

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Национальный исследовательский
технологический университет «МИСИС»

На правах рукописи



Симба Наваррете Владимир Хеованни

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ
ГУСЕНИЧНОГО ТРАКА КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Специальность 2.8.8. – «Геотехнология, горные машины»

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель: д.т.н., доцент Рахутин Максим Григорьевич

Москва, 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	11
1.1. Горнодобывающая промышленность и опыт эксплуатации карьерных экскаваторов в Латинской Америке.....	11
1.2 Анализ конструкции ходовой части гусеничных машин горнодобывающих предприятий и других отраслей промышленности.	19
1.2.1. Обзор и анализ гусеничных движителей карьерных экскаваторов.	19
1.2.2. Классификация гусеничных движителей в карьерных экскаваторах	23
1.3. Анализ конструкции и опыт эксплуатации гусеничных траков карьерных экскаваторов	25
1.3.1. Обзор и анализ конструкции гусеничных траков карьерных экскаваторов	25
1.3.2. Классификация гусеничных траков экскаваторов	26
1.4. Опыт эксплуатации гусеничных траков карьерных экскаваторов	27
1.5. Методы расчёта параметров гусеничных траков карьерных экскаваторов	32
1.6. Надёжность и коэффициент запаса прочности гусеничного трака карьерных экскаваторов	35
1.7. Выводы по главе	38
ГЛАВА 2. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА НАДЕЖНОСТЬ ТРАКОВ	39
2.1 Установление показателей надёжности гусеничных траков на примере экскаваторов САТ 7495 в карьере «МИРАДОР».....	39
2.1.1 Объект исследования.....	39
2.1.2 Определение величины и количества интервалов	39
2.1.3 Определение частоты и плотности вероятности	40
2.1.4 Расчет точечных характеристик распределения.....	41

2.1.5 Построение гистограммы и определение закона распределения случайной величины.....	43
2.1.6 Определение степени соответствия теоретического распределения данным наблюдений.	45
2.1.7 Средняя наработка и причины отказов.	48
2.2. Анализ напряженного состояния гусеничных траков опорной ветви гусеницы в неподвижном состоянии экскаватора.....	48
2.2.1. Общая схема нагружения гусеничного трака карьерного экскаватора.	50
2.2.2. Определение напряженного состояния гусеничных траков опорной ветви карьерного экскаватора.....	52
2.3. Влияние продольного угла наклона на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака карьерных экскаваторов	55
2.3.1. Влияние продольного угла наклона рабочей поверхности на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	57
2.3.2. Влияние продольного угла наклона из-за куска породы под гусеницей на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	60
2.4. Влияние поперечного угла наклона на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака карьерных экскаваторов	64
2.4.1. Влияние поперечного угла наклона рабочей поверхности на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	64
2.4.2. Влияние поперечного угла наклона трака из-за куска породы под гусеницей на напряженное состояние гусеничного трака.....	67
2.4.3. Изменение толщины основания гусеничного трака как способ предотвращения влияния поперечного угла наклона на его коэффициент	

запаса прочности.....	71
2.5. Влияние прочности породы на коэффициент запаса прочности гусеничного трака	74
2.6. Влияние наличия под гусеницей кусков породы на коэффициент запаса прочности гусеничного трака	76
2.7. Выводы по главе	79
ГЛАВА 3. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НАЛИЧИЯ ТРЕЩИН НА НАДЕЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКОВ	80
3.1. Влияние трещины поперечного направления беговой дорожки на напряженное состояние и коэффициента запаса прочности гусеничного трака.....	80
3.1.1. Влияние трещины на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	80
3.1.2. Влияние глубины поперечной трещины на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	85
3.1.3. Влияние длины поперечной трещины на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	87
3.1.4. Влияние количества поперечных трещин беговой дорожки на максимальное напряженное и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	88
3.1.5. Влияние количества поперечных трещин беговой дорожки и расстояния между ними на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	91
3.2. Влияние продольных трещин беговой дорожки на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	93
3.3. Влияние трещины проушины на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	96
3.3.1 Влияние трещины проушины в зависимости от угла приложения силы натяжения на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака	98

3.4. Выводы по главе	100
ГЛАВА 4. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКА	
.....	101
4.1. Расчёт параметров гусеницы	101
4.1.1. Выбор материала гусеничного трака	101
4.1.2. Расчет шага и ширины трака, длины гусеницы	101
4.1.3. Расчет количества и длины траков	101
4.1.4. Расчет максимальной силой тяги	102
4.1.5. Расчет нагрузки на гусеничный трак	102
4.2 Расчет параметров беговой дорожки, высоты и толщины основания гусеничного трака.	102
4.2.1. Расчет ширины беговой дорожки	102
4.2.2. Расчет высоты беговой дорожки гусеничного трака	105
4.2.3. Расчет высоты гусеничного трака	107
4.2.4. Расчет толщины основания гусеничного трака	107
4.3 Расчёт параметров проушины	110
4.3.1 Расчёт диаметра пальца проушины	110
4.3.2 Расчёт внутреннего диаметра проушины	110
4.3.3 Расчёт наружного радиуса проушины	110
4.3.4 Расчёт длины проушины	110
4.4 Полученные параметры гусеничного трака и алгоритм их расчета	111
4.4.1 Полученные параметры гусеничного трака	111
4.4.2 Алгоритм расчета основных параметров гусеничного трака	112
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	113
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ	116
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	125
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	133
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	134

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Карьерные экскаваторы с различной грузоподъемностью являются основным добычным оборудованием на карьерах при разработке практически всех видов полезных ископаемых.

Работа карьера во многом определяется надежностью работы экскаваторов, которая, в свою очередь, зависит от используемых узлов и элементов. Ходовое оборудование – основополагающая система экскаватора, испытывающая высокие нагрузки. Одними из самых уязвимых элементов в этой системе являются беговые дорожки траков гусениц, надежность которых непосредственно влияет на простои экскаватора, и зависит от качества изготовления и горнотехнических условий эксплуатации.

Отказ – поломка трака приводит к простоя экскаватора и, соответственно, к значительному ущербу. В процессе эксплуатации экскаватора трак заменяется от 15 до 30 и более раз, поэтому выявление факторов, влияющих на его надежность, и обоснование, на их основе, конструктивных параметров трака, уменьшающих вероятность отказа, весьма важно.

Так как вероятность отказа зависит от коэффициента запаса прочности и максимальных напряжений, то установление влияния на запас прочности и максимальные нагрузки факторов эксплуатации и конструктивных параметров, и обоснование параметров траков карьерных экскаваторов является актуальной научной задачей.

Степень разработанности. Карьерным экскаваторам, гидроприводу и надежности горных машин, посвящены работы многих конструкторов, ученых, производителей. Это: Анистратов К.Ю., Бреннер В.А., Буялич Г.Д., Герцбах И.Б., Гетопанов В.Н., Гнеденко Б.В., Домбровский Н.Г., Ефимов В.Н., Жабин А.Б., Кантович Л.И., Коваль П.В., Козин Г.Ю., Комиссаров А.П., Красников Ю.Д., Кубачек В.Р., Кугель Р.В., Лагунова Ю.А., Мерзляков В.Г., Островский М.С., Пастоев И.Л., Подэрни Р.Ю., Рахутин Г.С.,

Рахутин М.Г., Ржевский В.В., Слесарев Б.В., Слесарев В.Д., Финкильштейн З.Л., Хорешок А.А., Хорин В.Н., Шадрин А.И., Шендеров А.И., Шестаков В.С., Штейнцайг В.М., Eka Febriyanti, Agus Suhartono, Abdul Gafar, Bošnjak S.M., Arsić M.Yu., Zhi-Wei. Zhao, Huang Yu, Sokolski P., Smolnicki T. Koelsh H.R., Pecht M.G., и многие другие.

Исследованию гусеничных траков различных машин посвятили работы такие ученые, как: Аджатян М.Г., Антонов А.С., Баланцев А.М., Бердов Е.И., Вержбитский Н.Ф., Волков Ю.П., Гомозов И.М., Докучаев Е.Н., Забавников Н.А., Запольский В.П., Игнатов Л.М., Калоев А.В., Котович С.В., Маевский А.Г., Пинигин Б.Н., Платонов В.Ф., Сухарев Р.Ю.

Объект исследования – гусеничный трак карьерного экскаватора.

Предмет исследования – параметры, коэффициент запаса прочности гусеничных траков.

Цель работы. Обоснование параметров гусеничного трака карьерных экскаваторов для повышения их надежности с учётом влияния конструктивных и эксплуатационных факторов, определяющих действующие максимальные напряжения, и запас прочности.

Идея работы состоит в обосновании параметров гусеничного трака карьерных экскаваторов с учетом наиболее значимых конструктивных и эксплуатационных факторов, уменьшающих их запас прочности.

Задачи диссертационного исследования.

1. Анализ конструктивных и эксплуатационных факторов, влияющих на максимальное напряжение и запас прочности гусеничных траков карьерных экскаваторов.

2. Определение максимальных нагрузок и коэффициента запаса прочности при работе карьерного экскаватора на уклоне и при попадании кусков породы под гусеницу.

3. Определение максимальных нагрузок и коэффициента запаса прочности в зависимости от размеров и количества трещин трака карьерного экскаватора.

4. Установление влияния конструктивных параметров трака карьерного экскаватора на величины максимальных нагрузок и коэффициент запаса прочности.

5. Обоснование параметров гусеничного трака.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. С увеличением продольного угла наклона трака экскаватора до 20 градусов максимальные напряжения увеличиваются прямо пропорционально, значения коэффициента запаса прочности уменьшаются в 4,5–5 раз; с увеличением поперечного угла наклона трака до 4,5 градусов значения коэффициента запаса прочности уменьшаются в 2,5 раза.

2. Зависимости максимального напряжения и коэффициента запаса прочности трака от количества, расположения и размера кусков породы под траком, подтверждающие повышенную вероятность отказа трака при перегоне экскаватора.

3. Зависимости максимального напряжения и коэффициента запаса прочности трака: от ширины беговой дорожки, толщины основания, условного предела текучести материала, предложенного коэффициента, характеризующего массу экскаватора, количества, направления и взаимного расположения трещин.

4. Метод расчета параметров беговой дорожки и основания трака, учитывающий максимальное напряжение, значения коэффициента запаса прочности, условный предел текучести материала трака, предложенных расчетных формул и коэффициентов, характеризующих массу экскаватора, количества, направления и взаимного расположения трещин.

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается теоретическими исследованиями с корректным использованием математического анализа и компьютерного моделирования, а также хорошей сходимостью полученных данных с теорией расчета деталей машин.

Научное значение работы заключается в выявлении и оценке таких

эксплуатационных факторов, как угол наклона экскаватора, наличие кусков породы под гусеницей, трещины трака, влияющих на уменьшение коэффициента запаса прочности, и в установлении зависимостей для расчёта параметров трака.

Научная новизна диссертационной работы состоит в том, что впервые:

- установлены зависимости максимального напряжения и коэффициента запаса прочности трака от угла наклона экскаватора, количества и местоположения кусков породы под гусеницей, количества трещин беговой дорожки и расстояния между ними;

- предложен показатель «уменьшение коэффициента запаса прочности», зависящий от состояния трака и условий эксплуатации;

- установлены зависимости максимального напряжения и коэффициента запаса прочности трака от ширины беговой дорожки, толщины основания, условного предела текучести материала, предложенного коэффициента, характеризующего массу экскаватора;

- получены расчетные формулы для определения ширины беговой дорожки и толщины основания трака.

Практическое значение заключается в разработке методики расчета параметров беговой дорожки и основания трака; в выявлении и оценке таких эксплуатационных факторов, как угол наклона экскаватора, наличие кусков породы под гусеницей, трещины трака, влияющих на уменьшение коэффициента запаса прочности и надежности, в получении расчетных формул для обоснования параметров трака.

Личный вклад автора заключается в постановке цели и задач исследования; формулировании основной идеи; моделировании нагрузок, действующих на трак, непосредственном проведении исследований, а также подготовке материалов для публикации научных статей.

Реализация результатов диссертационной работы. Научные и практические результаты диссертации приняты к использованию в ООО «МОГОРМАШ» и ООО «НПЦподземмаш», а также используются в учебном

процессе Горного института НИТУ МИСИС при подготовке студентов машиностроительного профиля.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы были доложены на международных научно-технических конференциях и симпозиумах «Неделя горняка» (Москва, НИТУ «МИСИС» 2020–2023 гг.); XVIII и XIX международной научно-технической конференции «Чтения памяти В.Р. Кубачека» (Екатеринбург, УГГУ 2020–21 гг.).

Публикации. Основные положения диссертационной работы опубликованы в 6 научных трудах, из них 2 – в журналах, входящих в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ, 2 – в журналах, индексируемых в наукометрической базе Scopus, 2 – в других изданиях.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 90 наименований, изложена на 134 страницах, включая 19 таблиц, 75 рисунков и 3 приложения на 10 страницах.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ПРОБЛЕМЫ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Горнодобывающая промышленность и опыт эксплуатации карьерных экскаваторов в Латинской Америке

Крупномасштабная добыча полезных ископаемых в Латинской Америке сосредоточена на разработке месторождений меди, серебра, золота, молибдена и железа. Из всех стран Латинской Америки Чили и Перу выделяются по производству и запасам этих минералов, и занимают немаловажные места на мировом рынке минералов.

Так, Чили в год производит около 5,5 млн тонн меди и занимает первое место среди крупнейших производителей с 28% от добычи в мире, обладает около 23% запасов меди всего мира, в то время как Перу производит 2,5 млн тонн меди и занимает третье место с 12% от мировой продукции. Когда речь идёт о сырьевой базе молибдена, то Чили занимает второе место с 20% продукции, а Перу четвертое с 10% от мировой продукции. А на рынках золота, серебра и железа Чили и Перу не занимают передовые места, но имеют не скромное участие в них, например, Перу производит 10% и Чили 20% мирового объема серебра.

Ускоренное развитие горнодобывающей промышленности наблюдалось в Чили за счет принятого законодательства в начале этого века, посвященных эффективному использованию своих минеральных запасов с помощью технологических достижений в области горной промышленности. Ярким примером того, служит переход с 14% мирового производства меди в 1960 г. до 36% в 2006 г. завоевав тем самым первое место среди мировых поставщиков меди. Таким образом, горнодобывающая промышленность в Чили таких минералов как меди, молибдена, серебра, золота и железа поспособствовала развитию всей страны: с 2006 года она вносит большой вклад в государственную экономику, который варьируется от 13 до 16% ВВП страны [1, 2, 3].

Горнодобывающие предприятия в Чили являются, как государственными так и частными. Государство принимает участие в горной промышленности страны в лице компании «CODELCO», это самая крупная компания в Чили по производству меди и молибдена. Также, с целью содействовать конкурентоспособному и устойчивому развитию горнодобывающей промышленности страны был создан «Чилийский горный совет», который объединяет крупнейшие частные и государственные горнодобывающие компании Чили (Рисунок 1.1), производство которых достигает более 5,3 млн. тонн чистой меди в год [4].

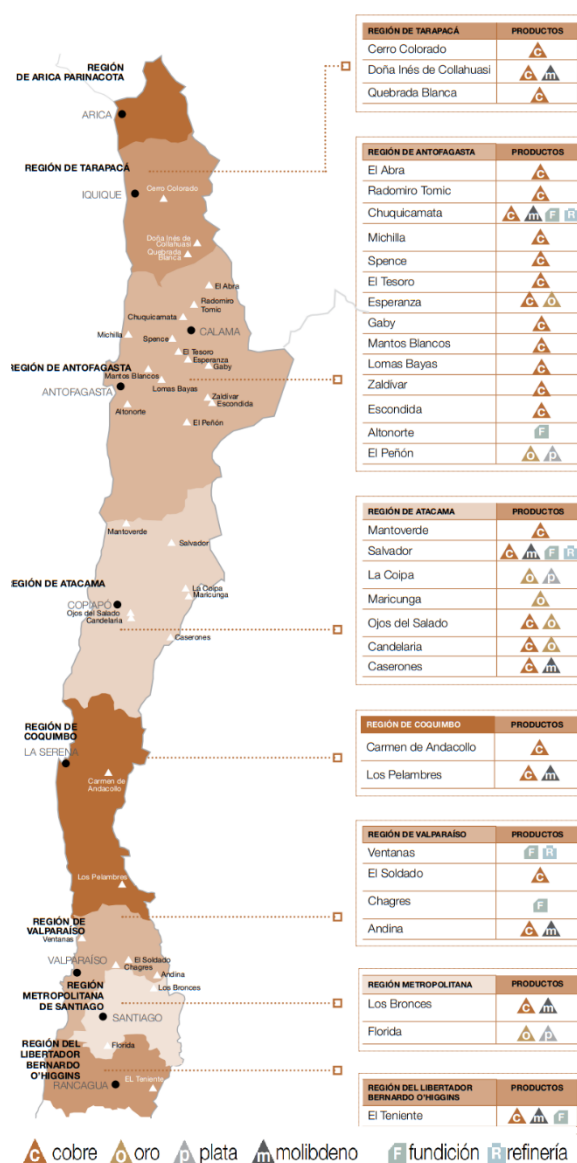


Рисунок 1.1 – Горнодобывающие предприятия в Чили.

Имеются различные проекты компания «CODELCO» на территории Эквадора с целью разработки месторождений меди и серебра.

Разработка месторождений полезных ископаемых осуществляется различными способами добычи, как открытым, так и подземным, в зависимости от целесообразности с точки зрения экономической, эксплуатационной, технической, экологической и др. Разработка медных месторождений в Чили осуществляется преимущественно открытым способом (до 80%, - более 4,5 млн тонн добывается открытым способом, и более 1 млн тонн - подземным способом - Рисунок 1.2) [5, 6].

