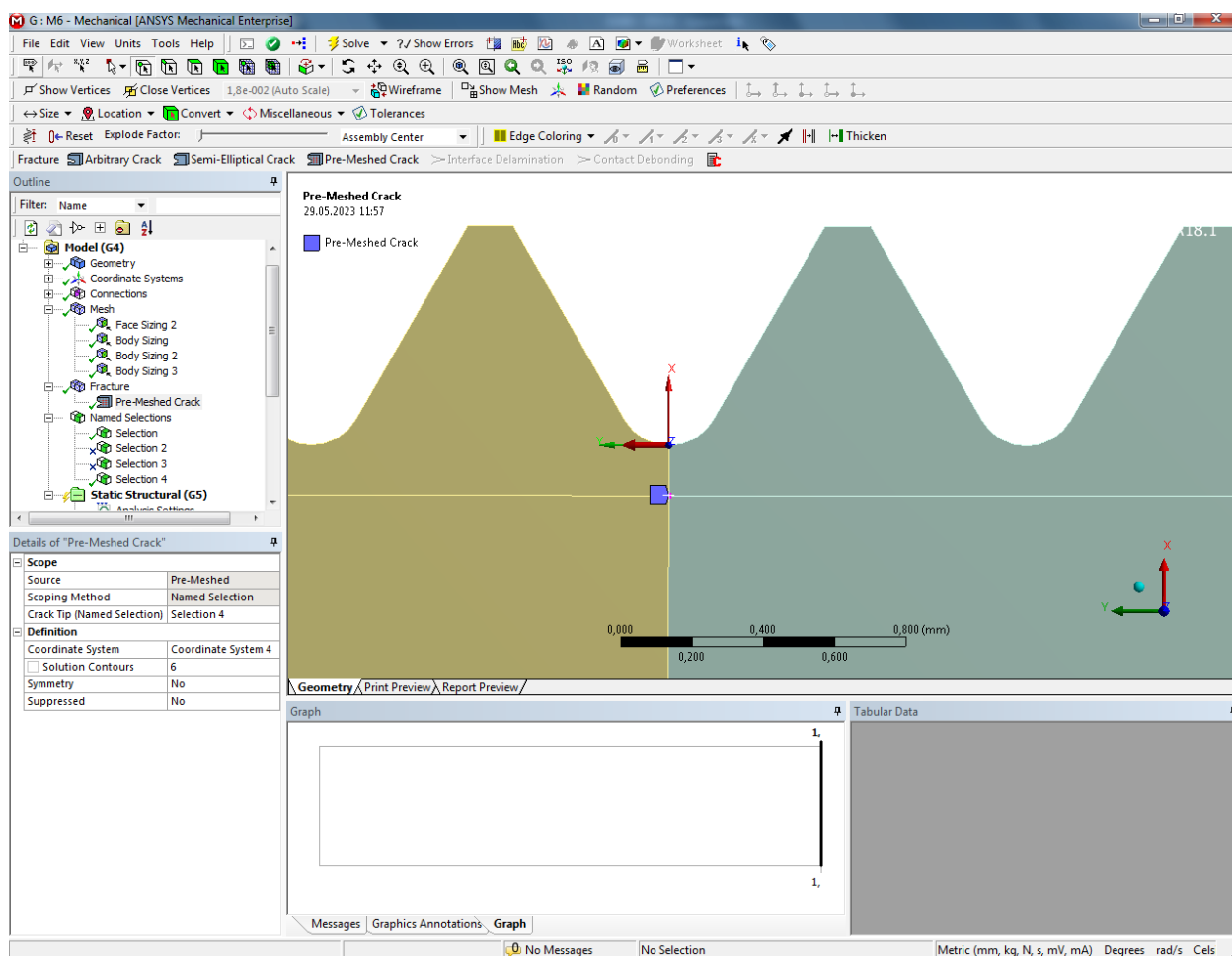


Рисунок А.13 – Задание параметров трещины

В разделе *Connections* выбрать берега трещины и тип контакта *Frictionless* согласно рисунку А.14.