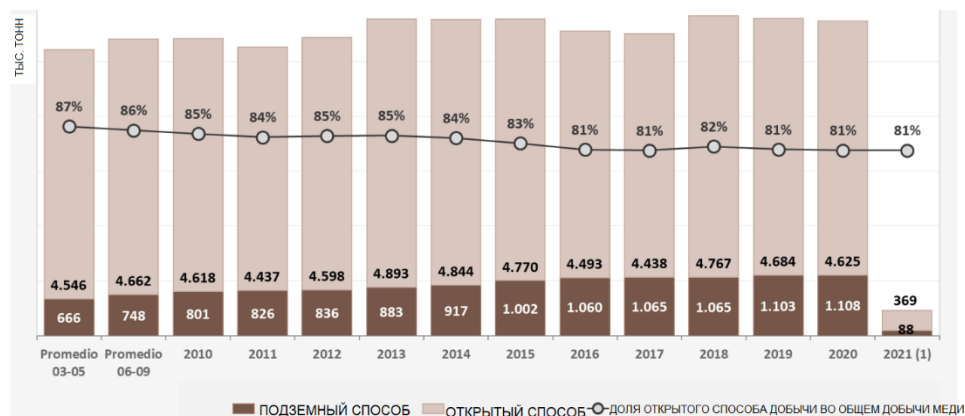


Рисунок 1.2. – Способы добычи, используемые при разработке медных месторождений в Чили.

Большую роль в развитии горной промышленности любой страны играют количественные и качественные характеристики выполнения всей совокупности работ, производственных процессов и операций, в частности, вскрышные и добычные работы, выполняемых, в основном, с помощью горной техники. Для обеспечения высокого уровня выполнения всего комплекса горных работ по разработке полезных ископаемых, к горной технике предъявляются высокие требования по надежности их эксплуатации. Удовлетворить эти требования является непростой задачей, так как условия эксплуатации, с которыми данные машины сталкиваются, отличаются высокой степенью сложности из-за различных внешних и внутренних факторов, оказывающих прямое влияние на их показатели надежности и эксплуатации.

Вскрышные работы обеспечивают доступ к полезному ископаемому, а добычные работы извлекают их из недр земли. Обеспечение требуемого

объема готовой продукции меди, необходимого для поддержания уровня конкурентоспособности организации напрямую зависит от способности предприятий обеспечивать нужный объем разработанной горной массы, поэтому роль правильного выполнения вскрышных и добычных работ является определяющей. Для выполнения вскрышных и добычных работ используются карьерные экскаваторы типа прямой лопаты, драглайна и роторных.

В основном вскрышные и добычные работы выполняют карьерные экскаваторы типа прямой лопаты, они могут быть гидравлические или канатно-электрические. В большинстве случаев канатно-электрические экскаваторы используют при проведении вскрышных работ, а гидравлические при проведении добычных работ в связи с тем, что объем вскрышных работ в разы превышают объем добычных работ, а электрические карьерные экскаваторы обеспечивают высокие производительности и относительно меньшие энергозатраты чем гидравлические карьерные экскаваторы.

Когда речь идёт о карьерных экскаваторах, используемых на чилийских горнодобывающих предприятиях, электрических и гидравлических экскаваторах таких поставщиков как P&H, Caterpillar, Komatsu, Liebherr, Bucyrus. Согласно оценки горнодобывающего оборудования на территории Чили, при разработке медных месторождений открытым способом на рынке карьерных экскаваторов лидирует P&H с долей 38%, за ней следуют Caterpillar (34%), Komatsu (23%) и Liebherr (5%). Общее количество оборудования – 128, из них 73% включают электрические экскаваторы и 27% гидравлические. Например, самый крупный карьерный электрический экскаватор во всём мире, разработанный компанией P&H, был импортирован в 2017 году в горнодобывающее предприятие «Los Pelambres» – это был электрический экскаватор P&H 4100 вместимостью ковша 53м³ и весом 1500т.

Компания «Komatsu Mining Corp.» купила компанию « Joy Global Inc.» (поставщик карьерных экскаваторов P&H) и теперь является поставщиком электрического экскаватора P&H 2800 вместимостью ковша до 40м³ и самого

крупного электрического экскаватора в мире P&H 4100 вместимостью ковша до 53 м³, также поставляет гидравлические экскаваторы PC8000 и PC5500 объемом ковша до 43 м³. «Komatsu» производит самый крупный погрузчик в мире - погрузчик L2350, чтобы конкурировать с «Komatsu» на данном рынке, «Caterpillar» купил компанию «Bucyrus» —производителя крупных электрических карьерных экскаваторов. Таким образом на территории Чили «Caterpillar» поставляет экскаваторы вместимостью ковша от 6м³ до 52 м³, как гидравлические экскаваторы «6060», «6090», так и электрические экскаваторы «7495» и « Bucyrus RH400».

Поставщиками карьерных гидравлических экскаваторов являются компании «Liebherr» и «Hitachi» с моделями «Liebherr R9800» вместимостью ковша до 42 м³ и «Hitachi EX8000-6» вместимостью ковша 40 м³.

Наибольшее количество импорта Чилийскими предприятиями данных карьерных экскаваторов наблюдалось в периоде 2011–20113, около 20 карьерных экскаваторов в год, затем уменьшилась до 3–5 экскаваторов в год. Все эти карьерные экскаваторы имеют гусеничную систему передвижения, единственная система, способная нести всю рабочую массу машины и преодолевать тяжелейшие условия эксплуатации при выполнении производственных процессов при разработке месторождений [7, 8].

Горнодобывающая промышленность Эквадора.

Если до недавнего времени горнодобывающая промышленность Эквадора, помимо добычи нефтяных месторождений, ограничивалась добычей известняка для цементной промышленности и добычей золота в очень малых объемах, то начиная с двухтысячных годов горнодобывающей промышленности Эквадора начала резко развиваться пройдя через несколько этапов, самым главным из которых стал принятие «горного закона» в 2005 году, благодаря которому официально начался этап крупномасштабной добычи полезных ископаемых по всей территории Эквадора. Этот закон позволил предоставлять права на добычу полезных ископаемых и

возможность продления концессий, что способствовало привлечению иностранных инвестиций в отрасль [9, 10].

Таким образом, Эквадор развивает горнодобывающую промышленность как способ диверсификации своей экономики и увеличения экспорта. В 2022 году горнодобывающий сектор занял третье место среди ненефтяных экспортных категорий и первое среди нетрадиционных экспортов, с общим объемом минерального экспорта, достигшим 2,8 миллиарда долларов. По состоянию на сегодня, в горнодобывающей промышленности Эквадора предоставляется около 1.6% валового внутреннего продукта страны. Ожидается, что в будущем доля горнодобывающей отрасли в ВВП вырастет до 4% [11].

Эквадор обладает большим горнорудным потенциалом с разнообразными месторождениями полезных ископаемых, такими как золото, медь, серебро и другие. Согласно техническим отчетам по канадским стандартам NI 43-101, в стране оцениваются следующие разведанные запасы полезных ископаемых: 8,5 млн унций золота, 19,2 млн тонн меди, а также по новому проекту «Каскабель», который находится на этапе разведки месторождений, ожидается, что запасы серебра будут одними из самых больших в мире. Помимо этих минералов, Эквадор обладает значительными запасами молибдена и титана [11, 12].

Запуск крупномасштабной добычи полезных ископаемых привлек внимание различных крупных инвесторов в области горнодобывающей промышленности из разных ведущих стран в этой сфере, таких как Чили, Китай, Австралия, Канада.

Таким образом, в Эквадоре уже имеется несколько значительных горнодобывающих проектов, которые находятся на различных стадиях разработки (рисунок 1.3). Основные из них включают:

Лома-Ларга - проект по добыче золота, контролируемый канадской компанией Dundee Precious Metals.

Каскабель - медно-золотой проект, который находится на стадии разработки. Он расположен в северной части Эквадора и имеет значительные

ресурсы меди и золота. Этот проект управляется австралийской компанией SolGold PLC. Также в этом месторождении имеются большие запасы серебра и предполагается, что годовое производство может достигнуть 1,4 миллиона унций серебра в первые 25 лет эксплуатации

Рута-де-Кобре - медный проект, находящийся на стадии разработки.

Пананца-Сан-Карлос - крупный медно-золотой проект, который также находится на стадии разработки и обещает стать важной частью горнодобывающей отрасли страны.

Ллуримагуа - проект, связанный с добычей различных полезных ископаемых.

Кангрехос, Кондор - проекты по добыче золота.

Курипамба - проект по добыче золота и медь.

Ла-Плата - проект по добыче золота, управляемый компанией Atico Mining Corp.

Эль-Мирадор - это один из первых крупных медно-золотых проектов в стране, расположенный в провинции Замора-Чинчипе. Уже находится на стадии эксплуатации и ожидается, что он будет производить около 100 000 тонн меди и 50 000 унций золота в год.

Фрута дэль Нортэ - золотодобывающий проект, который уже находится на стадии эксплуатации. Он расположен в провинции Лоха и считается одним из самых значительных проектов в стране, с запасами золота, превышающими 6 миллионов унций.

Также, в начале 2024 году правительством Эквадора было предложено другие новые проекты канадским инвесторам по добыче: меди и молибдена (проекты «Телимбела», «Эль Торнадо»), железа и титана (проект «Тола Нортэ»), и золота (проекты «Пакто» и «Ла Бонита») [13].

Из всех вышеуказанных проектов в Эквадоре в настоящее время находятся на стадии эксплуатации два крупных горнодобывающих проекта - медный рудник Эль-Мирадор и золотой рудник Фрута-дель-Норте.

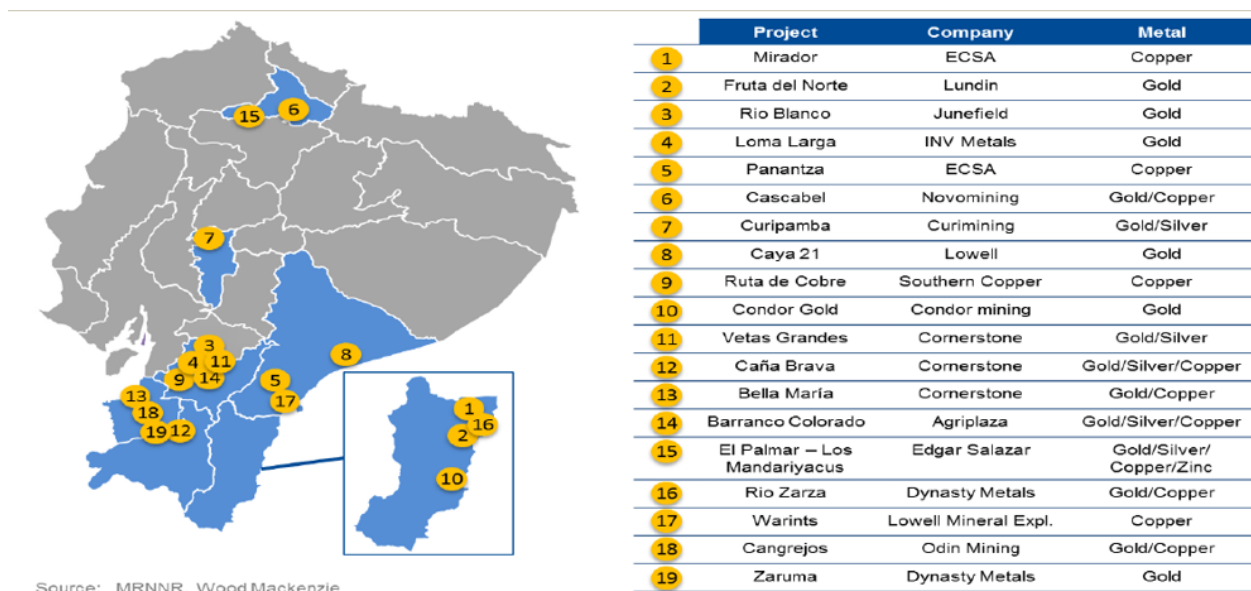


Рисунок 1.3. – Проекты по добыче полезных ископаемых в Эквадоре.

Проект Фрута-дель-Норте за всего время эксплуатации произвел 480 000 унций золота, что генерирует экспорт на сумму \$900 миллионов. Ожидается, что за весь срок службы рудника Фрута-дель-Норте принесет значительные выгоды государству Эквадор, которые оцениваются примерно в \$1,961 миллион в виде налогов и других отчислений [14].

В свою очередь проект Эль Мирандор с момента его предоставления проект привлек значительные инвестиции, в общей сложности 2,015 миллиарда долларов США с момента начала разведки.

Рудник Mirador находится в юго-восточной провинции Эквадора Самора-Чинчипе. Запасы меди на месторождении оцениваются в 3,2 миллиона тонн. Процесс расширения проекта предусматривает увеличение добычи руды на Mirador South с 60 до 80 тысяч тонн в сутки. Он также включает в себя разработку месторождения Mirador North с ожидаемой производительностью 60 тысяч тонн в сутки. Предполагаемые инвестиции в программу составят 653 миллиона долларов.

Прогнозируемый срок эксплуатации рудника — чуть менее 17 лет, сообщает надзорный орган. К ним относятся предполагаемые 20 лет работы для южного карьера и около 16 лет для северного [15].

Таким образом, правительство Эквадора сильно заинтересовано в развитии горнодобывающей промышленности страны и его экономика ожидает в скором времени получать возможности воспользоваться экспортом полезных ископаемых и других проектов, которые ещё не находятся на этапе эксплуатации.

Исходя из вышесказанного можно прийти к выводу, что горнодобывающая промышленность Эквадора начала и будет продолжать бурно развиваться, в первую очередь это добыча таких полезных ископаемых как медь, серебро, золото.

1.2 Анализ конструкции ходовой части гусеничных машин горнодобывающих предприятий и других отраслей промышленности.

1.2.1. Обзор и анализ гусеничных движителей карьерных экскаваторов

Гусеничный движитель, как и другие разновидности ходовых механизмов, предназначен для поддержания машины и её передвижения. Отличием гусеничного движителя от других является её применение по грунтовым дорогам, находящимся в любых состояниях и конфигурациях (бездорожье). Гусеничный движитель преобразовывает крутящий момент, созданный двигателем, в тяговое усилие, необходимое для передвижения всей машины, обеспечивая высокую проходимость в тяжелых условиях дорог (поверхность передвижения). Поэтому применение данного ходового механизма имеет большое распространение при проектировании машин, с большой рабочей массой и эксплуатируются, в основном, на поверхностях со сложными конфигурациями и состоянием, например, сельскохозяйственная, военная (Рисунок 1.3 а), строительная (Рисунок 1.3 б), горная техника (Рисунок 1.3 в) и даже в космической отрасли (Рисунок 1.3 г) [16, 17, 18].



а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.4. – Применение гусеничного движителей в различных отраслях промышленности: а) военный танк, б) кран строительный, в) карьерный экскаватор и г) гусеничный транспортер.

К достоинствам в применении гусеничных ходовых механизмов относят:

- высокая проходимость по неровным поверхностям грунта и способность преодолеть различного рода препятствий;
- способность перемещения машин большой массы (от 20т) по неустойчивым (слабым) грунтам за счет небольших давлений на грунт с углом наклона до 30–40 градусов;
- способность развивать большие силы тяги;
- удовлетворительная маневренность.

С другой стороны, к недостаткам относят:

- сложность конструкции;
- невысокие скорости передвижения (не превышают 85км/час), при увеличении скоростей появляется опасность сброса гусениц;
- относительно высокая стоимость обслуживания и ремонта;
- металлоемкость (масса гусеничного ходового механизма приблизительно составляет около 30% массы всей машины);
- недостаточная долговечность;
- большие потери мощности по относительно ровным и твердым поверхностям.

Важно отметить, что в ходе их эксплуатации. все элементы гусеничного ходового механизма подвергаются высоким динамическим усилиям. Различного рода условия эксплуатации гусеничных движителей — это условия, в которых другие типы ходовых механизмов не могли бы эксплуатироваться, поэтому правильный выбор основных параметров каждого из элементов гусеничного движителя становится определяющим моментом долговечности и надежности.

Конструкция гусеничных движителей имеет разнообразный характер в зависимости от назначения и характеристик машины. Общие элементы гусеничных движителей показаны на Рисунке 1.5.

Ведущее колесо передает крутящий момент звеньям гусеницы, превращая его в поступательное движение машины; направляющее колесо обеспечивает необходимое положение гусеницы на протяжении всего передвижения; опорные катки являются точками опоры машины, через которые передаётся часть веса экскаватора нижней ветви гусенице, а затем грунту; поддерживающие катки сохраняют положение верхней ветви гусеницы во время передвижения и гусеница — элемент, по которому опорные катки перекатываются, и машина перемещается в момент появления крутящего момента на ведущем колесе.

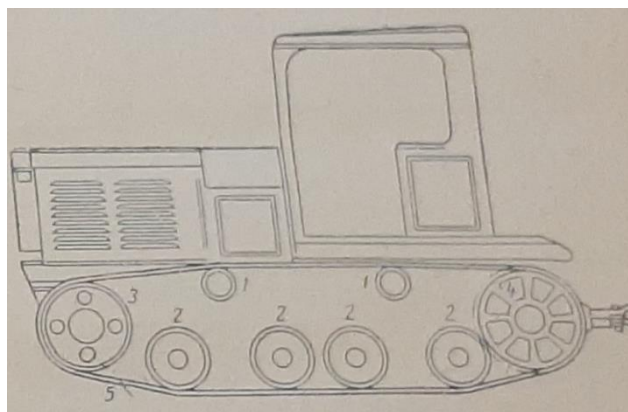


Рисунок 1.5. – Гусеничный движитель: 1 - поддерживающие катки, 2 - опорные катки; 3 - направляющее колесо; 4 - ведущее колесо и 5 - гусеницы.

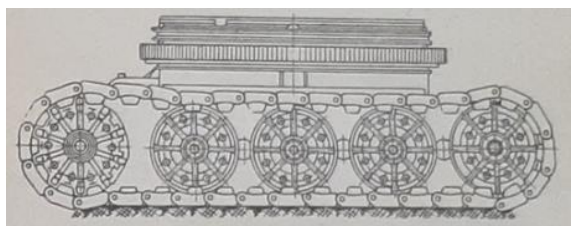
Гусеница является самым главным элементом гусеничного движителя машин и представляет собой бесконечную цепь или ленту (гусеничный обвод), от правильного определения её параметров зависят различные показатели надежности всей машины. В основном применяется бесконечная цепь в качестве гусеницы машин массой от 20 т, в связи с тем, что только они способны выдержать условия эксплуатации, так как состоят из очень прочных металлических звеньев (траки), шарнирно соединенных между собой, а ленты применяются лишь в машинах малого веса.

В зависимости от положения ветвей гусеничного обвода (рисунок 1.5) и взаимодействием с элементами и опорной грунтовой поверхностью они могут быть опорными, рабочими, свободные и дуговые.

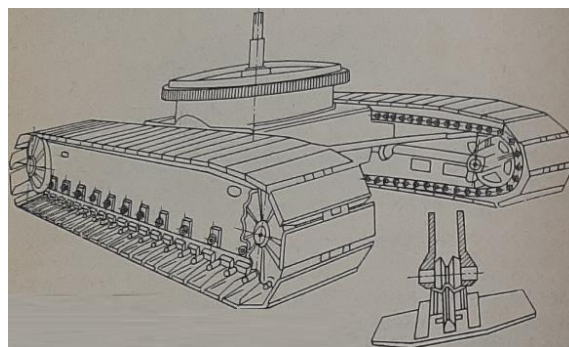
Принцип работы гусеничного движителя состоит в том, что через ведущее колесо поступает крутящий момент со стороны силового агрегата машины (двигатель, трансмиссий и т. д.) в этот момент рабочая ветвь гусеничного обвода (рисунок 1.6) натягивается вокруг ведущего колеса и вытягивает опорную ветвь гусеницы. Благодаря силе трения между опорными катками и элементами опорной ветви гусеницы возникают силы трения и между ними создается зацепление, опорные катки начинают перекатываться по опорной ветви и начинается движение машины.

балансирующую систему подвески на слабых грунтах в многоковшовых экскаваторах. Балансирную систему подвески в одноковшовых карьерных экскаваторах не применяют, в основном, их применяют в исполнениях многоковшовых экскаваторов.

По способу передачи давления на грунт. Бывают гусеничные движители малоопорные и многоопорные (Рисунок 1.7). У малоопорных наблюдается малое количество опорных катков большого диаметра с большими расстояниями между ними, способные работать по неровным твердым поверхностям грунта и приспосабливаться к ним. У многоопорных имеется большое количество опорных катков небольшого диаметра и малое расстояние между ними с целью передачи меньшего давления на грунт, применяется для слабых поверхностей грунта, а для приспособления к неровностям у этих экскаваторов должна быть возможность вращения гусеничного трака относительно продольной оси гусеницы.



а)



б)

Рисунок 1.7 – Опорная система гусеничного движителя; а) малоопорная; б) многоопорная.

По системе гусеничного ходового механизма. Различают двухгусеничные движители, встречаются чаще всего у одноковшовых экскаваторов, и многогусеничные движители - у многоковшовых экскаваторов [21, 22, 23].

1.3. Анализ конструкции и опыт эксплуатации гусеничных траков карьерных экскаваторов

1.3.1. Обзор и анализ конструкции гусеничных траков карьерных экскаваторов

Гусеничные траки ходового механизма карьерных экскаваторов подвергаются тяжелым условиям эксплуатации, влияющим на показатели надежности механизма и всей машины в целом. Правильная конструкция гусеничного трака, способная уменьшать влияние условий эксплуатации, на его рабочее состояние, обеспечивает в большой степени требуемые значения показателей надежности всего экскаватора, что и позволит выполнить рабочие процессы по установленным значениям производительности.

Основные элементы гусеничных траков (Рисунок 1.8) являются беговая дорожка, гребни, проушины и основания конструкции. Выполнение конструкции гусеничных траков с необходимыми значениями параметров конструктивных и прочностных, то есть их правильное проектирование, определяет работоспособность машины и обеспечивает её необходимую производительность в течение установленного времени эксплуатации, в противном случае неправильное проектирование и неправильное определение параметров гусеничных траков приводит к их поломкам и соответственно к простоем всего экскаватора, неся за собой серьезные экономические последствия горнодобывающему предприятию [24, 25, 26].

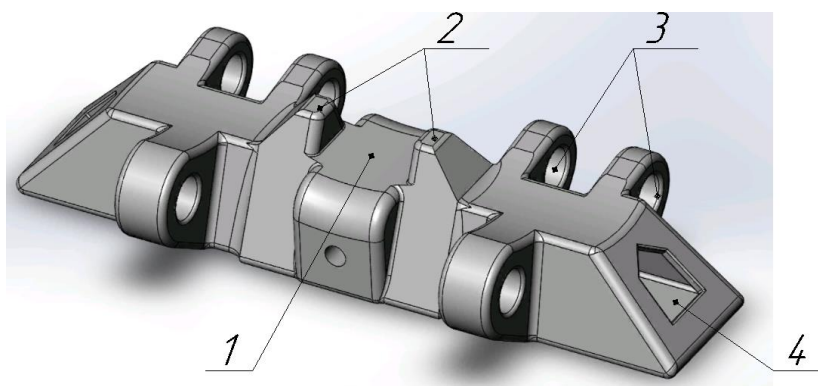


Рисунок 1.8. Гусеничный трак: 1 – Беговая дорожка; 2 – гребни; 3 – проушины; 4 – основания гусеничного трака

1.3.2. Классификация гусеничных траков экскаваторов

Гусеничные траки классифицируются по способу изготовления (составные, штампованные, литые); по способу соединения (с параллельными и последовательными проушинами); по составу их частей (с обрешиненным основанием, с обрешиненной беговой дорожкой, с обрешиненными беговой дорожкой и основанием) и по конструкции шарниров (наружного трения и внутреннего трения)

Для обеспечения высокой надежности траков карьерных экскаваторов при их проектировании и определении параметров к их конструкциям предъявляются различные конструктивные требования.

Гусеничные траки подвергаются одновременно различным динамическим нагрузкам по всей их конструкции, обусловленным тяжелыми условиями эксплуатации экскаваторов (горно-геологические, климатические, эксплуатационные), поэтому конструкция должна обладать нужными значениями прочностных характеристик с целью обеспечения высокого срока службы гусеничных траков.

Таким образом установлено, что траки должны изготавливаться из высокопрочных материалов. Распространенные материалы изготовления гусеничных траков являются легированные стали такие как: 110Г13Л, 110Г13, 110Г13ФЛ, 110Г13ЛА [27, 28, 29].

Одним из главных нюансов при определении конструкции гусеничных траков является обеспечение необходимых прочностных характеристик с использованием названных выше материалов, но при этом требуется выполнить конструкцию с наименьшей возможной массой, так как масса гусениц карьерных экскаваторов составляет примерно половину всей массы ходового механизма. Снижение массы конструкций гусеничных траков помимо того, что позволяет снижать динамические нагрузки на гусеничные траки, также позволяет избежать потери мощности приводного механизма ходового оборудования экскаватора. Ещё один способ снижения динамических нагрузок гусеничных траков является применение

обрезиненных оснований трака, но такой способ не целесообразен для гусениц карьерных экскаваторов так как из-за условий эксплуатации это резко снижает срок службы всей гусеницы.

Также, вопрос об обеспечении лучшей приспособляемости гусениц к неровностям опорной поверхности установлены некоторые конструктивные меры для конструкций гусеничных траков в зависимости от выбранной системы гусеничного хода экскаватора, например, придание возможности гусеницам принимать изогнутый вид путем уменьшения количества опорных катков ходового механизма, исполнение гусеничного хода с системой балансирных тележек; придание беговой дорожке гусеничного трака шаровой поверхности, узкая беговая дорожка, и т.п.

Конструкция гусеничных траков также должна обеспечивать надежное сцепление по всем направлениям (продольному и поперечному) с опорной поверхностью за счет правильной формы основания конструкции и, при необходимости, наличия грунтозацепов.

Снижение эффекта от боковых усилий на гусеничные траки и их правильное зацепление с ведущим колесом осуществляется с помощью гребней по бокам от беговых дорожек (Рисунок 1.8).

Более того, при определении параметров гусеничных траков необходимо учитывать следующие общие требования: невысокая стоимость, снижение металлоемкости, возможность удобной сборки, обслуживания и замены [30, 31].

1.4. Опыт эксплуатации гусеничных траков карьерных экскаваторов

В зависимости от свойств породы траки подвержены появлению трещин, поломке, истиранию, чрезмерной текучести металла, деформации и другим видам повреждений, помимо износа в результате их работы. Процесс замены траков является трудоемким и вызывает простои.

Гусеничные траки карьерных экскаваторов, в основном, изготавливаются из марганцовистой стали 110Г13Л или похожих марок. Они обладают

способностью наклепа или холодному упрочнению под действием высоких ударных нагрузок [32, 33].

Одна из самых распространенных проблем при эксплуатации гусеничных траков является деформация их беговых дорожек. Беговая дорожка – это часть гусеничного трака, имеющая прямой контакт с опорным катком, который передает часть веса экскаватора через основание трака на грунтовую поверхность, поэтому предъявляются высокие требования к этой части трака [34].

На Рисунке 1.9 показаны примеры гусеничных траков с деформированными беговыми дорожками из-за больших вертикальных нагрузок, действующих через опорные катки.

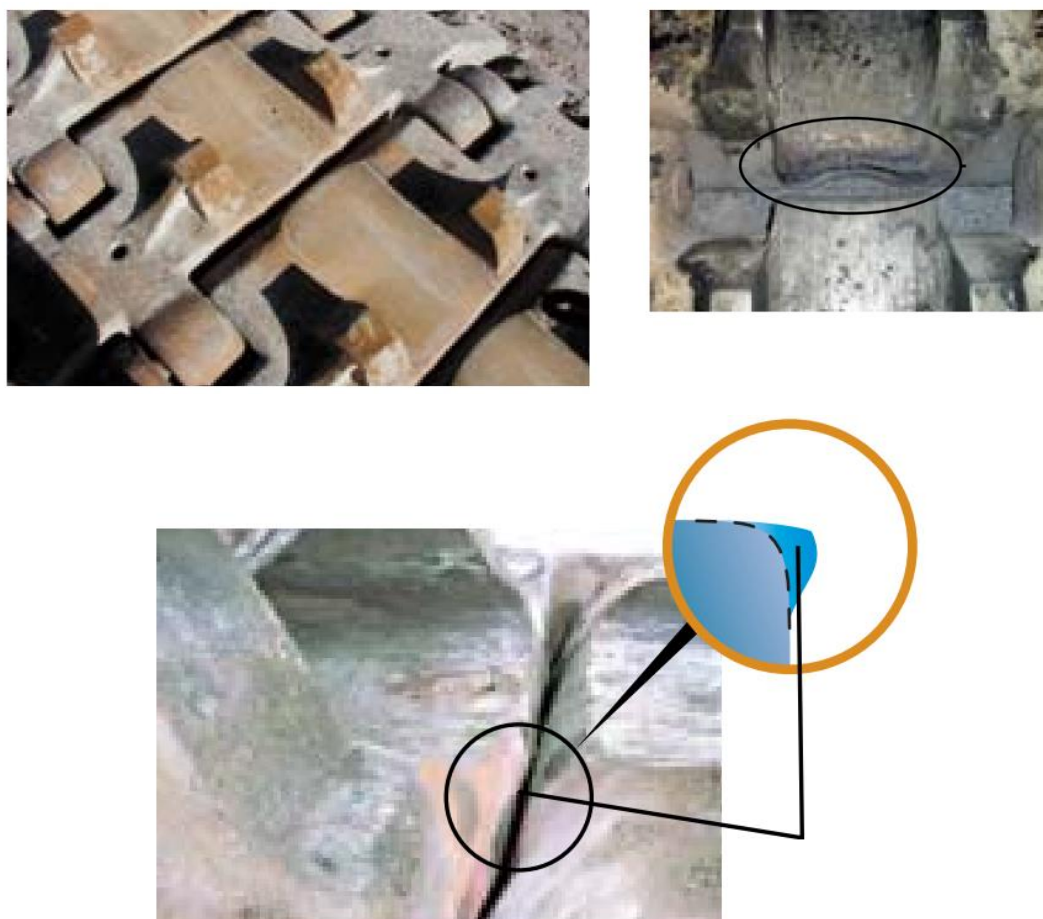


Рисунок 1.9. – Деформированные беговые дорожки гусеничных траков

Попадание кусков породы высокой прочности под гусеничный трак может привести к деформации основания конструкции гусеничного трака как

представлено на Рисунке 1.10.



Рисунок 1.10. – Деформация основания конструкции гусеничного трака карьерного экскаватора.

Основание гусеничного трака является одной из уязвимых частей трака, так как напрямую передает опорным катком вертикальные нагрузки на грунтовую поверхность. Главной функцией основания трака является передача вертикальных нагрузок и зацепление с рабочей поверхностью. Из-за сложной конфигурации некоторых рабочих поверхностей вертикальные нагрузки могут передаваться через другие части гусеничных траков, что приводит к различным видам внезапных деформаций, а затем и к снижению срока службы узла, а в некоторых случаях может потребоваться замена трака.

Беговая дорожка трака подвергается высоким нагрузкам от опорного катка, эффект которых усиливаются в зависимости от качества грунтовой опорной поверхности. Деформации беговых дорожек невозможно избежать, но опыт эксплуатации траков показал необходимость контроля их размеров (Рисунок. 1.11).



Рисунок 1.11. – Проверка рабочего состояния беговых дорожек гусеничных траков карьерных экскаваторов.

Основание трака может испытывать большие нагрузки со стороны породы поверхности в зависимости от её свойств, что является одной из причин поломок основания трака. Помимо этого, они могут ломаться от прямых ударов ковша. Пример разрушенных оснований по этим причинам показан на Рисунке. 1.12.



Рисунок 1.12. – Разрушенные боковые части гусеничных траков из-за ударов по ним ковшом.

В группу самых уязвимых элементов трака, подверженным большим рабочим нагрузкам, деформациям, быстрому изнашиванию и разрушению, входят и проушины гусеничных траков. На поздних стадиях проявляющихся трещин их легко увидеть, но чаще всего своевременно их не обнаруживают

(Рисунок. 1.13).

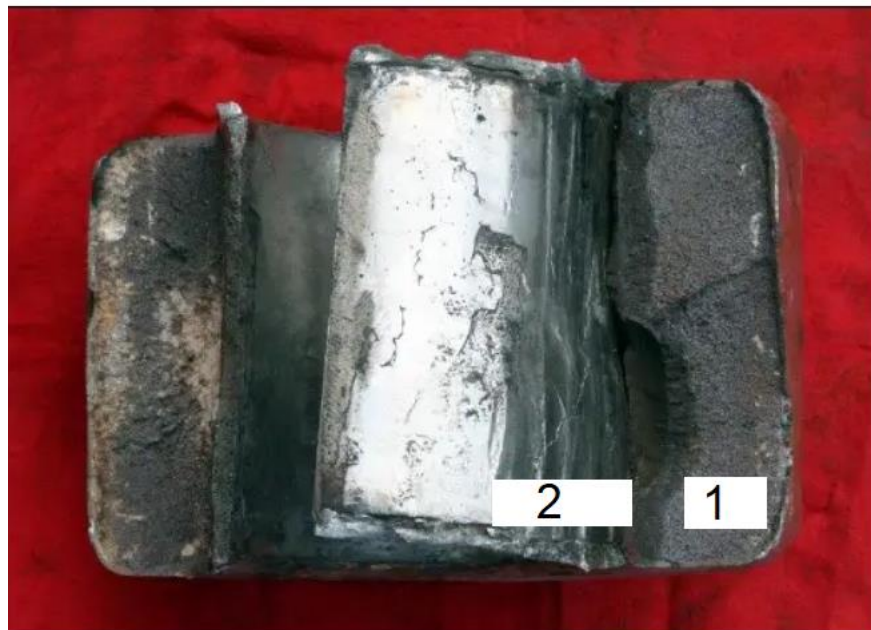


Рисунок 1.13. – Разрушенная проушина гусеничного трака: 1 – проушина, 2 – втулка.

Может происходить поломка пальцев проушин. Если палец смещен или деформирован по внутреннему диаметру проушины то может произойти деформация и появление овальной формы внутреннего отверстия проушины, при этом увеличивается напряжение в проушинах, что способствует выходу из строя всего трака (Рисунок. 1.14) [35].