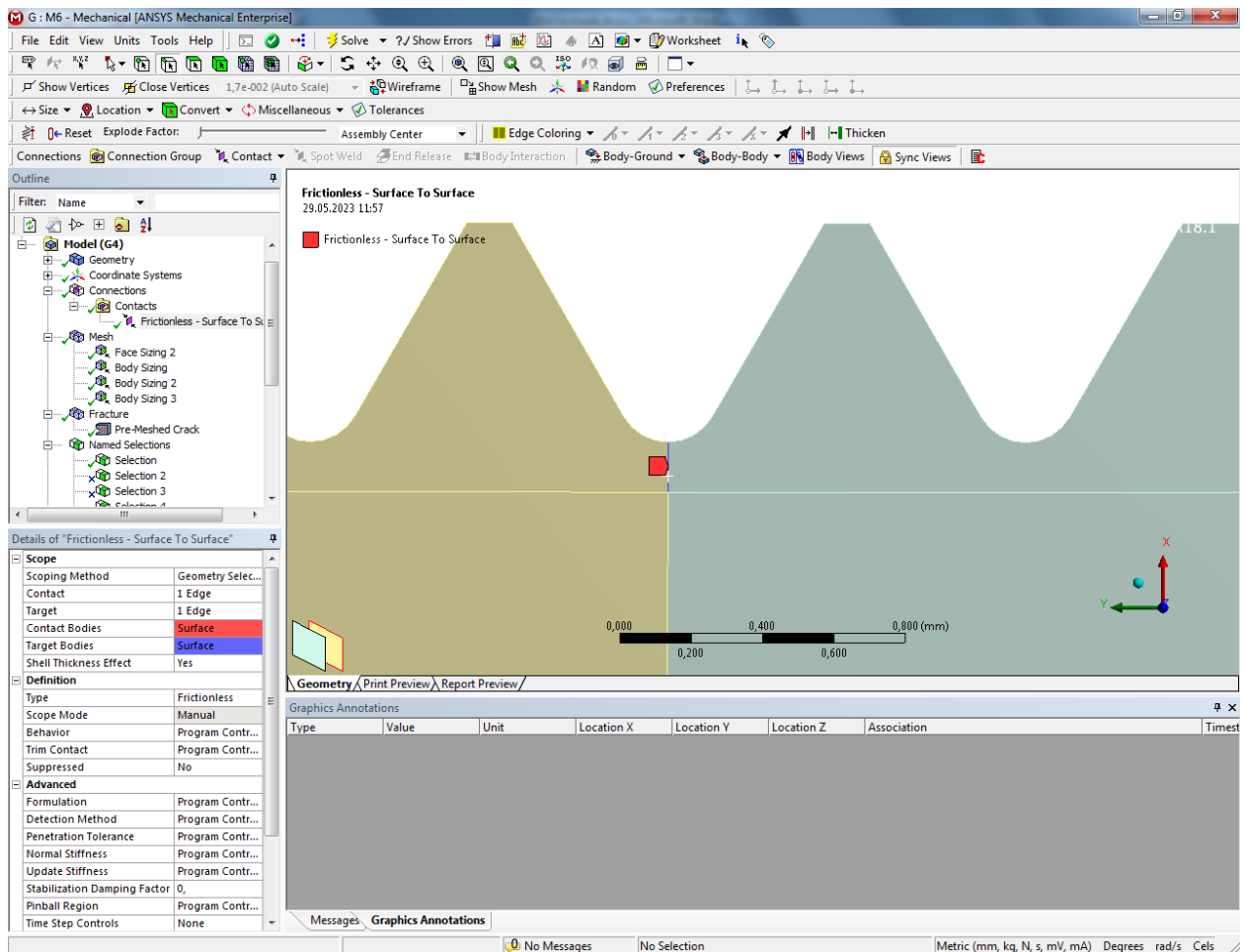


Рисунок А.14 – Задание контакта на берегах трещины

2.7. Моделирование нагрузок

ВНИМАНИЕ. Закрепление модели осуществлять аналогично пункту 2.5.

На торцевую кромку прикладывать распределённое давление. Для этого во вкладке *Static Structural* выбрать раздел по нагрузкам *Loads* и тип нагрузки *Pressure* согласно рисунку А.15.

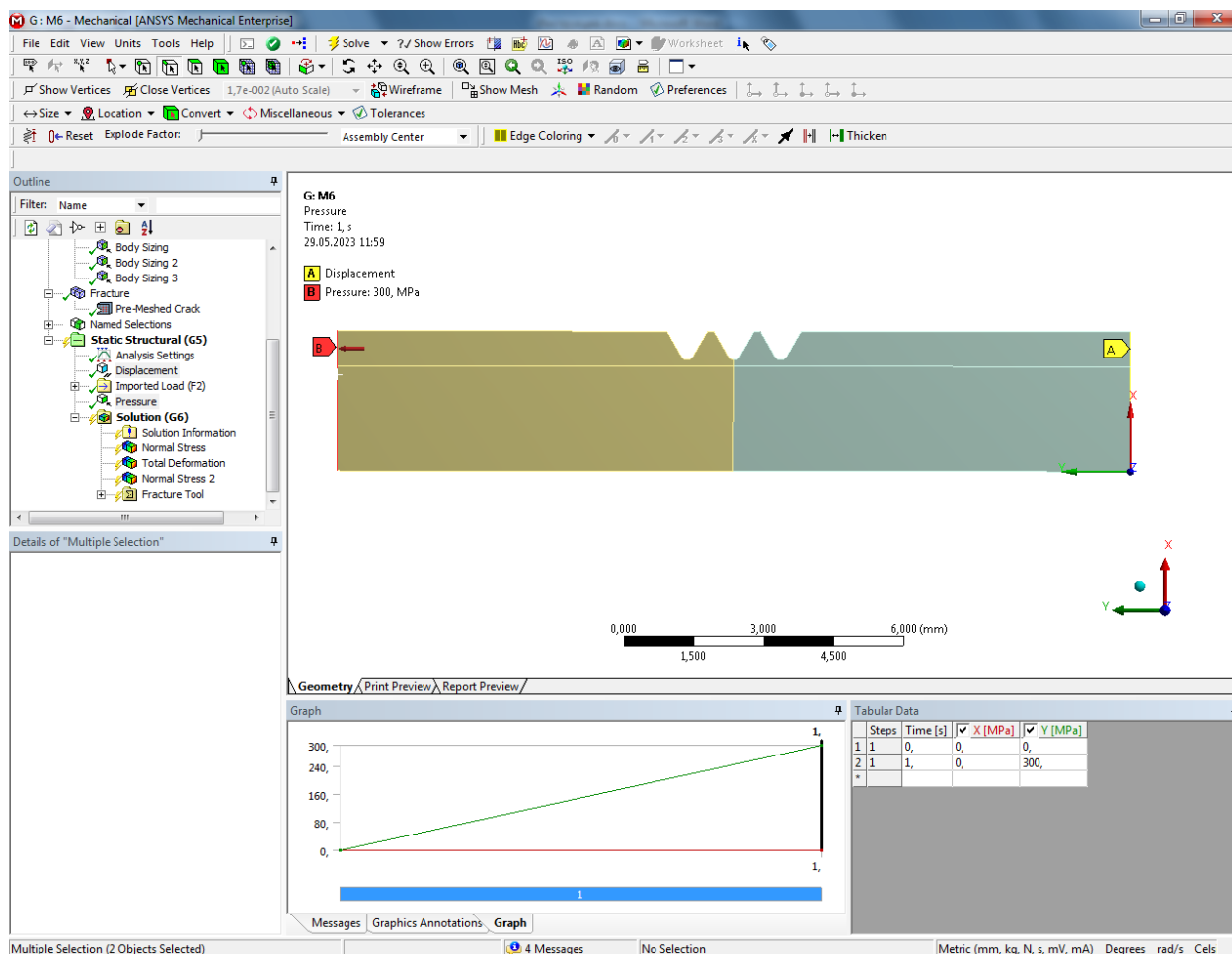


Рисунок А.15 – Задание распределённого давления

Затем провести расчёт. Для этого нажать на кнопку *Solve*.