Рисунок 1.14. – Изношенный палец

Повышенный износ катков приводит к низкому положению гусеничной

рамы - Рисунок 1.15

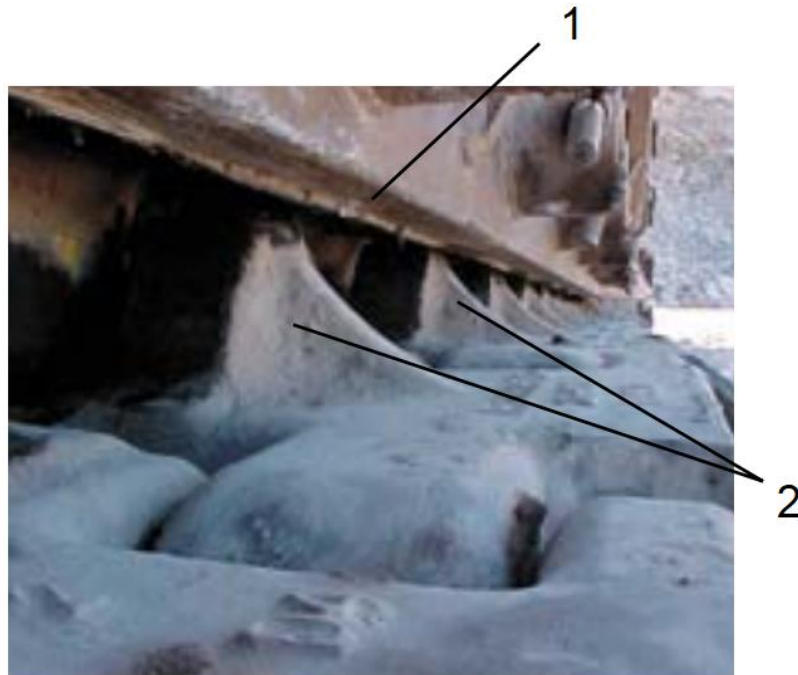


Рисунок 1.15. – Низкое положение гусеничной рамы из-за большой степени износа опорных катков гусеничного движителя

Исходя из вышесказанного можно прийти к выводу что трак имеет различное качество изготовления, подвержен воздействию различных горно-геологических и горнотехнических факторов, учет которых при проектировании позволит повысить надежность его эксплуатации.

1.5. Методы расчёта параметров гусеничных траков карьерных экскаваторов

Расчёту параметров гусеницы и гусеничных траков посвящены многие работы в различных отраслях промышленности [16, 19, 21]. Также большое количество работ посвящено расчету гусеничных траков карьерных экскаваторов [17, 18, 20].

Используемые методы расчета достаточно похожи и сводятся к эмпирическим формулам увязанными с массой экскаватора.

Среднее давление на грунт определяют из следующей зависимости:

$$q_{\text{ср}} = \frac{M_{\text{э}} \cdot g}{2 \cdot b_{\text{г}} \cdot L}, \text{ МПа} \quad (1.1)$$

где $M_э$ – масса экскаватора, кг; g – ускорение свободного падения, $м/с^2$; $bг$ – ширина гусеницы, м.

Опорная система гусеницы определяется соотношением ширины хода B , и длины гусеницы L :

Для малоопорной гусеничной системы B/L от 0,80 до 0,90, для многоопорной гусеничной системы B/L от 0,75 до 0,83.

Чаще всего карьерные экскаваторы с малоопорной системой гусеницы имеют менее 6-ти опорных катков, а многоопорные – свыше 6-ти.

Рассчитываются следующие параметры: ширина хода B , длина гусеницы L , ширина трака $b_{тр}$, шаг звена t , высота гусеницы H , диаметр ведущего колеса $D_{вед}$, диаметр направляющего колеса $D_{напр}$, диаметр опорного катка $D_{оп}$

По эмпирическим зависимостям [16] определяют следующие параметры гусеницы карьерных экскаваторов

- для многоопорной системы двухгусеничного оборудования:

$$B = 0,9 \dots 0,8 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.2)$$

$$L = 1,05 \dots 1,1 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.3)$$

$$b_{тр} = 0,17 \dots 0,18 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.4)$$

$$t = 0,06 \dots 0,07 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.5)$$

$$H = 0,22 \dots 0,20 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.6)$$

$$D_{вед} = 0,17 \dots 0,16 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.7)$$

$$D_{напр} = 0,16 \dots 0,20 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.8)$$

$$D_{оп} = 0,08 \dots 0,09 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.9)$$

- для малоопорной системы двухгусеничного оборудования

$$B = 0,9 \dots 0,95 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.10)$$

$$L = 1,0 \dots 1,1 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.11)$$

$$b_{тр} = 0,18 \dots 0,19 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1.12)$$

$$t = 0,07 \cdot \sqrt[3]{M_9} \text{ м}, \quad (1.13)$$

$$H = 0,23 \dots 0,24 \cdot \sqrt[3]{M_9} \text{ м}, \quad (1.14)$$

$$D_{\text{вед}} = 0,18 \dots 0,19 \cdot \sqrt[3]{M_9} \text{ м}, \quad (1.15)$$

$$D_{\text{напр}} = 0,18 \dots 0,19 \cdot \sqrt[3]{M_9} \text{ м}, \quad (1.16)$$

$$D_{\text{оп}} = 0,18 \cdot \sqrt[3]{M_9} \text{ м}, \quad (1.17)$$

где M_9 – полная масса экскаватора, т.

Диаметр пальца $d_{\text{п}}$ [17]

$$d_{\text{п}} = \frac{2 \cdot P_{\text{т.макс}}}{q_{\text{ср}} \cdot b_{\text{г}}} \text{ м}, \quad (1.18)$$

Минимальное число проушин обхватываемой стороны $n_{\text{п}}$ [17]

$$n_{\text{п}} = \frac{2 \cdot k \cdot P_{\text{т.макс}}}{q_{\text{ср}} \cdot b_{\text{г}}} \text{ м}, \quad (1.19)$$

где $P_{\text{т.макс}}$ – статическая нагрузка опорного катка, кН.

Наружный радиус проушины $R_{\text{пр}}$ [17]:

$$R_{\text{пр}} = 0,5 \cdot d_{\text{п}} \frac{P_{\text{т.макс}}}{[\sigma_{\text{р}}] \cdot b_{\text{г}}} \text{ м}, \quad (1.20)$$

где $\sigma_{\text{р}}$ – допустимые нормальные напряжений, МПа.

Толщина гусеничного трака $a_{\text{тр}}$ [17] определяется в зависимости от того, каким способом изготовлены траки: у литых траков принимают толщину от 7 до 9мм.

Ребра жесткости $d_{\text{р}}$ [17]:

$$d_{\text{р}} = (1,2 \dots 1,4) \cdot a_{\text{тр}} \text{ м}, \quad (1.21)$$

Уклоны и радиусы скругления задают по ГОСТ 3212-80

Высоту грунтозацепов рекомендуется принимать 1/3 от шага t гусеницы

Толщину грунтозацепов выбирают в пределах от 8 до 10 см [17].

Высоту гребней при наличии катков с металлическим ободом принимают примерно 120мм.

При этом требуется дальнейшее совершенствование методов расчета.

1.6. Надёжность и коэффициент запаса прочности гусеничного трака карьерных экскаваторов

Одной из задач определения надёжности деталей и узлов машины заключается в том, чтобы установить при каких величинах напряжений достигаются наименьшие значения запаса прочности конструкции рассматриваемого элемента, в нашем случае, гусеничного трака.

Пусть распределение напряжений подчиняется нормальному закону с плотностью вероятности $f_1(x)$, математическим ожиданием m_1 и средним квадратическим отклонением σ_1 а распределение прочности подчиняется нормальному закону с плотностью вероятности $f_2(x)$, математическим ожиданием m_2 и средним квадратическим отклонением σ_2 . График распределения вероятностей напряжений прочности имеет вид, представленный на Рисунке 1.16 [36, 37].

Таким образом функция надёжности в данной ситуации имеет вид:

$$P = \Phi\left(\frac{m_1 - m_2}{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_2^2}}\right), \quad (1.22)$$

где $\Phi(z)$ – нормированная нормальная функция распределения.

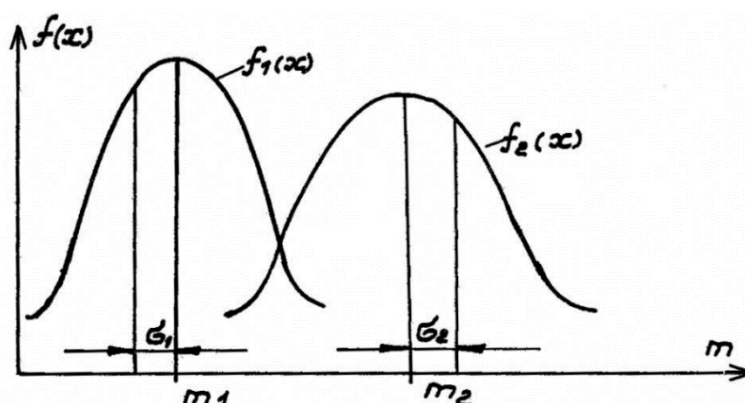


Рисунок 1.16. – Распределение вероятностей напряжений прочности гусеничного трака

Поскольку действующие напряжения и прочностные характеристики

являются случайными величинами, то коэффициент запаса прочности также является случайной величиной, и функция надежности в зависимости от коэффициента запаса прочности имеет вид:

$$P = \Phi(k), \quad (1.23)$$

Расчет надежности узлов проводится для самых критических сечений, где запас прочности минимальный, а затем надежность узла находится как произведение надежности критических сечений, т.е. как последовательная схема соединений. Из практики известно, что при коэффициенте запаса прочности $n \geq 1,4$ надежность узла близка к единице [38]:

$$P = \Phi(k) \quad (1.24)$$

$$P = \Phi(1,4) \approx 1,0.$$

Выбирается нормативный коэффициент запаса прочности $K_{\text{норм}}$:

- Пусть выборка из опытных образцов изделия наблюдалась в эксплуатации достаточно длительное время T , определяемое как функция точности и достоверности результатов эксперимента.

При этом удалось установить:

- $M(R_{\min})_n$ - значение нижней границы доверительного интервала минимального параметра прочности;
- $M(\sigma_{\max})_B$ - значение верхней границы доверительного интервала максимальной нагрузки.

За эти значения можно принять, например, предел прочности или предел текучести материала, из которого изготовлен гусеничный трак.

Нормативный коэффициент запаса прочности рассчитывается по формуле:

$$K_{\text{норм}} \cong \frac{M(R_{\min})_H}{M(R_{\max})_B} \quad (1.25)$$

Если условия нагружения и внутреннего состояния конструкции позволяют принять исходные гипотезы, то решение удастся привести к виду, более удобному для практического использования

$$K_{\text{норм}} \cong \frac{1}{1 - \mu^2 \cdot v_R^2} \cdot \left[\left(1 + \sqrt{1 - (1 - \mu^2 \cdot v_R^2)(\mu^2 \cdot v_\sigma^2)} \right) \right] \quad (1.26)$$

где v_R^2, v_σ^2 – нормированная нормальная функция распределения коэффициента вариации параметра прочности и нагрузки, соответственно; μ -гауссовский уровень надежности [39].

В частном случае такого нагружения, когда $\sigma = \langle \sigma \rangle$ – детерминированная величина.

$$K_{\text{норм}} \cong \frac{1}{1 - \mu^2 \cdot v_R^2} \quad (1.27)$$

Поэтому вероятность Q отказа будет равна вероятности противоположного события, то есть:

$$Q = P(-\infty < \Psi < 0) = \int_{-\infty}^0 \varphi(\Psi) d(\Psi) \quad (1.28)$$

или с учетом гипотезы о нормальном распределении параметра прочности и нагрузки

$$Q = P(-\infty < \Psi < 0) = \int_{-\infty}^0 \varphi(\Psi) d(\Psi) \quad (1.29)$$

$$\begin{cases} Q = \frac{1}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{\Psi}{S_\Psi} \right) \right] \\ P = \frac{1}{2} \left[1 - \Phi \left(\frac{\Psi}{S_\Psi} \right) \right] \end{cases} \quad (1.30)$$

В соответствии с исходной гипотезой и теоремами теории вероятностей находятся параметры распределения:

$$\begin{cases} \langle \Psi \rangle = \langle R \rangle - \langle \sigma \rangle \\ S_\Psi = \sqrt{S_R^2 + S_\sigma^2} \end{cases} \quad (1.31)$$

где $\langle R \rangle, \langle \sigma \rangle$ – средние значения параметров прочности и нагрузки;

$S_R^2 + S_\sigma^2$ – дисперсии параметров прочности и нагрузки.

Отношение $\frac{\langle S_\Psi \rangle}{S_\Psi} = \mu$ – гауссовский уровень надежности. Определяется по

функции Лапласа Φ_2 , так как вероятность безотказной работы составит [39, 40]

$$P = \Phi_2(\mu) \quad (1.32)$$

1.7. Выводы по главе

1. Карьерные экскаваторы широко применяются в горнодобывающей промышленности Латинской Америки, увеличивается их применение в быстро развивающейся горнодобывающей промышленности Эквадора. Важным элементом, во многом определяющим надежность их работы, является гусеничный трак.

2. Гусеничный трак подвержен воздействию различных горно-геологических и горнотехнических факторов, учет которых при проектировании позволит повысить надежность его эксплуатации.

3. Проектирование траков осуществляется по эмпирическим зависимостям, при этом не все воздействующие факторы учитываются.

В связи с вышесказанным сформулированы следующие задачи исследования:

1. Анализ конструктивных и эксплуатационных факторов, влияющих на максимальное напряжение и запас прочности гусеничных траков карьерных экскаваторов.

2. Определение максимальных нагрузок и коэффициента запаса прочности при работе карьерного экскаватора на уклоне и при попадании кусков породы под гусеницу.

3. Определение максимальных нагрузок и коэффициента запаса прочности в зависимости от размеров и количества трещин трака карьерного экскаватора.

4. Установление влияния конструктивных параметров трака карьерного экскаватора на величины максимальных нагрузок и коэффициент запаса прочности.

5. Обоснование параметров гусеничного трака.

ГЛАВА 2. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА НАДЕЖНОСТЬ ТРАКОВ

2.1 Установление показателей надежности гусеничных траков на примере экскаваторов САТ 7495 в карьере «МИРАДОР»

2.1.1 Объект исследования

Показатели надежности гусеничных траков исследовались на основе данных полученных в процессе эксплуатации карьерных экскаваторов САТ 7495 используемых на карьере горнодобывающего предприятия «МИРАДОР» находящегося в горах Кордильера-дель-Кордор провинции Самора-Чинчипе Республики Эквадор. На карьере добывают гранит-порфиры (батолит Самора), содержащие 0,48%, меди, 0,12 г/т золота и 1,31 г/т серебра. Руду с карьера доставляют на близлежащий обогатительный комбинат, где ее дробят и очищают; затем она отправляется в Китай для дальнейшей переработки. Экскаваторы введены в работу одновременно в конце января 2020 г.

Минимальный период времени сбор информации об отказах траков составил одну неделю, это связано с существующим порядком отчетности на данном предприятии.

Экскаваторы САТ 7495 имеет различные модификацию гусеничных тележек, на рассматриваемом экскаваторе каждая гусеница имеет по 37 траков, соответственно в эксплуатации одновременно находилось 222 траков. Траки установленные взамен отказавших, в данном исследовании не учитывались.

Количество отказов траков с разбивкой по неделям начиная от ввода эскалаторов в эксплуатацию, представлены в Таблице 2.1

2.1.2 Определение величины и количества интервалов

Примерную величину интервала определяем по формуле:

$$\Delta I = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{1 + 3,3 \lg n}, \quad (2.1)$$

где x_{max}, x_{min} – соответственно максимальное и минимальное значения исследуемой случайной величины (недели); n – количество полученных реализаций случайной величины (отказов траков).

Таблица 2.1

Отказы траков			
Неделя	Количество отказо	Неделя	Количество отказо
1	1	11	23
2	3	12	26
3	5	13	21
4	4	14	16
5	5	15	12
6	7	16	12
7	10	17	11
8	13	18	10
9	15	19	7
10	19	20	2
Всего		222	

Примерная величина интервала составит:

$$\Delta l = \frac{20 - 0}{1 + 3,3 \lg 222} = 2,3$$

Принимаем $\Delta l = 3$ недели.

Рекомендуемое число интервалов k определяем по формуле:

$$k = \frac{x_{max} - x_{min}}{\Delta l} \quad (2.2)$$

При $\Delta l = 3$ недели, число интервалов составит:

$$k = \frac{20 - 0}{3} = 6,6, \text{ т. е. } k = 7.$$

2.1.3 Определение частоты и плотности вероятности

Для каждого интервала подсчитываем: n_i – число отказов траков, попавших в интервал; n_i/n – статистическую вероятность; $\sum \frac{n_i}{n}$ – накопленную частоту; $n_i/n\Delta l$ – эмпирическую плотность вероятности. Данные расчета представлены в Таблице 2.2

Показатели распределения

Интервалы, ΔI , недели		n_i , отказов	$\frac{n_i}{n}$	$\sum \frac{n_i}{n}$	$\frac{n_i}{n\Delta I}$
0	3	9	0,04054054	0,04054054	0,01351351
3	6	16	0,07207207	0,11261261	0,02402402
6	9	38	0,17117117	0,28378378	0,05705706
9	12	68	0,30630631	0,59009009	0,1021021
12	15	49	0,22072072	0,81081081	0,07357357
15	18	33	0,14864865	0,95945946	0,04954955
18	21	9	0,04054054	1	0,01351351
		$\Sigma=222$			

2.1.4 Расчет точечных характеристик распределения

Для сгруппированных данных статистические числовые характеристики выражаются приведенными ниже формулами.

Статистическое среднее математическое ожидание определяется из выражения:

$$m_x = \sum_{i=1}^k x_i \frac{n_i}{n}, \quad (2.3)$$

где x_i — середины интервалов, k — число интервалов группирования случайной величины.

Статистическая средняя дисперсия является характеристикой рассеивания случайной величины – разбросанности ее значений около математического ожидания, и определяется по формуле:

$$D_x = \sum_{i=1}^k (x_i - m_x)^2 \frac{n_i}{n}. \quad (2.4)$$

Значения x_i для каждого интервала приведены в Таблице 2.3.

Таким образом, статистическое среднее математическое ожидание, и дисперсия, рассчитанные по формулам 2.3 и 2.4, соответственно равны:

$$m_x = 11,10.$$

$$D_x = 17,67$$

Таблица 2.3

Интервалы , ΔI , недели		n_i , отказ ов	$\frac{n_i}{n}$	x_i	$x_i * \frac{n_i}{n}$	$(x_i - m_x)^2 * \frac{n_i}{n}$
0	3	9	0,040540541	1,5	0,06081081	3,74253006
3	6	16	0,072072072	4,5	0,32432432	3,14717786
6	9	38	0,171171171	7,5	1,28378378	2,22838233
9	12	68	0,306306306	10,5	3,21621622	0,11327068
12	15	49	0,220720721	13,5	2,97972973	1,26277565
15	18	33	0,148648649	16,5	2,4527027	4,32158757
18	21	9	0,040540541	19,5	0,79054054	2,85502093
					$m_x = \sum_{i=1}^k x_i \frac{n_i}{n}$ = 11,10	$D_x = \sum_{i=1}^k (x_i - m_x)^2 \frac{n_i}{n}$ = 17,67

Статистические среднее квадратическое отклонение и коэффициент вариации случайной величины составляют:

$$\sigma_x = \sqrt{D_x} = 4,20 ;$$

$$v_x = \frac{\sigma_x}{m_x} = 0,37 .$$

Центральные моменты рассчитываются по формуле:

$$\mu_r = \sum_{i=1}^k (x_i - m_x)^r \frac{n_i}{n} \quad (2.5)$$

Результаты расчетов центральных моментов третьего и четвертого порядка представлены в Таблице 2.4

Таблица 2.4

Интервалы, ΔI , недели		n_i , отказов	$\frac{n_i}{n}$	x_i	$(x_i - m_x)^3 * \frac{n_i}{n}$	$(x_i - m_x)^4 * \frac{n_i}{n}$
0	3	9	0,040540541	1,5	-35,95863339	345,494437
3	6	16	0,072072072	4,5	-20,79689152	137,4281074
6	9	38	0,171171171	7,5	-8,040244341	29,0100708
9	12	68	0,306306306	10,5	-0,068880822	0,041886986
12	15	49	0,220720721	13,5	3,020422839	7,224524898
15	18	33	0,148648649	16,5	23,30153296	125,6393466
18	21	9	0,040540541	19,5	23,95902697	201,0615641
		$\Sigma=222$			$\mu_3 = -14,58$	$\mu_4 = 845,89$

Рассчитаем часто применяемые числовые характеристики случайных величин – асимметрию и эксцесс.

Асимметрия S_k определяется по формуле:

$$S_k = \frac{\mu_3}{\sigma_x^3}, \quad (2.6)$$

Таким образом для рассматриваемого случая асимметрия составит:

$$S_k = \frac{-14,58}{4,20^3} = -0,19.$$

Следовательно, распределения случайных величин для данного случая является ассиметричной отрицательным, из чего следует, что мода следует за медианой.

Четвертый центральный момент служит для характеристики крутости распределения и описывается с помощью эксцесса по формуле:

$$\varepsilon_x = \frac{\mu_4}{\sigma_x^4} - 3, \quad (2.7)$$

Тогда,

$$\varepsilon_x = \frac{845,89}{4,20^4} - 3 = -0,28$$

Так как эксцесс отрицательным, то кривая распределения случайной величины является плосковершинной.

2.1.5 Построение гистограммы и определение закона распределения случайной величины.

Для наглядного представления об эмпирическом законе распределения случайной величины наработки до отказа трака построим гистограмму (Рисунок 2.1) с использованием результатов, представленных в Таблице 2.1

В данном случае вид теоретической функции распределения случайной величины заранее не известен. Основой для подбора той или иной теоретической дифференциальной функции (плотности) распределения, служит внешний вид гистограммы. Сопоставив гистограмму, построенную по данным Таблицы 2.1 с теоретическими кривыми распределения, можно

предположить, что анализируемая случайная величина подчиняется нормальному закону распределения.

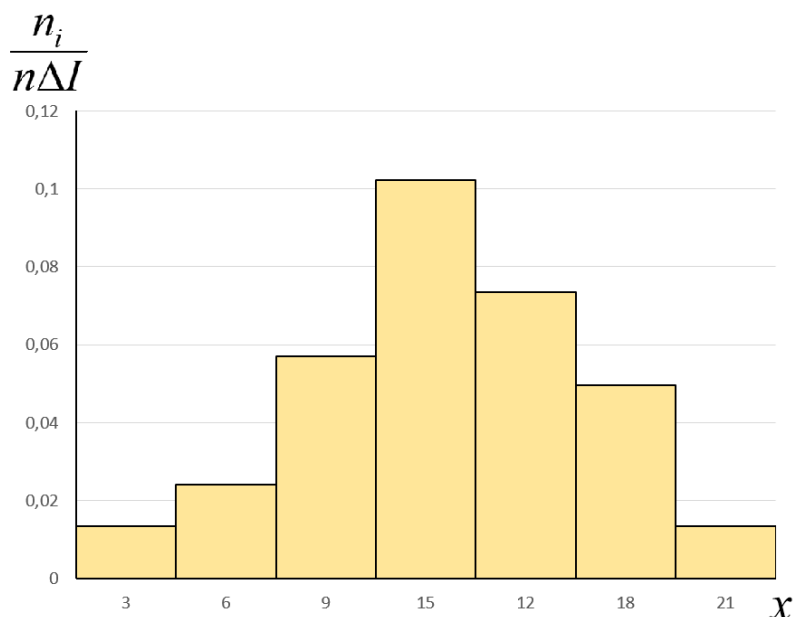


Рисунок 2.1 – Ступенчатая диаграмма эмпирической плотности вероятности

Нормальный закон характеризуется плотностью распределения вида:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2 \cdot D_x}} \quad (2.8)$$

Производим расчет для определения значения функции нормального распределения для каждого интервала, - результаты представлены в Таблице 2.5.

Таблица 2. 5

Границы интервалов	$e^{-\frac{(x-11,1)^2}{2 \cdot 17,67}}$	$f(x) = 0,0945 \cdot e^{-\frac{(x-11,1)^2}{2 \cdot 17,67}}$
0	0,030614833	0,002906194
3	0,156224966	0,014830069
6	0,479044312	0,045474553
9	0,882688854	0,083791582
12	0,977341413	0,092776727
15	0,650266926	0,061728314
18	0,259982271	0,024679507
21	0,062460076	0,005929188

Построим на гистограмме из Рисунка 2.1 по данным, представленным в Таблице 2.5 выравнивающую кривую распределения (график теоретической

функции $f(x)$) (Рисунок 2.2), которая сохраняет в основном существенные особенности статистического распределения.

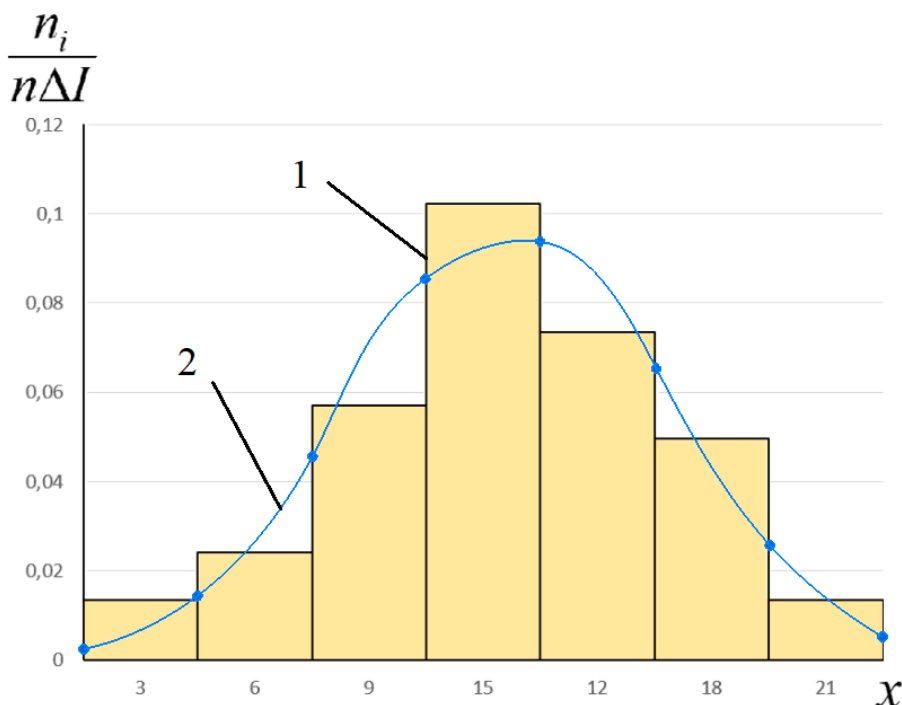


Рисунок 2.2 – Гистограмма (1) и выравнивающая кривая (2) нормального распределения наработок до отказа траков

2.1.6 Определение степени соответствия теоретического распределения данным наблюдений.

При подборе теоретической кривой распределения между нею и статистическим распределением неизбежны некоторые расхождения. При этом необходимо знать, объясняются эти расхождения только случайными обстоятельствами, связанными с ограниченным числом опытных данных, или они являются существенными и связаны с тем, что подобранная кривая плохо выравнивает данное статистическое распределение.

Степень соответствия между выдвинутой гипотезой со статистическим материалом устанавливается с помощью критериев. Наиболее распространенным является критерий согласия К. Пирсона χ^2 , величина которого рассчитывается по формуле:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(n_i - np_i)^2}{np_i} \quad (2.9)$$

где k — число интервалов группирования случайной величины; n_i — число значений случайной величины в i -м интервале; n — общее число полученных значений случайной величины; p — теоретическая вероятность попадания случайной величины в i -й интервал.

Теоретическая вероятность попадания случайной величины X в i -й интервал равна приращению функции распределения на этом интервале:

$$p(x_i \leq x < x_{i+1}) = F(x_{i+1}) - F(x_i) \quad (2.10)$$

Значения $p(x_i, x_{i+1})$ приведены в Таблице 2.6.

Определяем границы интервалов x_i и x_{i+1} по формуле (11)

$$Z = \frac{x - m_x}{\sigma_x}, \quad (2.11)$$

В таблицах 2.6–2.8 представлены данные для расчета критерия согласия К. Пирсона.

Таблица 2.6

i	Границы интервалов		$x_i - m_x$	$x_{i+1} - m_x$	Границы интервала	
	x_i	x_{i+1}			$Z_i = \frac{x_i - m_x}{\sigma_x}$	$Z_{i+1} = \frac{x_{i+1} - m_x}{\sigma_x}$
1	0	3	-	-8,1081081	$-\infty$	-1,928821773
2	3	6	-8,108108	-5,1081081	-1,928821773	-1,215157717
3	6	9	-5,108108	-2,1081081	-1,215157717	-0,501493661
4	9	12	-2,108108	0,89189189	-0,501493661	0,212170395
5	12	15	0,8918919	3,89189189	0,212170395	0,925834451
6	15	18	3,8918919	6,89189189	0,925834451	1,639498507
7	18	21	6,8918919	-	1,639498507	∞

Таблица 2.7

i	Границы интервалов		$\Phi(Z_i)$	$\Phi(Z_{i+1})$	$p_i = \Phi(Z_{i+1}) - \Phi(Z_i)$	$n \cdot p_i = 222 \cdot p_i$
	$Z_i = \frac{x_i - m_x}{\sigma_x}$	$Z_{i+1} = \frac{x_{i+1} - m_x}{\sigma_x}$				
1	2	3	4	5	6	7
1	$-\infty$	-1,92	-0,5	-0,4726	0,0274	6,0828
2	-1,92	-1,21	-0,4726	-0,3869	0,0857	19,0254
3	-1,21	-0,5	-0,3869	-0,1915	0,1954	43,3788
4	-0,5	0,21	-0,1915	0,0832	0,2747	60,9834

1	2	3	4	5	6	7
5	0,21	0,92	0,0832	0,3212	0,238	52,836
6	0,92	1,63	0,3212	0,4484	0,1272	28,2384
7	1,63	∞	0,4484	0,5	0,0516	11,4552
						$\Sigma n^* p_i = 222$

Таблица 2.8

i	n_i	$n^* p_i$	$n_i - (n^* p_i)$	$[n_i - (n^* p_i)]^2$	$[n_i - (n^* p_i)]^2 / n^* p_i$	n_i^2	$n_i^2 / n^* p_i$
1	9	6	3	9	1,5	81	13,5
2	16	19	-3	9	0,473684211	256	13,474
3	38	43	-5	25	0,581395349	1444	33,581
4	68	61	7	49	0,803278689	4624	75,803
5	49	53	-4	16	0,301886792	2401	45,302
6	33	28	5	25	0,892857143	1089	38,893
7	9	12	-3	9	0,75	81	6,75
Σ	222	222			5,303102183		227,3

Таким образом значения критерия Пирсона по формуле (2.9) для данного случая равно:

$$\chi^2 = 5,3$$

Число степеней свободы распределения определяется по формуле:

$$r = k - s - 1, \quad (2.12)$$

где k — число интервалов группирования случайной величины; s — число независимых условий (связей), налагаемых на частоты, для нормального закона распределения $s = 2$, следовательно, число степеней свободы в рассматриваемом случае составляет

$$r = 7 - 2 - 1 = 4.$$

Пользуясь таблицей критических точек распределения по критерию Пирсона χ^2 , по уровню значимости $\alpha = 0,05$ и числу степеней свободы $r = 4$, находим:

$$\chi_{кр}^2(0,05; 4) = 9,49$$

Так как полученный $\chi^2 = 5,3 < \chi^2_{кр} = 9,49$, нет оснований отвергать гипотезу о нормальном распределении, т.е. расхождение эмпирические и теоретических частот незначимое, следовательно данные наблюдения согласуются с гипотезой о нормальном распределении.

2.1.7 Средняя наработка и причины отказов.

В результате обработки данных наблюдений получено величина средней наработки до отказа 11, 1 недели, закон распределения величины наработки до отказа:

$$f(x) = 0,0945 \cdot e^{-\frac{(x-11,1)^2}{2 \cdot 17,67}} \quad (2.13)$$

Следует сказать, что первые несколько недель, предположительно 2, отказов не было, соответственно отказы не фиксировались. При устном опросе работников предприятия было сказано, что первые две недели отказов траков не было. Поэтому более корректно утверждать, что средняя наработка до отказа в рассматриваемом случае составляет не менее 13 недель.

Также опрос позволил прийти к выводу, что основные причины отказов связаны с беговыми дорожками, основаниями и проушинами траков.

2.2. Анализ напряженного состояния гусеничных траков опорной ветви гусеницы в неподвижном состоянии экскаватора

Гусеничные обвод карьерных экскаваторов разделяется на три разные ветви: опорная, рабочая и свободная. Часть гусеницы от ведущего колеса до опорной поверхности, идущей против направления вращения ведущего колеса – рабочая ветвь ($l_{раб}$), поскольку находится под силой натяжения, создающей крутящим моментом ведущего колеса, часть гусеницы, находящаяся от ведущего колеса до опорной поверхности, по которой не действует сила натяжения – свободная ветвь $l_{св}$, а часть гусеницы, находящаяся в соприкосновении с опорной поверхностью – опорная ветвь гусеницы $l_{оп}$. Их сумма составляет полную длину гусеницу (2.14)

$$L_{\text{гус}} = l_{\text{раб}} + l_{\text{св}} + l_{\text{оп}}, \quad (2.14)$$

В процесс эксплуатации экскаватора действующие нагрузки на элементы гусеницы (гусеничные траки) различаются при неподвижном и подвижном состоянии. При подвижном состоянии по всем ветвям гусеницы действуют: силы тяги, сила предварительного натяжения, центробежные силы и другие переменные нагрузки в зависимости от скорости экскаватора, а при неподвижном состоянии, по всем ветвям гусеницы действует сила предварительного натяжения. Также, по тракам опорной поверхности дополнительно ещё действуют нагрузки, передающиеся от опорных катков по беговым дорожкам траков, с которыми они контактируют. Особенность взаимодействия опорных катков с траками, вследствие применяемого типа гусеницы в карьерном экскаваторе (жесткая малоопорная или жесткая многоопорная), и габаритные параметров траков определяет характер и значение среднего давления экскаватора на грунт и его распределение (Рисунок 2.3) [17].



Рисунок 2.3. – Распределение давления на грунт при: а) жесткой многоопорной гусенице и б) жесткой малоопорной гусенице.

Гусеничный механизм в карьерных экскаваторах является лишь вспомогательным механизмом. Он обеспечивает опирание на породу поверхности и передвижение по рабочей площадке, при этом оно периодическое, кратковременное и с малыми скоростями (до 2км/ч) [24].

Поэтому обоснованно рассматривать конструкции нагруженных траков в составе гусеницы карьерных экскаваторов в статическом положении.

На гусеничные траки карьерных экскаваторов опорной ветви при

неподвижном состоянии действуют: сила предварительного натяжения ($P_{\text{пред}}$) (2.15), приложенная на проушинах траков, и статическая нагрузка на каток, приложенная на беговые дорожки траков, контактирующей с опорными катками экскаватора ($P_{\text{к.ст}}$) (2.16) [17].

$$P_{\text{пред}} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot g \cdot l^2}{8f} \quad (2.15)$$

$$P_{\text{к.ст}} = K_1 \cdot \frac{(0,5 \cdot M_{\text{э}} - L \cdot \rho_{\Gamma}) \cdot g + P_{\text{пред}}}{n} \quad (2.16)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с²; f – прогиб, м; l – длина участка прогиба, м; K_1 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилия по опорным каткам, обычно принимают $K_1=1,05$; ρ_{Γ} – погонная масса гусеницы, т/м; $M_{\text{э}}$ – масса экскаватора, т.

Под действием этих нагрузок и в зависимости от характеристик их приложения на гусеничные траки опорной ветви для каждого возникает своё напряженное состояние и нагружение каждого трака опорной ветви гусеницы.