2.8. Определение критической глубины усталостной трещины

Для определения критической глубины усталостной трещины необходимо построить зависимость КИН от глубины трещины $K_I = f(l)$.

Данная зависимость получается путем параметризации глубины согласно рисунку А.6 пункта 2.4. Величину распределённого давления принять постоянной.

Для проведения расчёта открыть вкладку *Parameters* (рисунок А.16) и запустить расчёт *Update All Design Points*. Расчётные величины максимального значения КИН появятся на экране в столбце С, а минимальные – в столбце D.

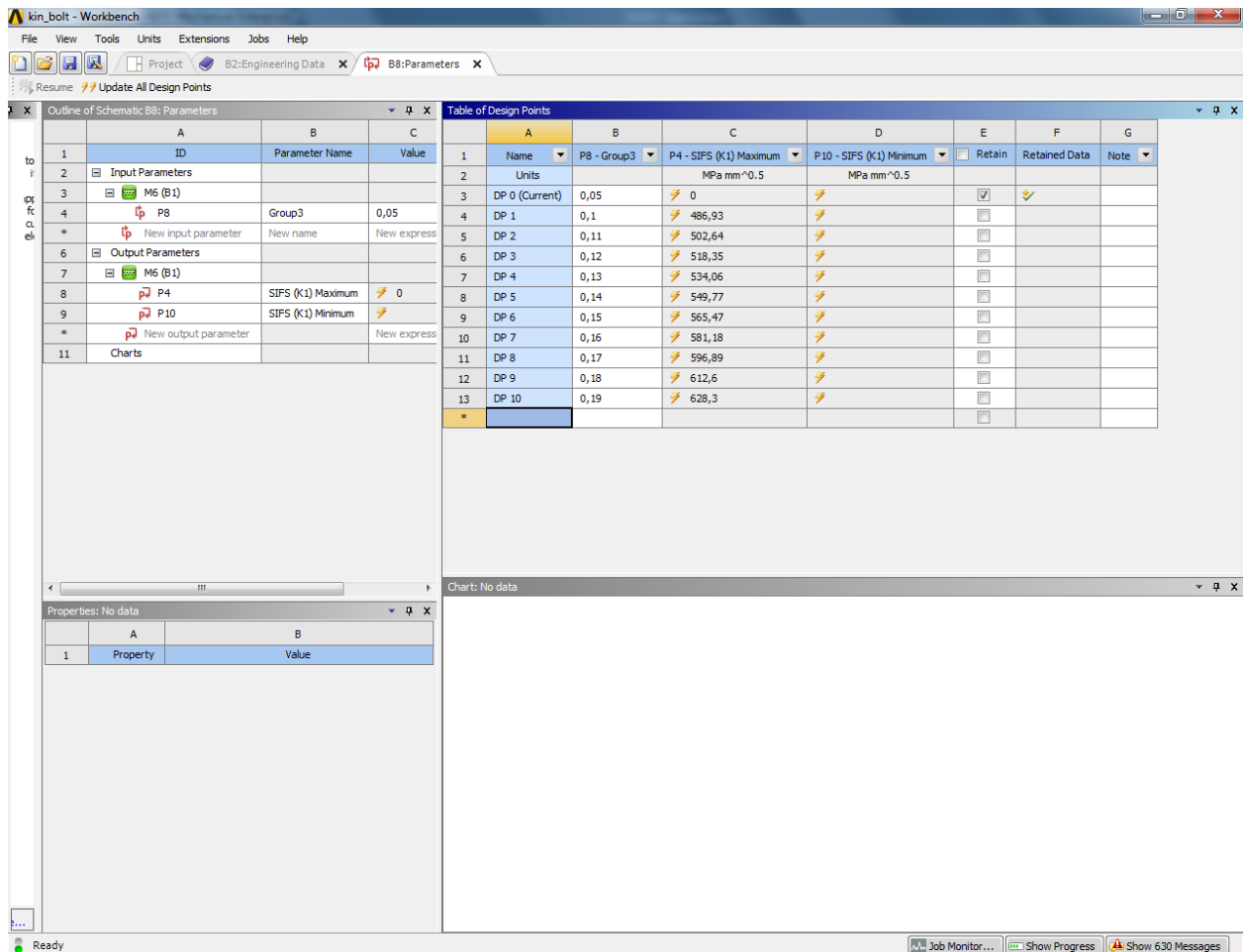


Рисунок А.16 – Вкладка Parameters

По полученный значениям строим график зависимости КИН от длины трещины (рисунок А.17).