2.2.1. Общая схема нагружения гусеничного трака карьерного экскаватора.

При неподвижном состоянии карьерного экскаватора гусеничный трак передает статическую нагрузку опорного катка на породу через беговую дорожку и основания, и испытывает изгибающие нагрузки. Проушины трака испытывающие нагрузки, созданные от установленной силы предварительного натяжения, и статическая нагрузка опорного катка являются основными силами воздействия на трак, которые вызывают основной вид деформация трака – изгиб. С учетом этого стандартная схема нагружения гусеничного трака имеет вид (Рисунок 2.4) [41].

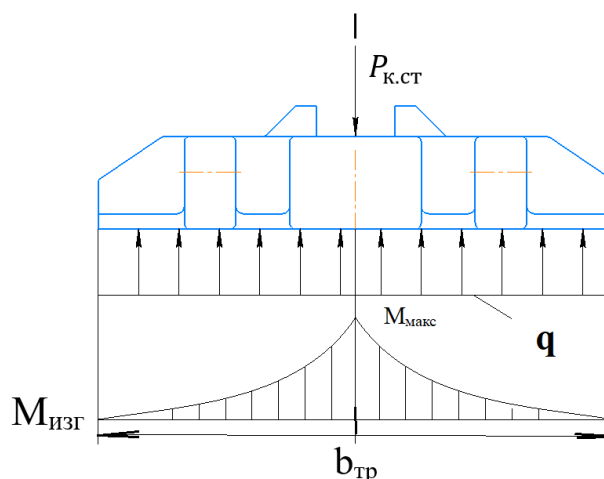


Рисунок 2.4. – Стандартная схема нагружения гусеничного трака

В данной схеме статическая нагрузка опорного катка $P_{к.ст}$ действует на трак по беговой дорожке, и равномерная распределенная нагрузка со стороны породы « q » действует на основание трака, вследствие этого, трак подвергается действию изгибающего момента, максимальное значение которого достигается в зоне приложения нагрузки $P_{к.ст}$.

Максимальный изгибающий момент и нормальные напряжения при изгибе определяется следующим образом:

$$M_{\text{макс}} = \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{b_{\text{тр}}}{2} \right)^2, \text{ Н. м}; \quad (2.17)$$

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{M_{\text{макс}}}{W_x}, \text{ МПа}; \quad (2.18)$$

где W_x – момент сопротивления сечения в зоне беговой дорожке, м^3 .

При

$$q = \frac{P_{\text{ст}}}{b_{\text{тр}}}, \text{ Н/м}; \quad (2.19)$$

Максимальный изгибающий момент на беговой дорожке будет равно:

$$M_{\text{макс}} = \frac{P_{\text{ст}} \cdot b_{\text{тр}}}{8}, \text{ Н. м} \quad (2.20)$$

Сопоставив (2.20) в (2.18), получаем значение максимальных напряжений при стандартном нагружении гусеничного трака в области контакта беговой дорожки и опорного катка по формуле (2.21):

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{P_{\text{ст}} \cdot b_{\text{тр}}}{8 \cdot W_x}, \text{ МПа} \quad (2.21)$$

2.2.2. Определение напряженного состояния гусеничных траков опорной ветви карьерного экскаватора

При определении напряженного состояния гусеничных траков опорной ветви гусеницы стандартная схема нагружения не подходит, так как из-за изменяющего характера расположения опорного катка относительно поверхности беговой дорожке, нагрузка по-разному действует на гусеничный трак и в зависимости от этого определяется собственная схема нагружения с отличающимися значениями напряжения и коэффициента запаса прочности траков. Для облегчения этих расчетов с целью определения значения напряжений и коэффициента запаса прочности можно применить различные системы компьютерного моделирования и производить в них расчет напряжения и КЗП исследуемой модели [42, 43, 44].

Так, с помощью «SolidWorks» определяем напряженное состояние и коэффициент запаса прочности траков опорной ветви гусеницы при взаимодействии их с опорными катками в статическом положении карьерного экскаватора, находящемся на твердой горизонтальной ровной поверхности.

По паспортным данным и на основе имеющихся чертежей гусеничного хода экскаватора (Рисунок 2.5) построим компьютерную модель опорной ветви (Рисунок 2.6) [35].

Из паспортных данных рассматриваемого экскаватора установлено, что сила предварительного натяжения должна находиться в пределах $P_{\text{пред}} = 10 \text{ кН}$, погонная масса гусеницы составляет $3,4 \text{ т/м}$ и масса экскаватора равняется 1459 т . На основе этого, в компьютерной модели опорной ветви рассчитаем статическую силу опорного катка, действующую в зоне контакта беговых дорожек (Рисунок 2.6) где на каждый опорный каток действует нагрузка $P_{\text{к.ст}}$.

$$P_{\text{к.ст}} = 1,05 \cdot \frac{(0,5 \cdot 1459000 - 11,5 \cdot 3400) \cdot 9,8 + 10000}{8} = 850 \text{ кН}$$

а



б

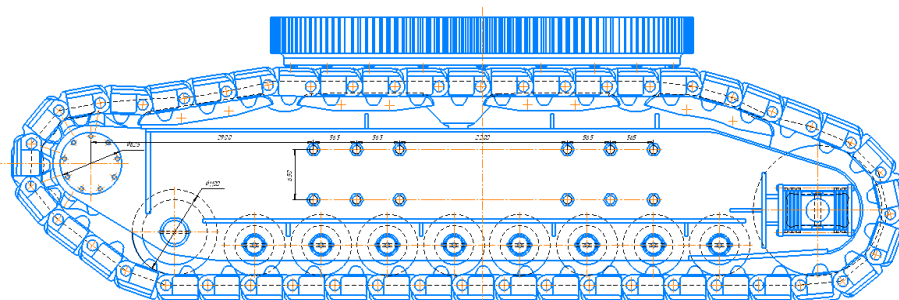


Рисунок 2.5. – Карьерный экскаватор Р&Н-4100ХРС: а) общий вид, (б) гусеничный ход

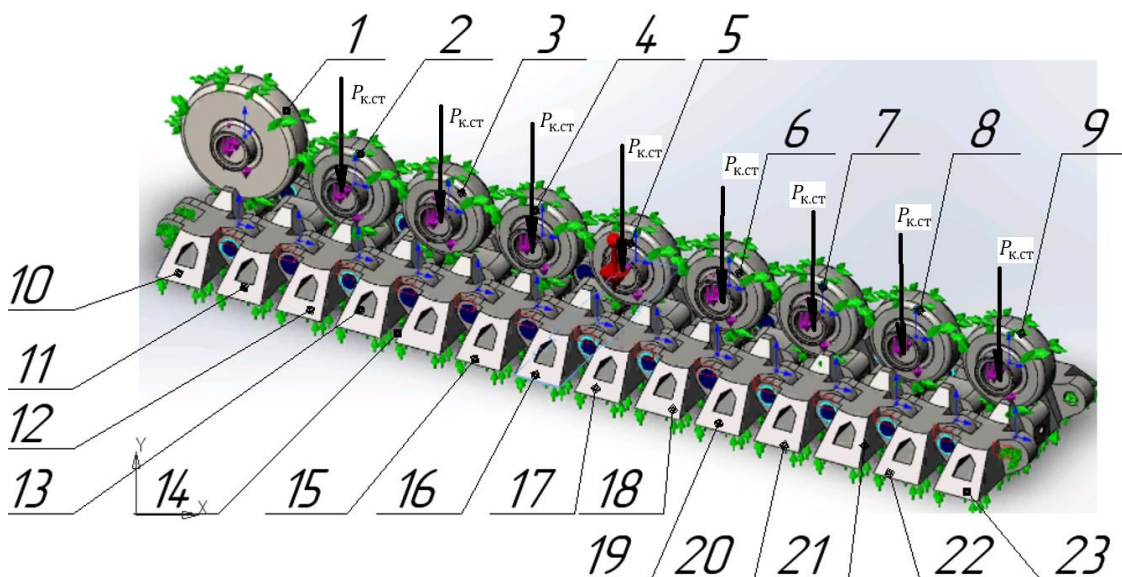


Рисунок 2.6. – Исследуемая модель опорной ветви гусеницы в «SolidWorks»: 1 – каток направляющий; 2–9 – катки опорные; 10–23 – траки гусеничные.

Каждый каток в зависимости от его расположения в опорной ветви гусеничной цепи по-разному контактирует с гусеничными траками. С

помощью «SolidWorks simulation» рассмотрим влияние местонахождения контакта между опорными катками и гусеничными траками на их напряженное состояние.

Полученная эпюра максимальных напряжений (Рисунок 2.7) показывает, что наиболее нагруженное состояние в опорной ветви при напряжении, равном 43 МПа, находится в траке 17. Данный трак контактирует с катком 5 по крайней левой части поверхности его беговой дорожки.

Траки 10, 15, 23, опорные катки с которыми контактируют по центральной части поверхностей их беговых дорожек, при данных условиях находятся под напряжениями 19–21 МПа. Остальные траки в результате частичного контакта с опорным катком испытывают меньшие значения напряжений: от 12 до 19 МПа.

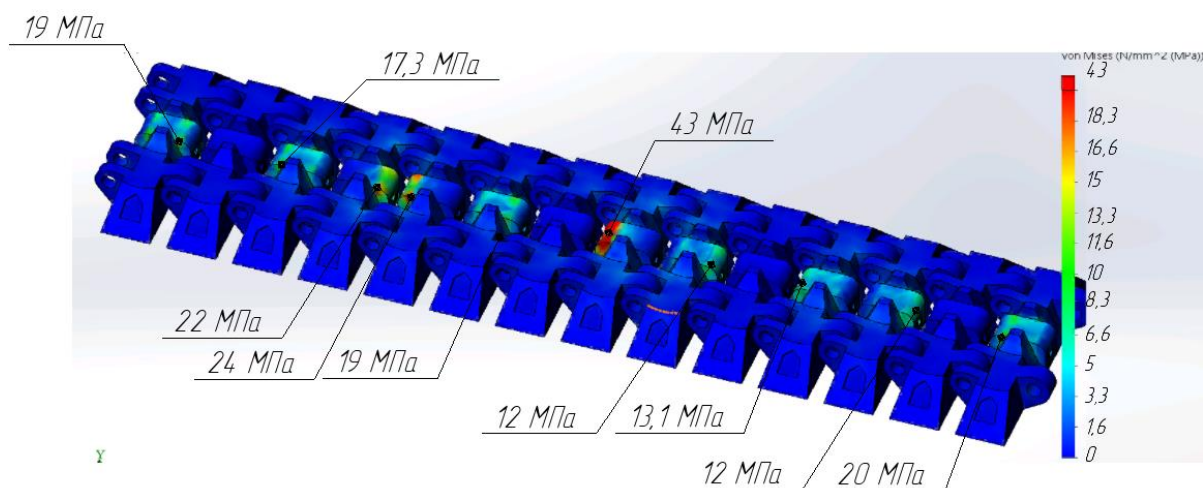


Рисунок 2.7. – Эпюра максимальных напряжений гусеничных траков опорной ветви.

Полученная эпюра распределения коэффициента запаса прочности (Рисунок 2.8) показывает, что наименьшее значение КЗП исследуемой модели равняется 5. При таком значении минимального коэффициента запаса прочности в составе опорной ветви гусеницы для рассмотренных параметров нагружения можно сказать, что её элементы в ходе эксплуатации экскаватора в таких условиях обеспечивают значения показателей надежности машины в требуемых пределах.

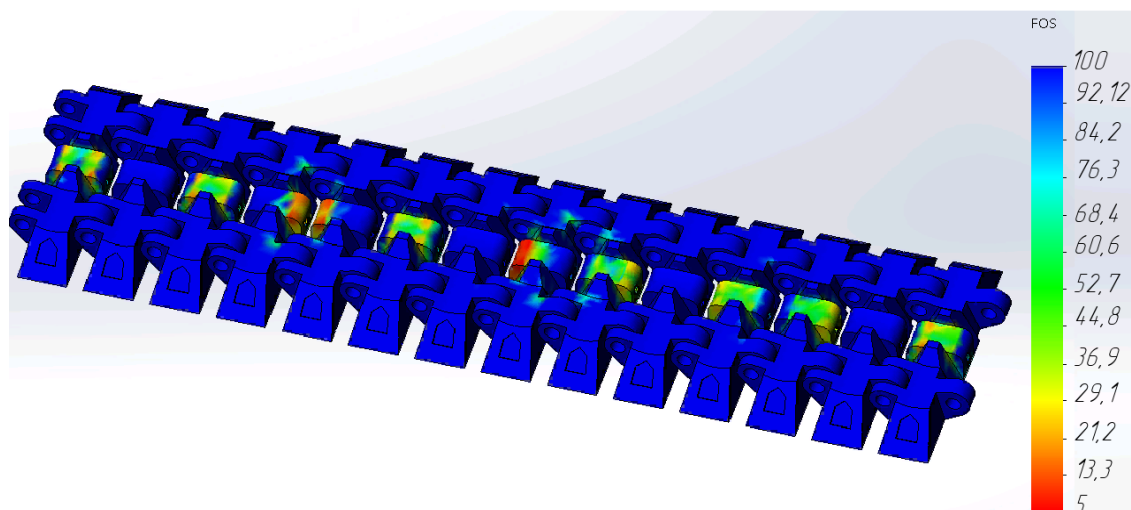


Рисунок 2.8. – Эпюра распределения коэффициента запаса прочности гусеничных траков опорной ветви.

В карьере на схемы нагружения гусеничных траков влияет различные модный геологические и горнотехнические факторы включая конфигурацию рабочей площадки.

Условия эксплуатации карьерных экскаваторов напрямую влияют на нагрузку и надежность гусеничных траков. Учёт влияний таких условий как: эксплуатация экскаватора при различных углах наклона поперечного или продольного направления; случаи эксплуатации гусеницы при попадании кусков породы под трак; различные характеристики породы рабочей поверхности и различные прочностные характеристики материала изготовления траков, должен иметь большую роль и быть определяющим для обоснования параметров гусеничных траков с целью обеспечения конструкции траков, обеспечивающей требуемых показателей надежности.

2.3. Влияние продольного угла наклона на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака карьерных экскаваторов

Условия эксплуатации карьерных экскаваторов бывают различными. Их характер диктует множество факторов связаны непосредственно с взаимодействием экскаватора и рабочей площадки. Конфигурация и

состояние рабочей площадки, на которой ведется эксплуатация карьерного экскаватора являются результатом выполненных на ней производственных процессов, за счет этого, рабочая площадка приобретает собственные характеристики, определяющие различные схемы нагружения элементов всех механизмов экскаватора. Известно, что при эксплуатации экскаватора гусеничный механизм находится в неподвижном состоянии, при этом он является одним и наиболее нагруженных в составе карьерных экскаваторов, а самый нагруженный его элемент является гусеничный трак так как гусеничный трак – это прямая связь трака с грунтовой рабочей поверхности [16, 24].

Условия эксплуатации в зависимости от конфигурации и состояния рабочей поверхности могут быть различными. Например, рабочая поверхность с различными углами наклона. Экскаватор в соответствии с его расположением по рабочей поверхности может вести эксплуатацию, как при продольном (до 20°), так и при поперечном угле наклона (до 8°) относительно продольной оси гусеницы (Рисунок 2.9) [45, 46, 47].



Рисунок 2.9. — Эксплуатация карьерного экскаватора на рабочей площадке с различными углами наклона.

Трак, в свою очередь, в зависимости от этого может приобретать разный характер нагружения. Так как гусеничный трак подвергается действию силы предварительного натяжения, приложенной на проушинах и статической силе опорного катка на беговых дорожках, при различной конфигурации и состоянии рабочей площадки их действие на него может меняться и оказывать

большое влияние на его напряженное состояние и коэффициент запаса прочности. Определить роль этого влияния на показатели надежности гусеничного трака необходимо при обосновании его параметров с целью обеспечения надежной его работы.

2.3.1. Влияние продольного угла наклона рабочей поверхности на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

При анализе влияния продольного угла наклона на напряженное состояние использовалось компьютерное моделирование в программе «SolidWorks»[48, 49, 50].

По имеющимся чертежам гусеничного хода карьерного экскаватора Р&Н 4100-ХРС [35] был выбран участок, состоящий из трех гусеничных траков и одного опорного катка, где средний гусеничный трак контактирует по поверхности беговой дорожки с опорным катком и по нижним основаниям траков – с ровной поверхностью. Далее построена его трехмерная компьютерная модель (рисунок. 2.10).

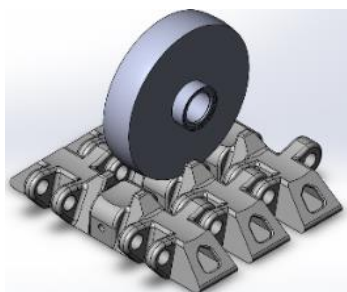


Рисунок 2.10. – Исследуемая трехмерная модель выбранного участка гусеничного хода в «SolidWorks».

С использованием приложения «SolidWorks simulation» выполнен статический анализ исследуемой трехмерной модели при различных углах уклона α . На беговой дорожке трака со стороны опорного катка действует вертикальная статическая нагрузка, равная $P_{\text{к.ст}} = 850 \text{ кН}$, также действует сила предварительного натяжения, равная $P_{\text{пред}} = 10 \text{ кН}$ на проушинах; диапазон рассмотренных значений продольного угла наклона ограничивается паспортными данными экскаватора (от 0 до 20°) (рисунок. 2.11) [51, 52, 53].

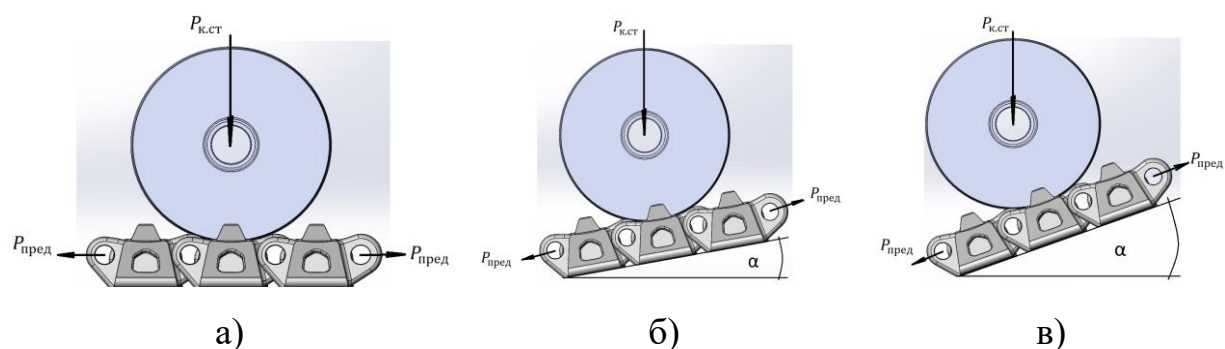


Рисунок 2.11. – Трехмерная модель выбранного участка гусеничного хода при различных углах уклона α : а) $\alpha = 0^\circ$; б) $\alpha = 10^\circ$; в) $\alpha = 20^\circ$.

В результате моделирования определено напряженное состояние нагруженной модели в виде эпюр: максимальных напряжения (Рисунок 2.12), перемещения (Рисунок 2.13) и распределения коэффициента запаса прочности (Рисунок 2.14). Численные значения представлены в Таблице 2.9, а зависимости полученных характеристик от заданных углов продольного наклона на Рисунках 2.15, 2.16, 2.17.

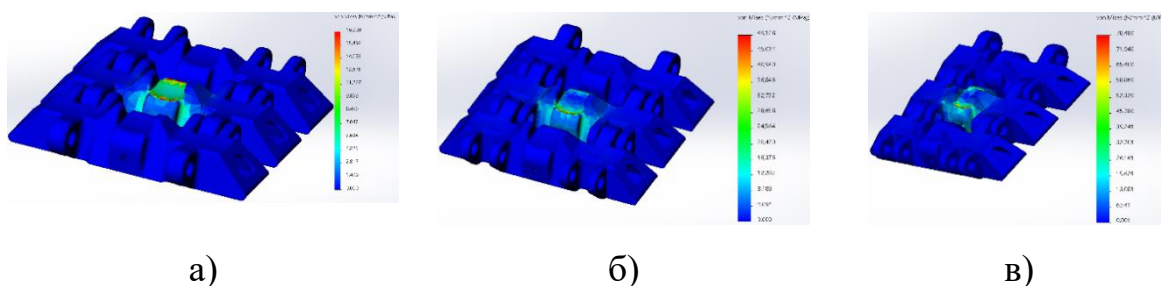


Рисунок 2.12. – Эпюры максимальных напряжений по конструкции исследуемой трехмерной модели при углах наклона: а) $\alpha = 0^\circ$; б) $\alpha = 10^\circ$; в) $\alpha = 20^\circ$.

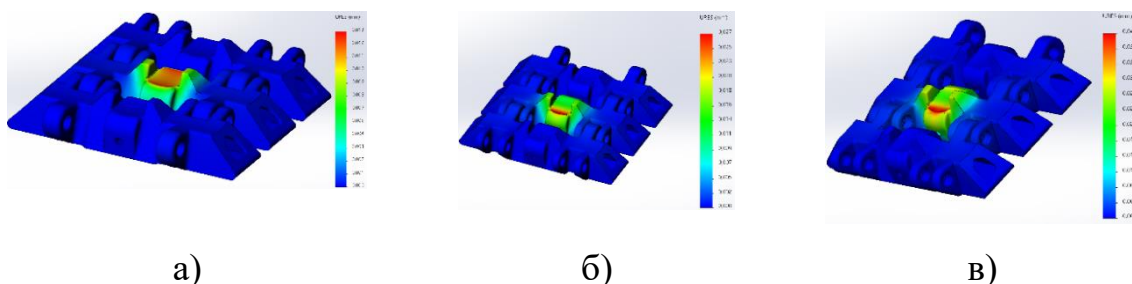


Рисунок 2.13. – Эпюры перемещения по конструкции исследуемой трехмерной модели при углах наклона: а) $\alpha = 0^\circ$; б) $\alpha = 10^\circ$; в) $\alpha = 20^\circ$.

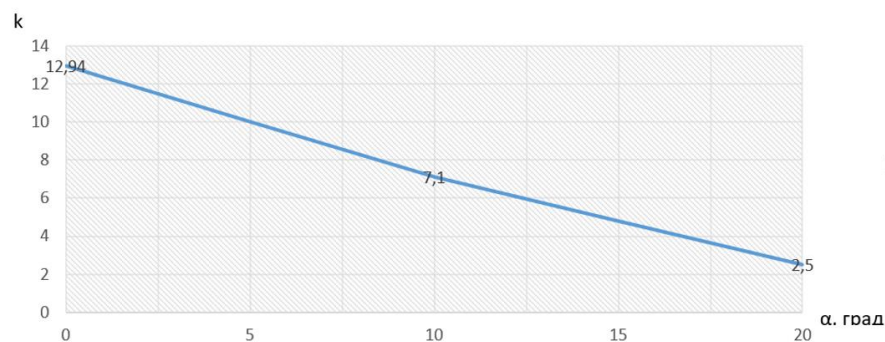


Рисунок 2.17. – Зависимость значений коэффициента запаса прочности от угла уклона.

На Рисунке.2.15 и Рисунке.2.16 прослеживается линейная зависимость напряжений и линейной деформации нагруженной конструкции гусеничного трака от угла уклона. На Рисунке.2.17. коэффициент запаса прочности меняется по криволинейной зависимости с большим радиусом кривизны. Максимальные значения напряжений и минимальные значения коэффициента запаса прочности возникают при максимальном угле наклона.

2.3.2. Влияние продольного угла наклона из-за куска породы под гусеницей на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

Гусеничный трак также может находиться под определенным продольным углом наклона не только вследствие того, что рабочая грунтовая поверхность имеет уклон, но и при попадании под трак куска породы. В данном случае гусеничный трак может поворачиваться на некоторый продольный угол наклона, значение которого ограничивается взаимодействием с опорным катком и соседними траками за счет их связи через проушины [54, 55].

Рассмотрим, как влияет попадание под трак куска породы в центральной части его конструкции, обуславливающее поворот трака на некоторый продольный угол на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности трака, на который еще действует сила статического напряжения опорного катка на беговой его дорожке.

Для анализа напряженного состояния гусеничного трака при

рассмотренных условиях используем компьютерную модель выбранного трака карьерного экскаватора Р&Н 4100-ХРС (Рисунок. 2.18) с соответствующей схемой нагружения гусеницы. Со стороны опорного катка действует вертикальная статическая нагрузка, равная $P_{к.ст} = 850\text{кН}$ и сила предварительного натяжения, равная $P_{пред} = 10\text{кН}$, Рассмотренные значения продольного угла поворота трака зависят от его параметров и взаимодействия опорного катка с соседними траками и находятся в диапазоне от 0 до 12° .

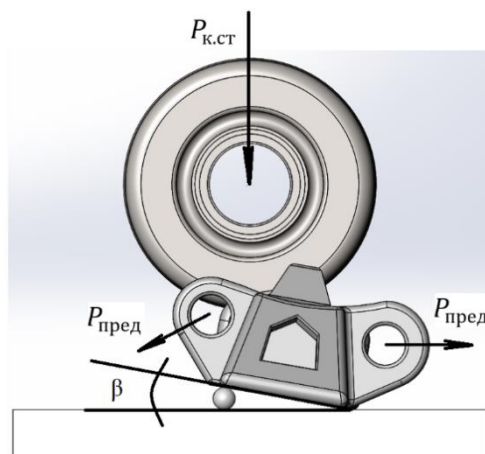


Рисунок 2.18. – Исследуемая трехмерная модель в «SolidWorks». гусеничного трака с продольным углом наклона β при попадании под него куска породы

С помощью программы «SolidWorks simulation» определены эпюры распределения максимальных напряжений (рисунок. 2.19, а) и эпюры распределения коэффициента запаса прочности (рисунок. 2.19, б). по конструкции гусеничного трака при максимальном рассмотренном угле продольного наклона $\beta = 12^\circ$. При этом конструкция испытывает максимальные напряжения в зоне проушин и беговой дорожки. В зоне контакта трака с куском породы большие напряжения не наблюдаются, так как он находится под наиболее усиленной частью трака (центральная его часть). Значения минимального коэффициента запаса прочности показывает способность трака выполнять свои функции сохраняя все параметры и показатели надежности.

По результатам данных представленных в таблице 2.10 установлена

зависимость максимальных значений напряжения от угла продольного наклона (Рисунок.2.20, а) и зависимость коэффициента запаса прочности от угла продольного наклона (рисунок. 2.20, б). По усталостному расчету в приложении «SolidWorks simulation» установлено, что для каждого значения угла продольного наклона значения максимальных напряжений гусеничного трака находятся ниже значений кривой усталости S-N материала, что при заданных условиях гусеничный трак сохраняет свои показатели надёжности.

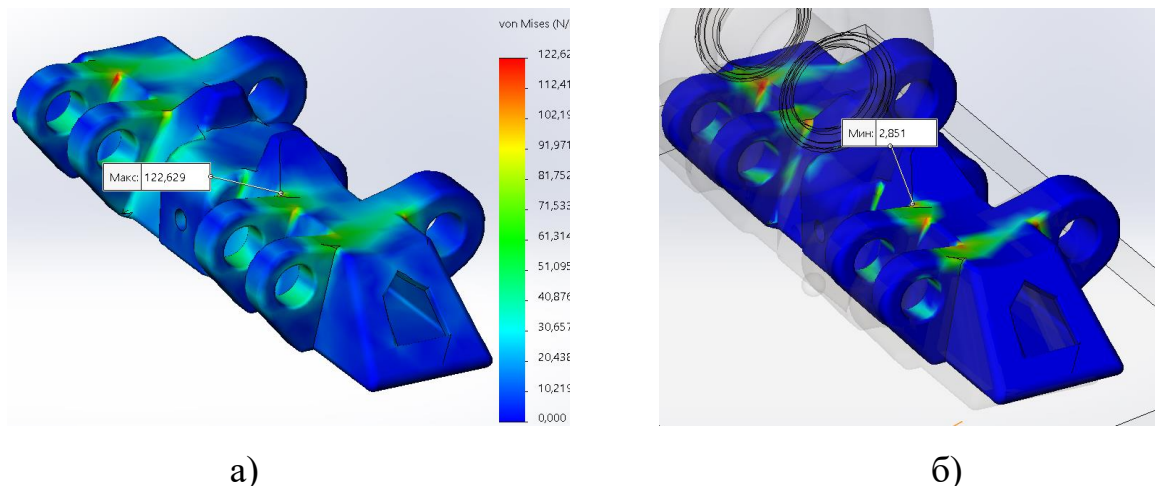


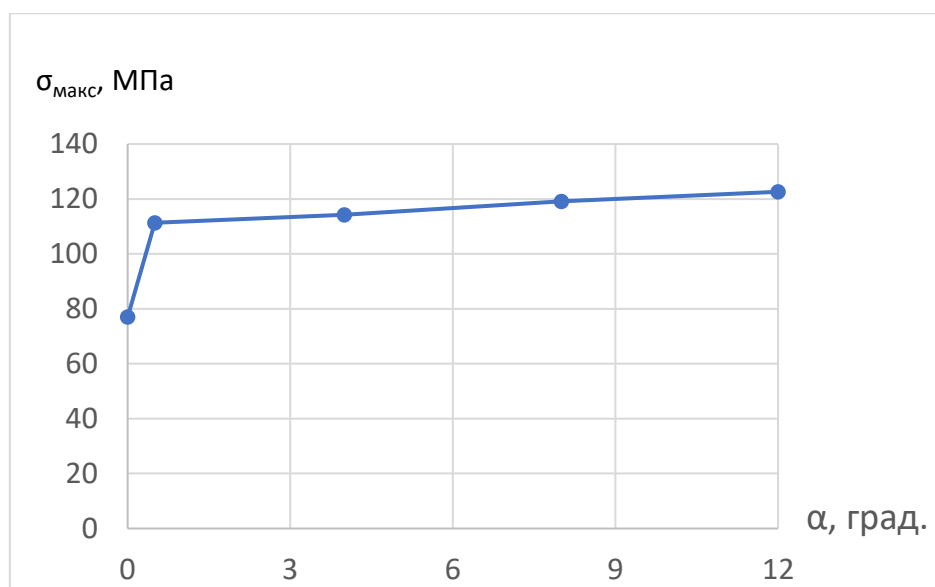
Рисунок 2.19. – Эпюра распределения: а) максимального статического напряжения, б) коэффициента запаса прочности трака в исследуемой трехмерной модели при угле продольного наклона 12°.

Таблица 2.10.

Зависимость максимальных значений напряжения и КЗП от угла продольного наклона

Угол наклона, β (град.)	Макс. напряжение, σ [МПа]	Коэффициент запаса прочности k
0	80	4
4	114,2	2,97
8	119,1	2,85
12	122,6	2,78

а)



б)

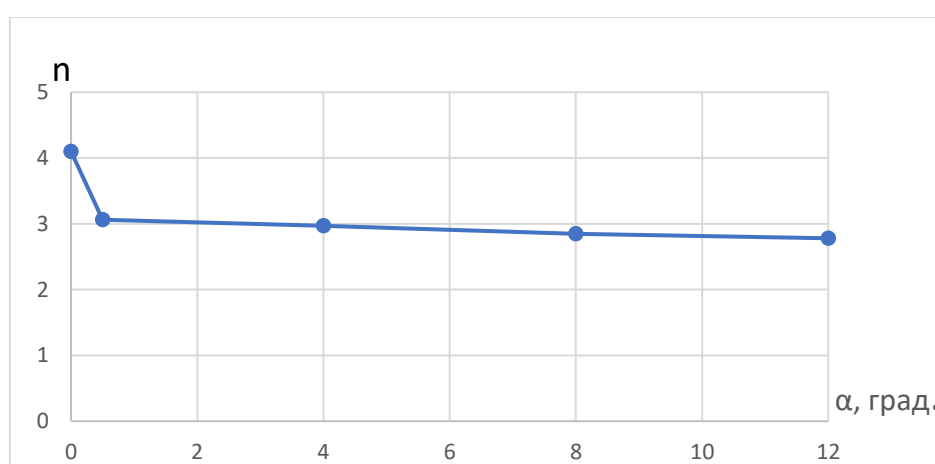


Рисунок 2.20. – Зависимость от угла продольного наклона: максимальных значений: а) напряжения и б) коэффициента запаса прочности.

При анализе полученных зависимостей наглядно видно, что попадание куска породы под трак, обуславливающее поворот на некоторый продольный угол наклона трака оказывает определенное влияние на напряженное состояние и значения коэффициента запаса прочности трака, так как при отсутствии под траком куска породы (при угле 0°) и при попадании под трак куска породы, поворачивающего трак на угол $0,5^\circ$ коэффициент запаса прочности трака уменьшается с 4 до 3.

2.4. Влияние поперечного угла наклона на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака карьерных экскаваторов

Как было указано выше, условия эксплуатации карьерных экскаваторов бывают различными, в ходе их работы гусеничный механизм находится в неподвижном состоянии и в зависимости от конфигурации и состояния рабочей поверхности экскаватор может вести эксплуатацию при различном поперечном угле наклона (до 8°) относительно продольной оси гусеницы. Трак в зависимости от угла поперечного наклона приобретает определенный характер нагружения [56, 57, 58] и учитывать каким образом этот угол влияет на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности трака необходимо для того, чтобы определить какую роль он сыграет для дальнейшего обоснования основных параметров гусеничных траков.

2.4.1. Влияние поперечного угла наклона рабочей поверхности на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

На примере карьерного экскаватора P&H 4100-XPC, в «SolidWorks» разработана компьютерная модель трака, входящего в состав опорной ветви гусеницы, которая находится на рабочей поверхности с углом поперечного наклона γ (Рисунок. 2.21).