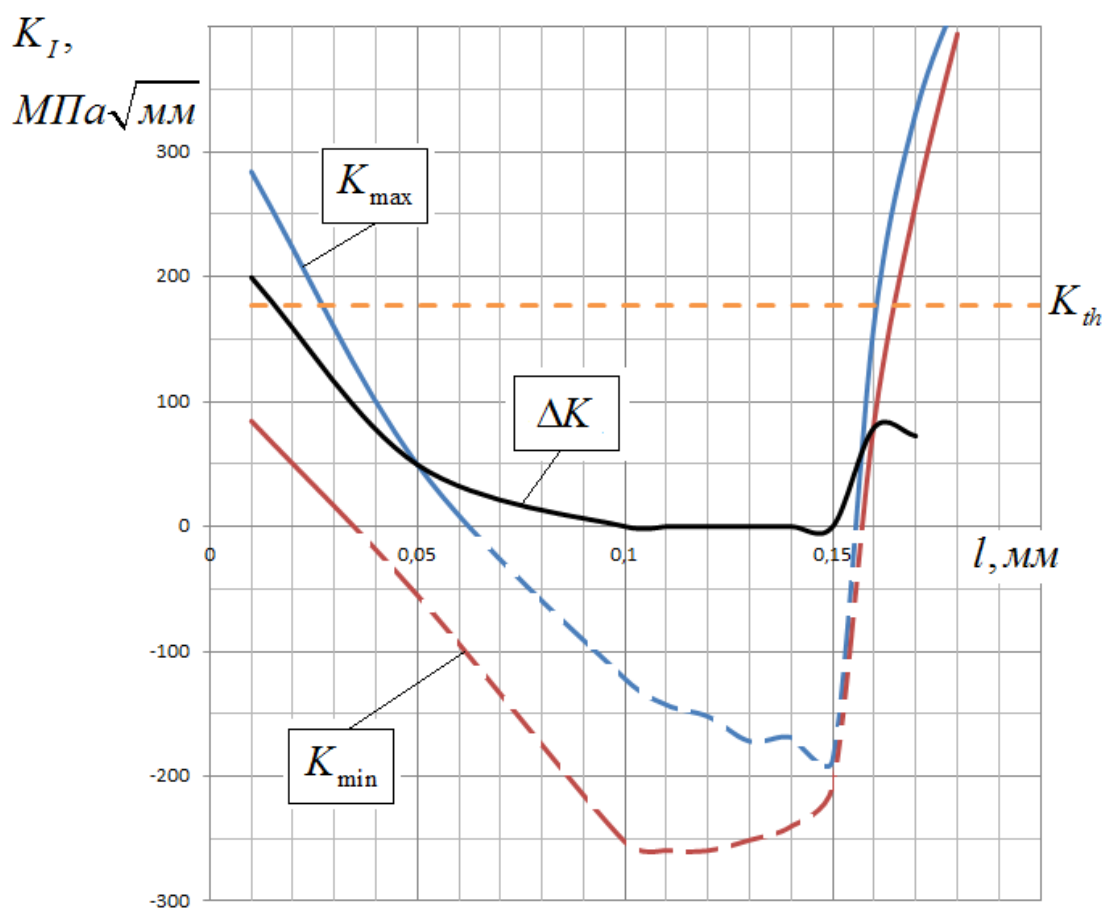


Рисунок А.17 – Зависимость КИН от глубины трещины l для болта М6 из сплава ВТ16 с остаточными напряжениями после накатывания резьбы

На графике изображается пунктирная горизонтальная прямая – величина КИН, соответствующая порогу страгивания трещины K_{th} .

Если минимальные значения размаха КИН ΔK находятся ниже порогового значения K_{th} , то происходит остановка усталостной трещины.

ВНИМАНИЕ. Если минимальные значения размаха КИН ΔK находятся выше порогового значения K_{th} , то трещина продолжает расти. Это говорит о том, что выбранный тип упрочнения выбран не правильно. Необходимо выбрать другую эшюру распределение остаточных напряжений во впадинах поверхностного слоя и продолжить расчёт с п.2.5.

2.9. Определение зависимости КИН от максимальных напряжений цикла на критической глубине

Определив критическую глубину нераспространяющейся трещины усталости по п.2.8, необходимо перестроить модель согласно п. 2.4.

Для определения зависимости $K_I = f(\sigma_{\max})$ упрочнённого образца навести остаточные напряжения согласно пункту 2.5. Затем задать граничные условия по п. 2.7.

Для определения зависимости $K_I = f(\sigma_{\max})$ неупрочнённого образца использовать функцию погашения температурных данных Suppress (рисунок А.18).

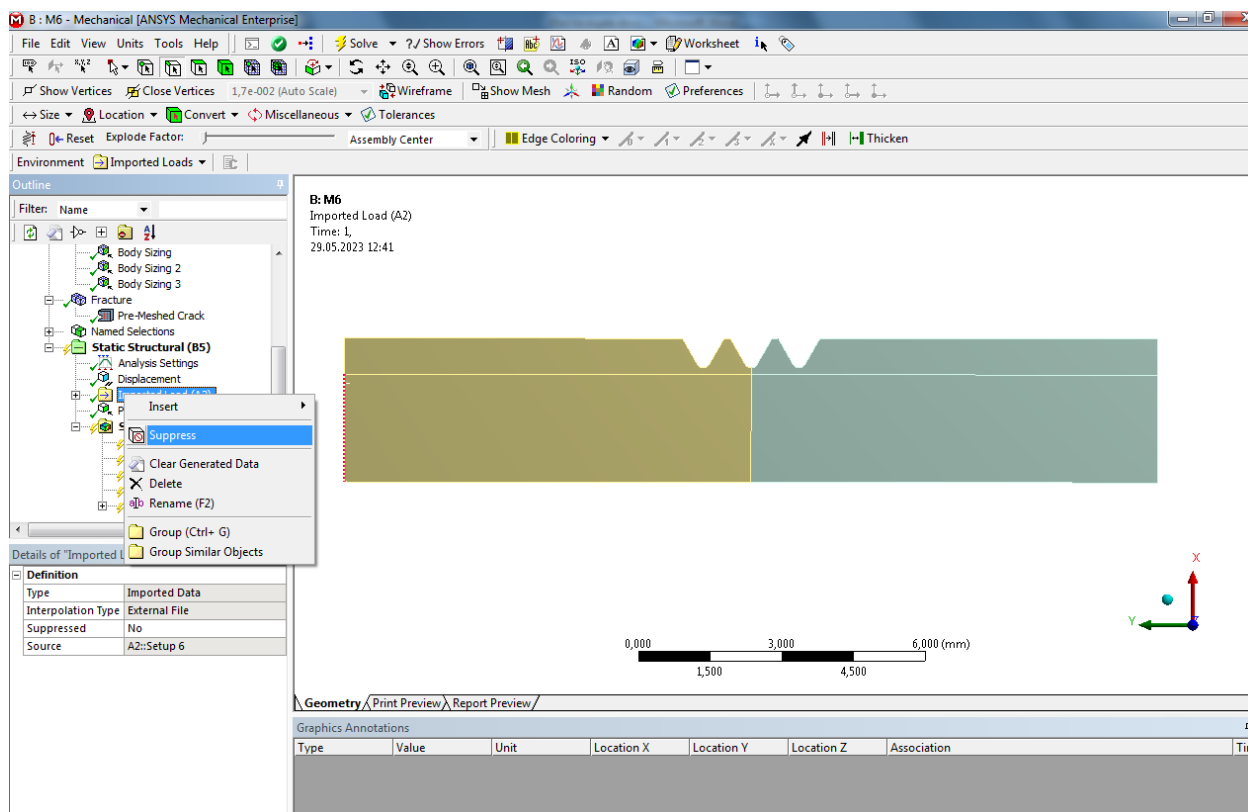


Рисунок А.18 – Погашение температурных нагрузок

В качестве изменяемого параметра необходимо выбрать распределённое давление. Для этого устанавливаем значок “P” напротив величины давления

(рисунок А.19) и для вывода результатов устанавливаем значок “P” напротив максимального и минимального значений КИН (рисунок А.20).

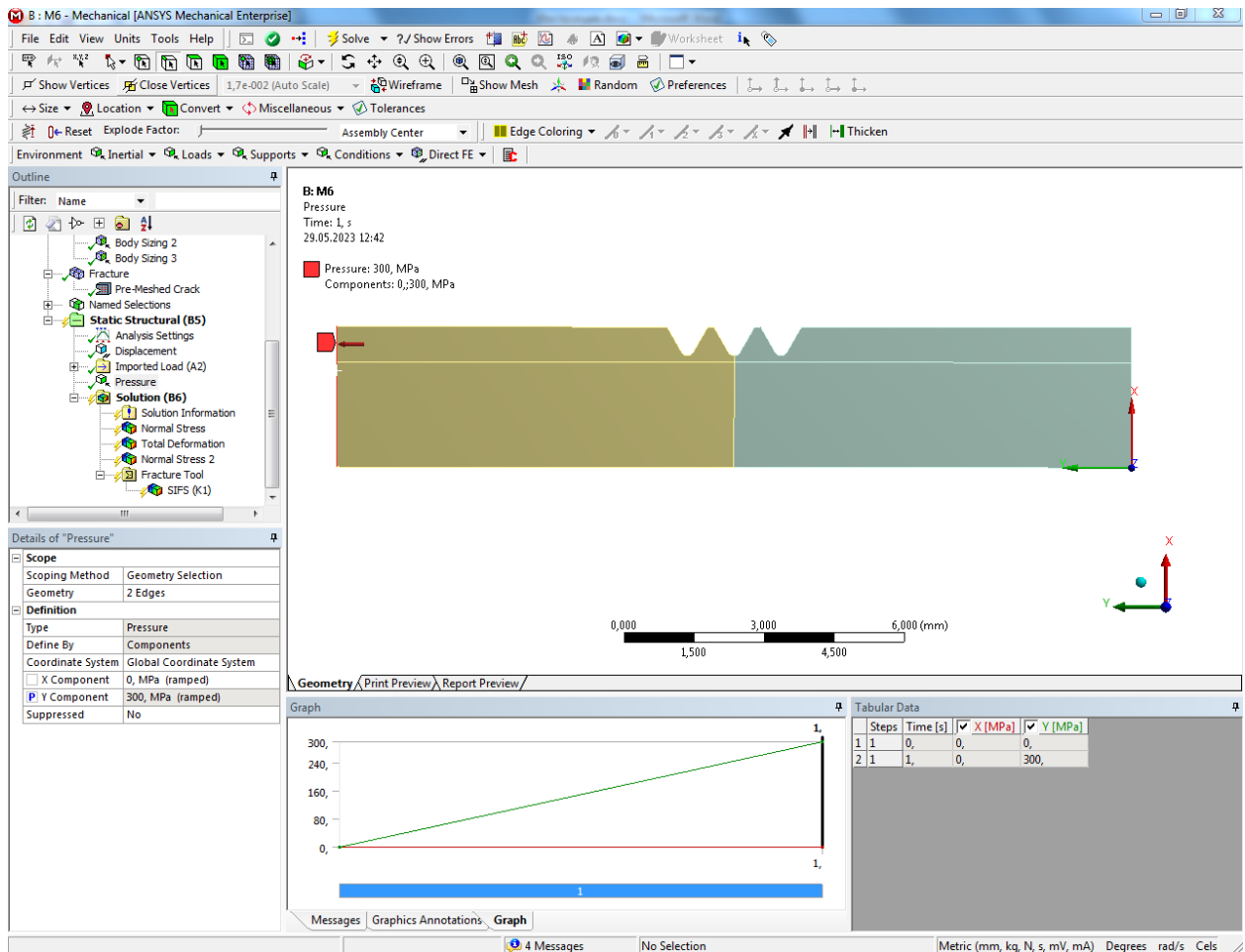


Рисунок А.19 – Параметризация распределённого давления

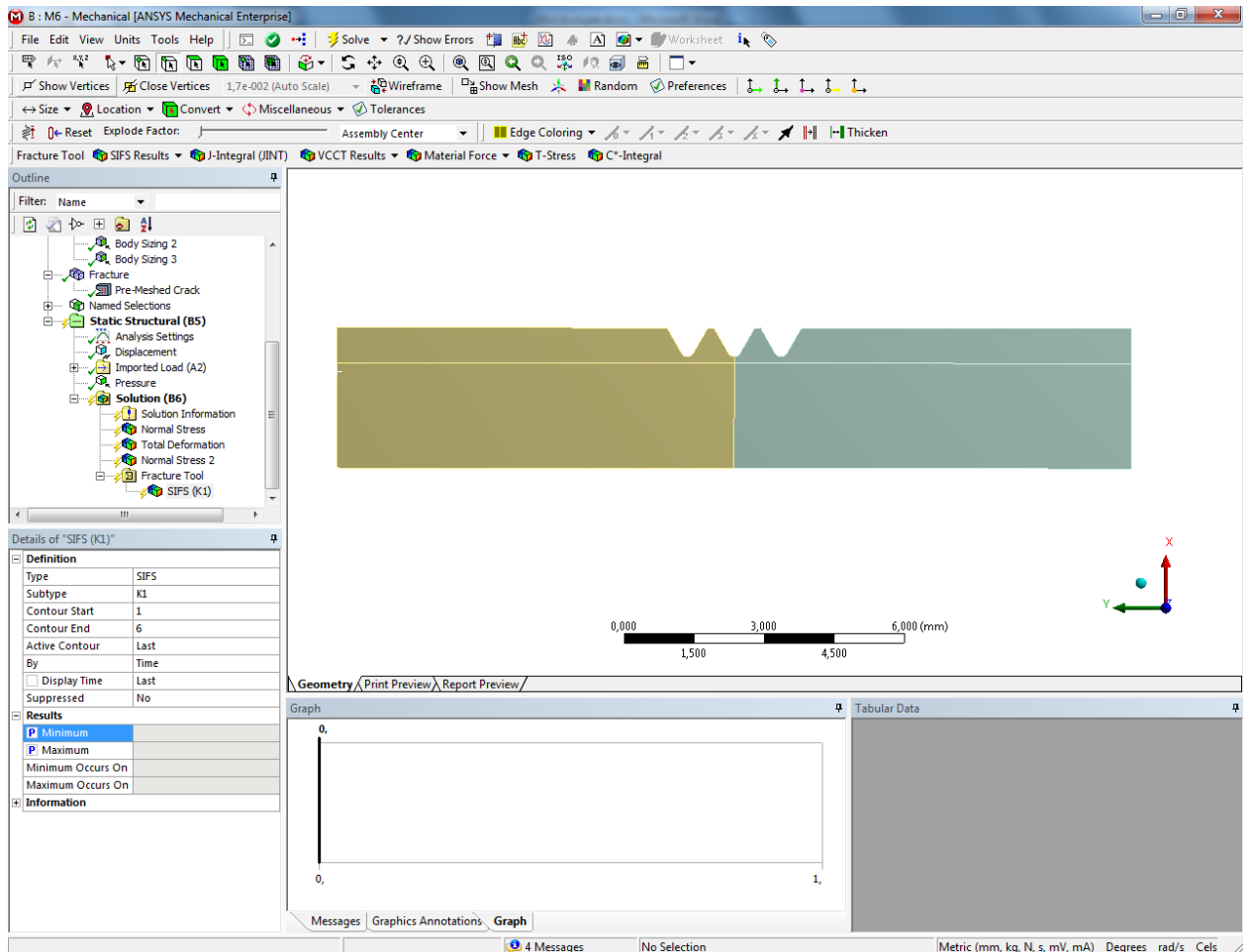


Рисунок А.20 – Вывод результатов КИН

Величина КИН вычисляется от минимального σ_{\min} до максимального σ_{\max} номинального растягивающего напряжения (рисунок А.21). Для этого в столбце С, ввести значения нагрузки цикла.

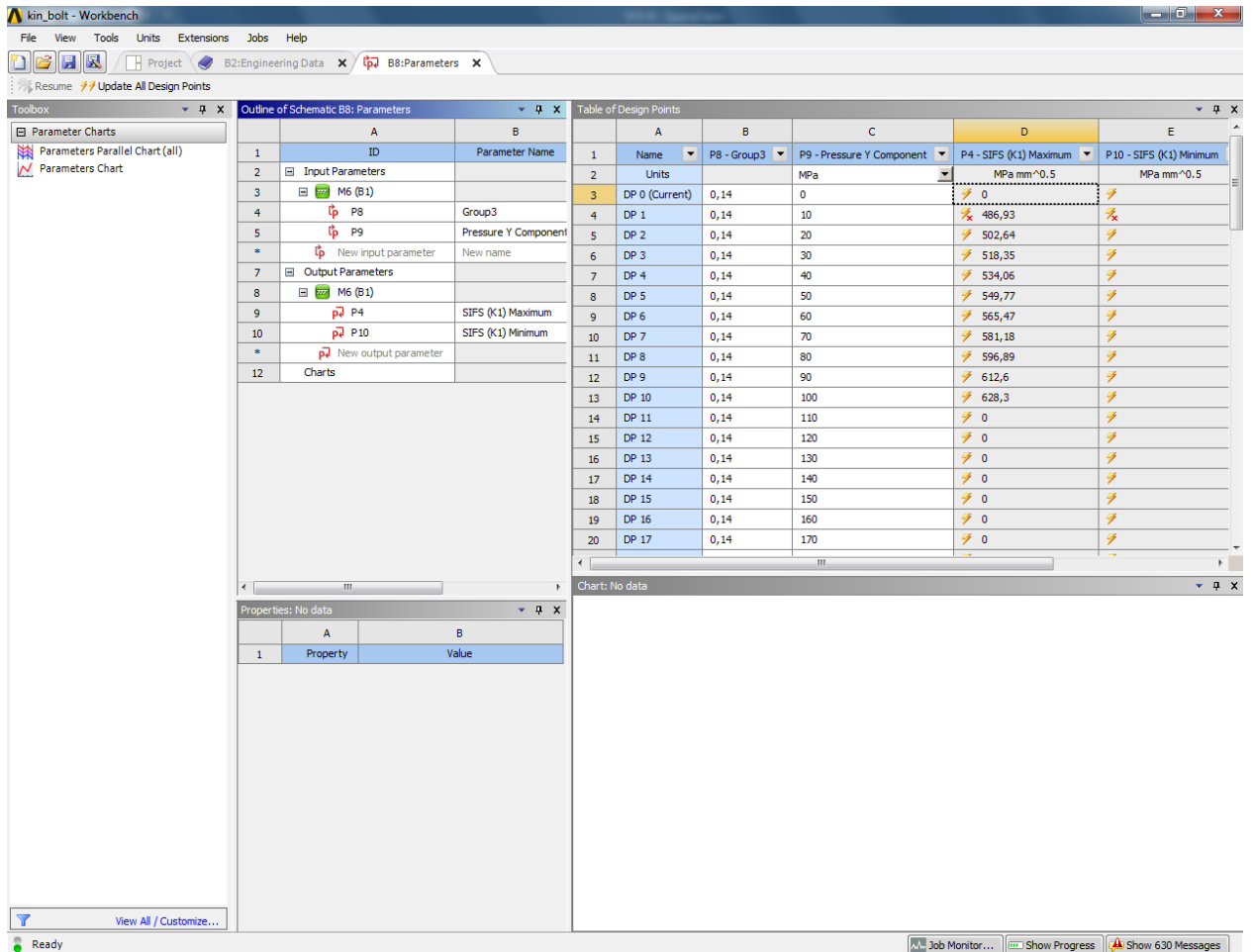


Рисунок А.21 – Ввод значений распределённого давления

В результате сформируется массив данных, в котором содержатся значения напряжений цикла и соответствующие им значения K_I . Построить график зависимости $K_I = f(\sigma_{\max})$ (рисунок А.22).

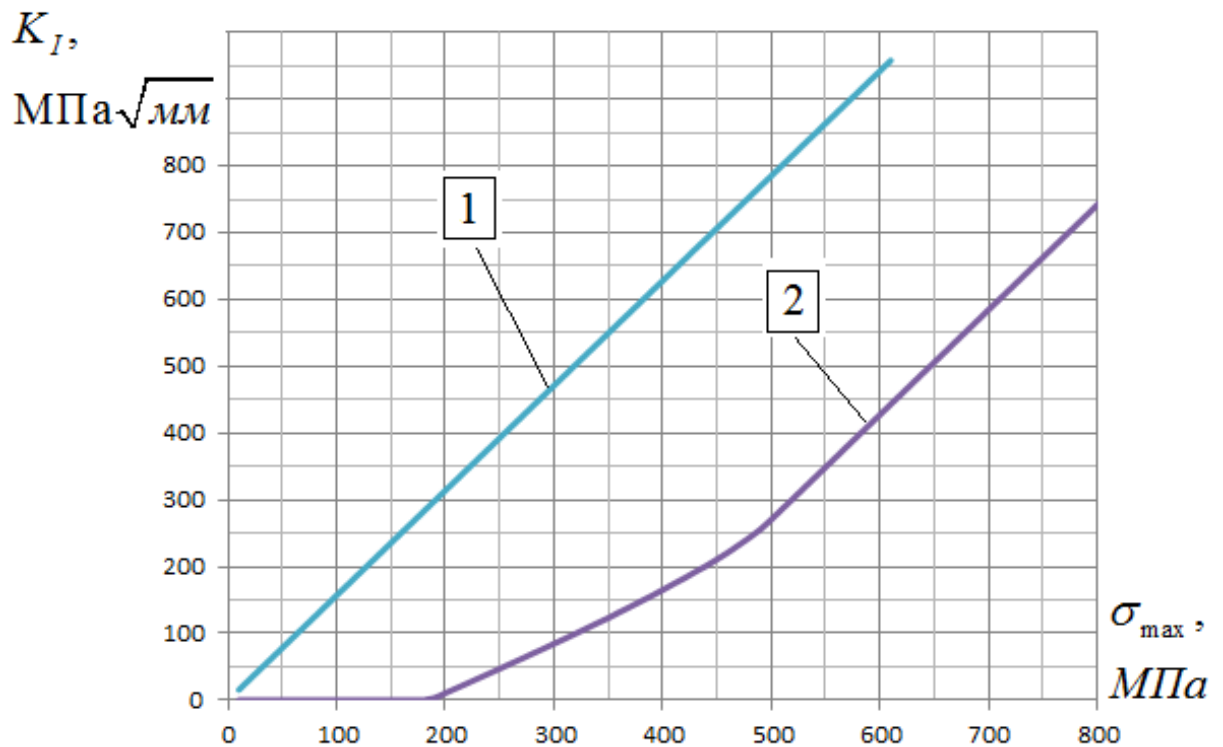


Рисунок А.22 –Зависимость коэффициента интенсивности напряжений от максимального напряжения для резбовых образцов М6 из сплава ВТ16 без упрочнения и после упрочнения

2.10. Прогнозирование приращения предела выносливости

Для прогнозирования приращения предела выносливости при асимметричном цикле нагружения на графике $K_I = f(\sigma_{\max})$ (рисунок А.23 кривая 2) изобразить вертикальную прямую, соответствующую среднему напряжению цикла σ_m . Затем изобразить вторую вертикальную прямую, соответствующую максимальному напряжению σ_{\max}^{ypp} в зоне окончательного раскрытия трещины (точка b). Разница между двумя вертикальными прямыми определяет максимальную амплитуду упрочнённой резбовой детали σ_{Ra}^{ypp} .

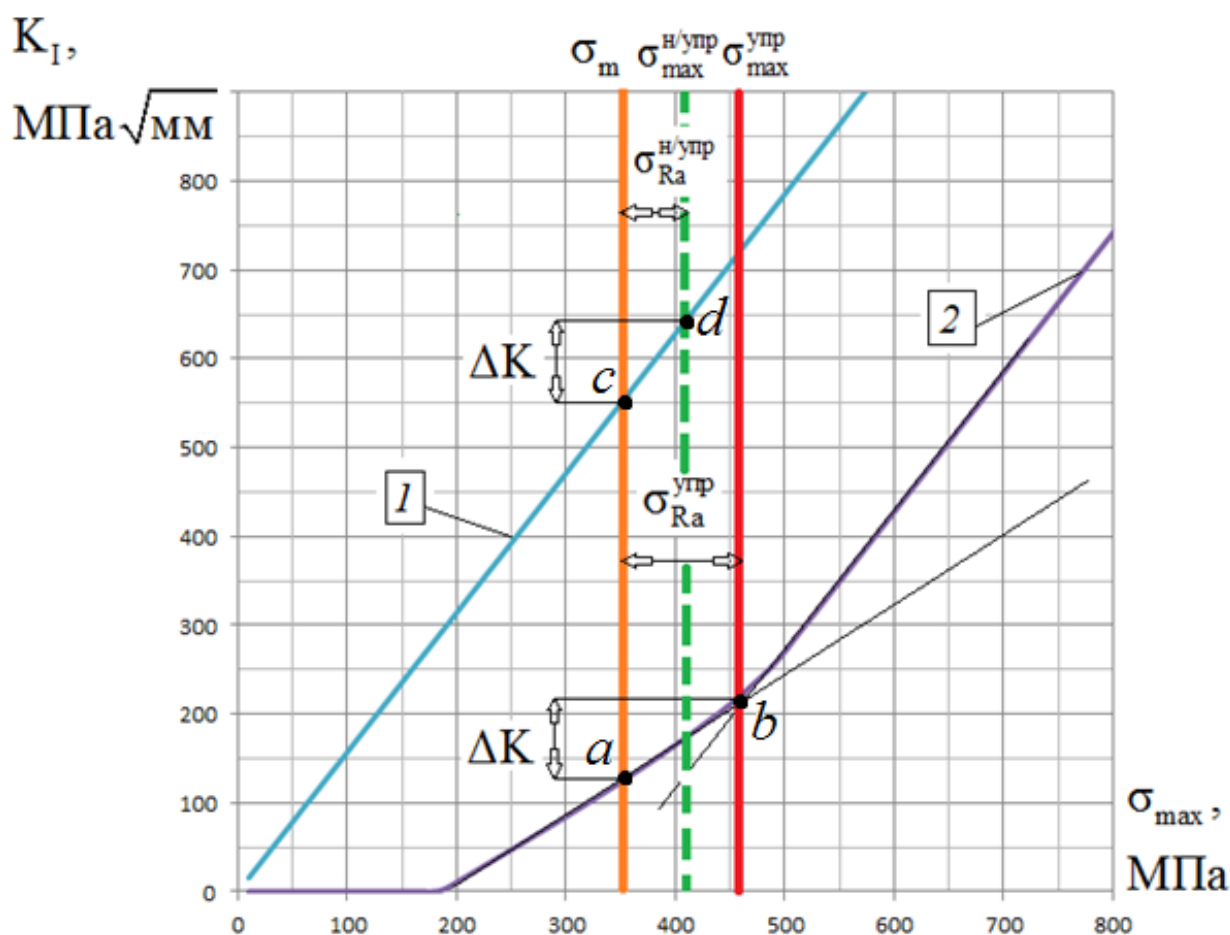


Рисунок А.23 – Прогнозирование приращения предела выносливости болтов с резьбой М6 из сплава ВТ16: (1 – неупрочненный образец, 2 – упрочненный образец)

Для определения максимального напряжения $\sigma_{\text{max}}^{\text{н/упр}}$ неупрочнённого образца замерить величину размаха КИН ΔK половины цикла упрочнённой детали. Величину ΔK определяют на графике как разницу между точками a и b , которые являются точками пересечения кривой 2 со средними напряжениями цикла σ_m (точка a) и точкой, соответствующей максимальному напряжению цикла $\sigma_{\text{max}}^{\text{упр}}$ (точка b).

Полученную величину размаха половины цикла КИН ΔK нанести на кривую 1 в точку c , которая является пересечением кривой 1 с вертикальной прямой, соответствующей средним напряжениям цикла σ_m . Величина

максимальных напряжений цикла неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{max}^{н/упр}$ получается путем пересечения точки d с наклонной прямой 1.

Амплитуда неупрочнённой резьбовой детали $\sigma_{Ra}^{н/упр}$ определяется как разница между максимальными напряжениями цикла $\sigma_{max}^{н/упр}$ и средними напряжениями σ_m .

Приращение предельной амплитуды цикла $\Delta\sigma_{Ra}$ упрочнённых резьбовых деталей определяется как разница между амплитудой упрочнённой деталью $\sigma_{Ra}^{упр}$ и неупрочнённой $\sigma_{Ra}^{н/упр}$.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б



УТВЕРЖДАЮ

Генеральный конструктор

П.В. Чупин

31» 05 2023 г.

АКТ О ВНЕДРЕНИИ

публичным акционерным обществом «ОДК-Кузнецов» результатов диссертационной работы Письмарова Андрея Викторовича «Разработка методики прогнозирования предела выносливости упрочнённых резьбовых деталей», представленной на соискание учёной степени кандидата технических наук

31.05.2023 г.

Научно-техническая комиссия в составе главного конструктора А.С. Злобина, начальника отдела прочности Д.Ю. Праслова и эксперта Е.П. Кочерова составила настоящий акт о том, что результаты диссертационной работы Андрея Викторовича Письмарова «Разработка методики прогнозирования предела выносливости упрочнённых резьбовых деталей» используются специалистами ПАО «ОДК-Кузнецов» при проектировании высоконагруженных резьбовых соединений газотурбинных двигателей авиационного и наземного применения.

Учёт влияния упрочнения позволяет повысить точность оценки сопротивления усталости резьбовых деталей, а также подобрать их наиболее оптимальное конструктивное исполнение, обеспечивающее заданные требования надёжности при минимальных массогабаритных характеристиках.

Главный конструктор

А.С. Злобин

31.05.23

Начальник отдела прочности

Д.Ю. Праслов

31.05.23

Эксперт

Е.П. Кочеров

31.05.23

ПРИЛОЖЕНИЕ В



«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по учебной работе
Самарского университета

А.В. Гаврилов

«10» июня 2023 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационного исследования в учебный процесс

Результаты диссертационной работы Письмарова Андрея Викторовича на тему «Разработка методики прогнозирования предела выносливости упрочненных резьбовых деталей» внедрены в учебный процесс на основании решения кафедры (протокол №10 от 24.05.2023).

Разработанная методика прогнозирования предельной амплитуды и предела выносливости упрочненных методами поверхностного пластического деформирования резьбовых деталей используется в научно-исследовательских работах, а также в лекционных курсах студентов, обучающихся по направлению 15.04.03 «Прикладная механика» (магистратура), а также в лекционном курсе по направлению 01.06.01 «Математика и механика» (аспирантура).

Результаты научно-исследовательской деятельности студентов и аспирантов, использовавших методику прогнозирования предела выносливости упрочненных резьбовых деталей, опубликованы в виде статей в научно-технических журналах, а также представлены в виде докладов на конференциях различного уровня.

Заведующий кафедрой

Сопротивление материалов

В.Ф. Павлов В.Ф. Павлов

«29» мая 2023 г.

Начальник методического отдела
УМУ

Р.А. Вдовин Р.А. Вдовин

«06» июня 2023 г.

Начальник отдела сопровождения
научных исследований

Л.В. Родионов Л.В. Родионов

«13» июня 2023 г.