При определении напряженного состояния и коэффициента запаса прочности устанавливается схема нагружения модели, в данной случае на беговой дорожке исследуемого гусеничного трака контактирует опорный каток и на трак действует вертикальная сила $P_{к.ст} = 850 \text{ кН}$, также действует сила предварительного натяжения на проушинах, направленная вдоль гусеницы, равная $P_{пред} = 10 \text{ кН}$. Диапазон рассмотренных значений поперечного угла наклона γ ограничивается паспортными данными экскаватора (от 0 до 7°)

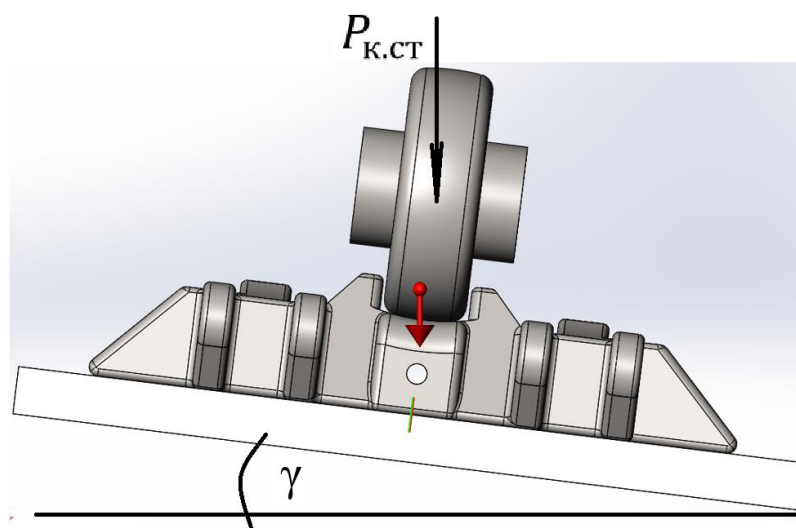


Рисунок 2.21. – Исследуемая в «SolidWorks». трехмерная модель гусеничного трака под поперечным углом рабочей поверхности

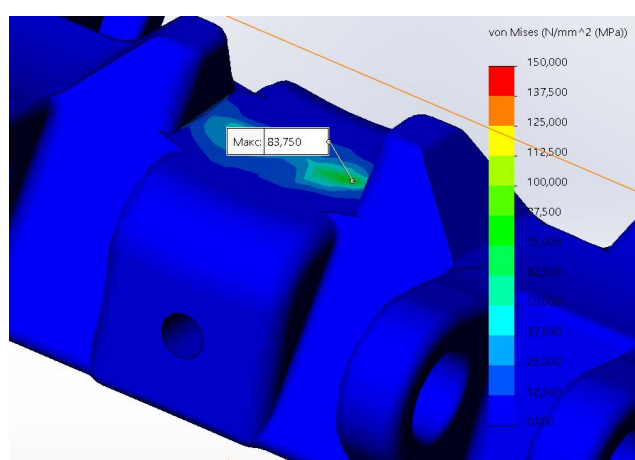
С использованием «SolidWorks simulation» определены эпюры распределения максимальных напряжений, и эпюры коэффициента запаса прочности гусеничного трака. На Рисунке. 2.22, а и б. показаны полученные эпюры при угле продольного наклона $\gamma = 3^\circ$. На них видно, что трак испытывает максимальные напряжения на беговой дорожке в зоне соприкосновения с опорным катком. Зона беговой дорожки трака с полученными максимальными напряжениями проходит не по центру беговой дорожке, а сдвинута в правую сторону за счет отклонения вертикального приложения силы опорного катка с центром беговой дорожке из-за нестандартного положения гусеничного трака, вызванного углом наклона рабочей поверхности. При этом изменяется только область максимального напряжения и минимального коэффициента запаса прочности

Полученные данные представленные в Таблица 2.11 позволили выявить зависимость максимальных значений напряжения (рисунок 2.23, а) и зависимость коэффициента запаса прочности (рисунок. 2.23, б). от угла поперечного наклона.

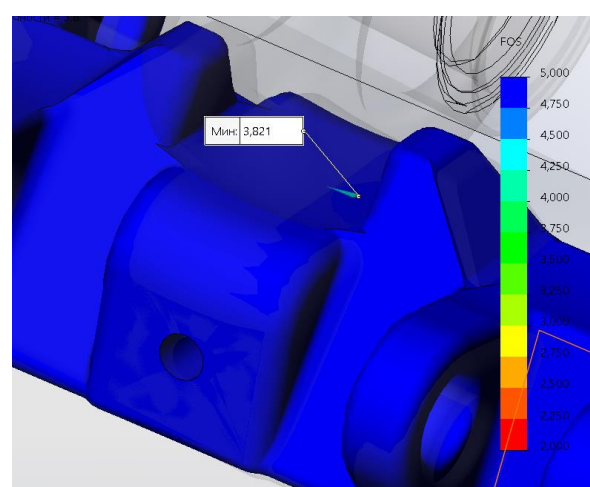
Таблица 2.11

Зависимость максимального напряжения и КЗП от угла наклона

Угол наклона, γ (град.)	Макс. напряжение, σ [МПа]	Коэффициент запаса прочности, k
0	77	4,1
1	81,3	3,9
3	83,7	3,8
5	80,2	4
7	81	3,95



а)



б)

Рисунок 2.22. – Эпюры распределения при угле наклона рабочей поверхности, равной 3°: а) максимального напряжения б) коэффициента запаса прочности

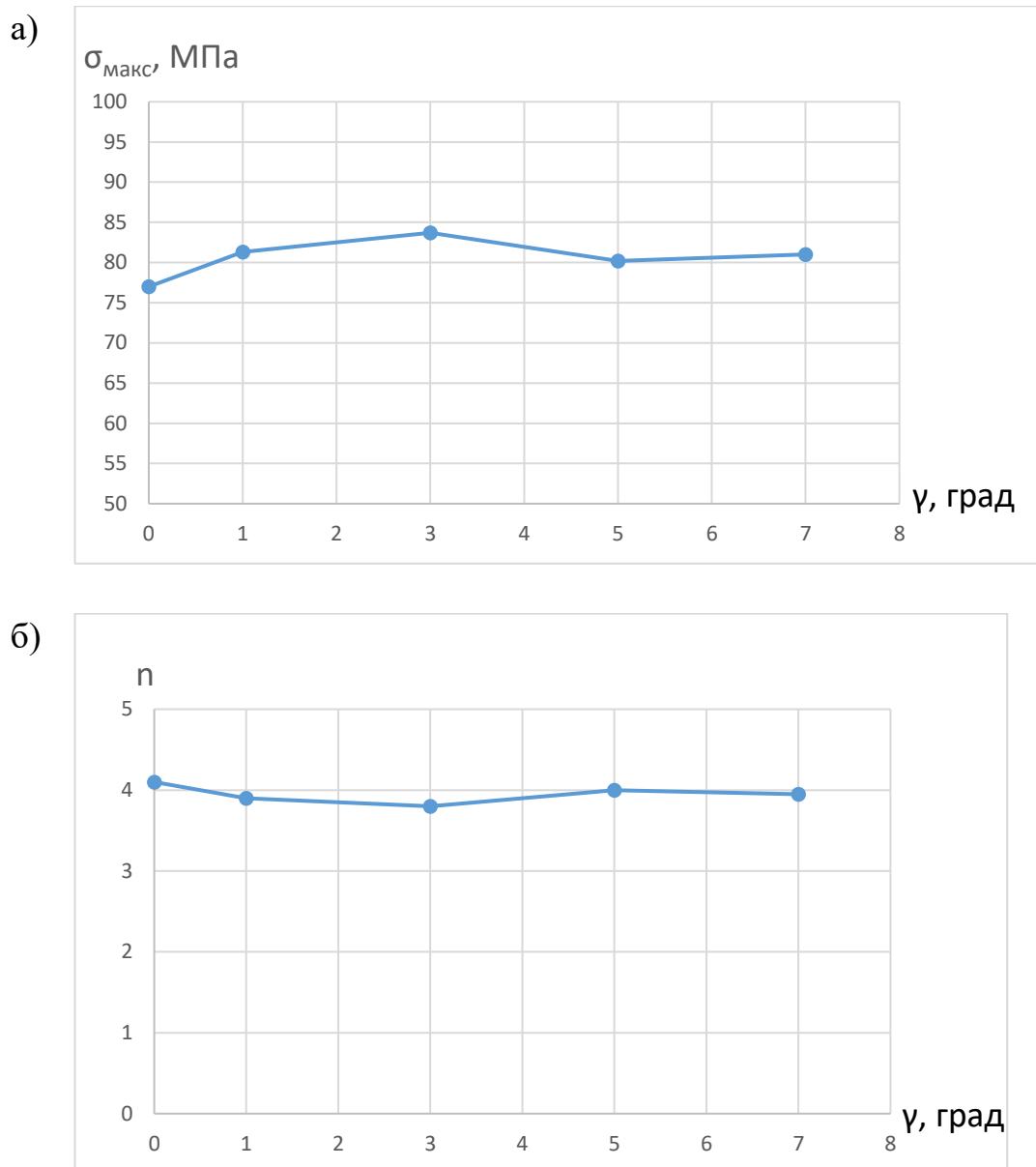


Рисунок 2.23. – График зависимости максимальных значений от угла поперечного наклона рабочей поверхности: а) напряжения б) коэффициента запаса прочности

При анализе полученных зависимостей можно отметить, что угол поперечного наклона рабочей поверхности до 7° не оказывает большое влияние на значения напряжения и коэффициента запаса прочности гусеничного трака.

2.4.2. Влияние поперечного угла наклона трака из-за куска породы под гусеницей на напряженное состояние гусеничного трака

Попадание под трак куска породы может вызывать эксплуатацию трака

под различным поперечным углом наклона в зависимости от размера, попавшего под него куска [59, 60].

Рассмотрим, как гусеничный трак ведет себя в этих условиях и определим их влияние на изменение напряженного состояния и коэффициент запаса прочности трака.

Для анализа напряженного состояния гусеничного трака при рассмотренных условиях используем разработанную компьютерную модель выбранного трака карьерного экскаватора Р&Н 4100-ХРС (Рисунок 2.24) с соответствующей схемой нагружения гусеницы. На беговой дорожке действует вертикальная статическая нагрузка, равная $P_{к.ст} = 850 \text{ кН}$; диапазон рассмотренных значений поперечного угла поворота трака ограничивается его размером и взаимодействием с опорным катком ($\alpha = 0\text{--}4,5^\circ$).

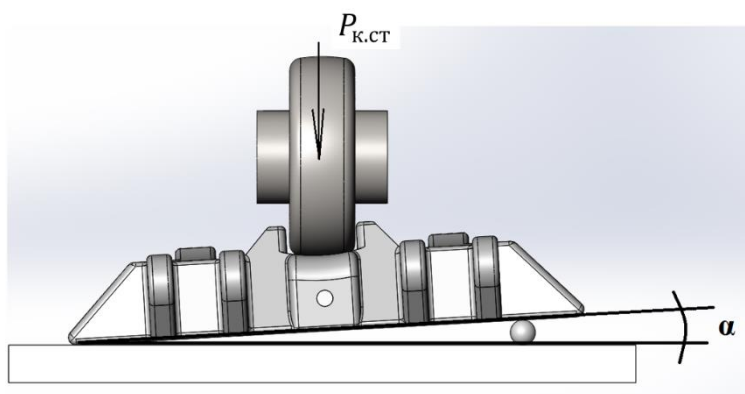


Рисунок 2.24. – Исследуемая трехмерная модель в «SolidWorks» выбранного участка гусеничного трака под поперечным углом

В результате выполнения анализа в «SolidWorks simulation» определены эпюры распределения максимальных напряжений в зависимости от значений углов поперечного наклона. Эпюры для угла $3,5^\circ$ представлены на рисунках 2.25.

Из эпюр напряжений видно, что максимальные значения для рассматриваемого трака находятся в зоне контакта куска породы и основания гусеничного трака, также наблюдаются большие напряжения в зоне контакта беговой дорожки и опорного катка. Получены эпюры распределения

коэффициента запаса прочности. При угле $\alpha = 3,5^\circ$ эпюра коэффициента запаса прочности показана на рисунке.2.25, б. Опираясь на полученные эпюры коэффициента запаса прочности можно отметить, что область трака, где есть минимальные значения, является область контакта трака с куском породы во всех рассмотренных случаях. Минимальное полученное значение ($k = 1,1$) наблюдается при максимальном угле поперечного наклона $\alpha = 4,5^\circ$.

Далее, составлена Таблица 2.12, на основе данных которой получены зависимости значений максимальных напряжений от угла поперечного наклона (рисунок. 2.26, а) и график зависимости значений коэффициента запаса прочности от угла поперечного наклона (рисунок. 2.26, б).

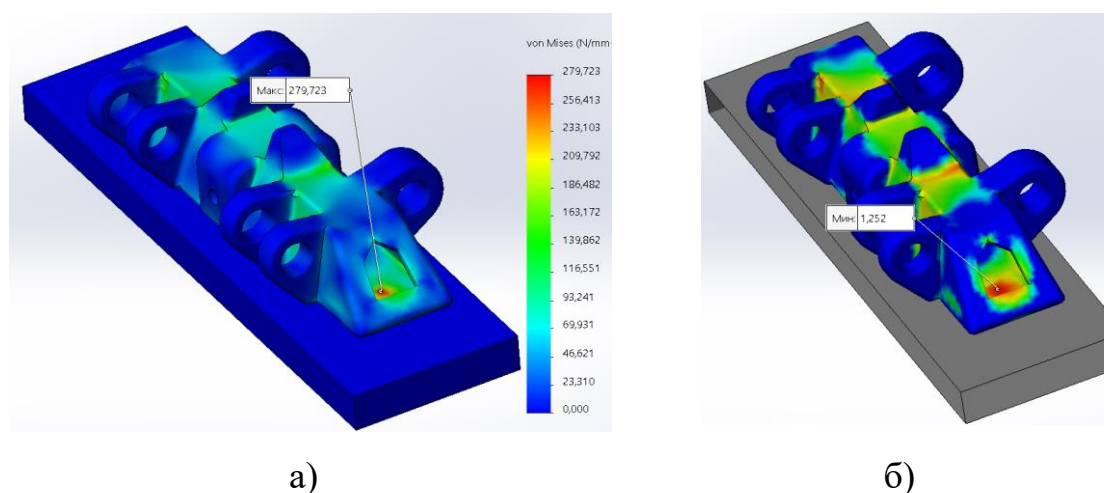


Рисунок. 2.25. – Эпюры распределения исследуемой трехмерной модели при угле поперечного наклона $3,5^\circ$: а) максимального напряжения и б) коэффициента запаса прочности.

Таблица 2.12.

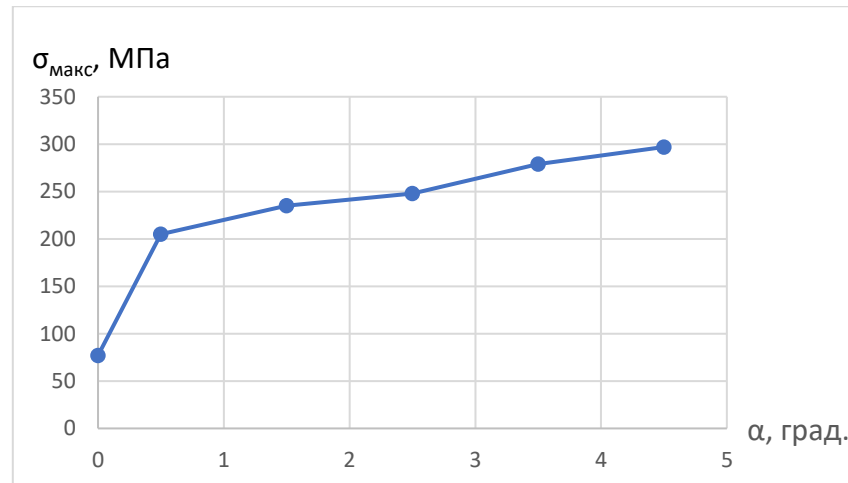
Зависимости максимальных напряжений и КЗП от угла поперечного наклона

Угол поперечного наклона	Максимальное напряжение	Коэффициент запаса прочности
α (град.)	σ [МПа]	k
1	2	3
0	77	4,1
0,5	205	1,65

1	2	3
1,50	235	1,44
2,50	248	1,37
3,50	279	1,25
4,50	293	1,1

Зависимость от угла поперечного наклона трака максимального напряжения и коэффициента запаса прочности представлена на Рисунке 2.24

а)



б)

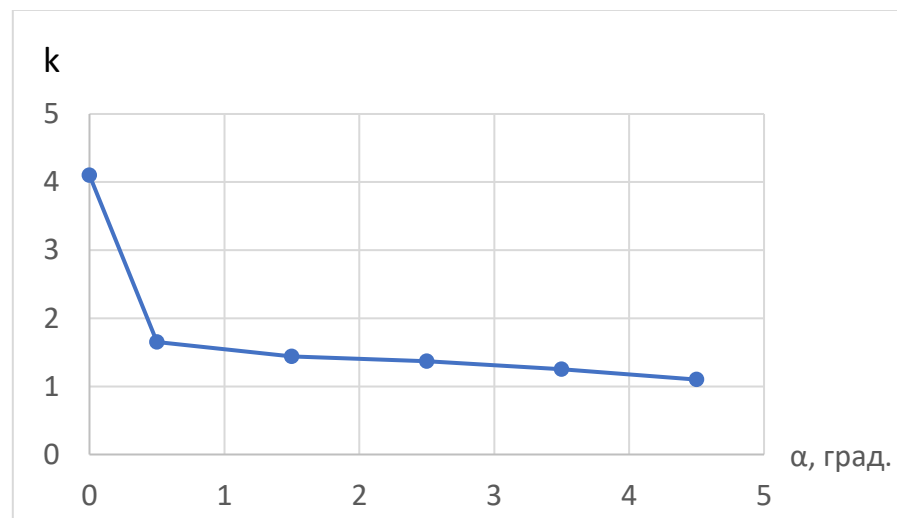


Рисунок 2.26. – Зависимость от угла поперечного наклона трака: а) максимального напряжения, б) коэффициента запаса прочности.

Из полученных зависимостей наглядно видно, что попадание куска породы под трак и эксплуатация трака под некоторым поперечным углом наклона оказывают значительное влияние на напряженное состояние и значения коэффициента запаса прочности трака, так как при отсутствии под траком куска породы (при угле $\alpha = 0^\circ$) и при попадании под трак куска породы,

поворачивающего трак лишь на угол $\alpha = 0,5^\circ$, коэффициент запаса прочности трака уменьшается с 4 до 1,65. При максимальном угле наклона, равном $\alpha=4,5^\circ$, коэффициент запаса прочности уменьшается до значения 1,1 в зоне контакта основания трака и куса породы. Исходя из этого, можно принимать конструктивные решения для предотвращения высокой нагрузки на трака при рассмотренных условиях.

2.4.3. Изменение толщины основания гусеничного трака как способ предотвращения влияния поперечного угла наклона на его коэффициент запаса прочности

При анализе распределения максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности гусеничного трака карьерного экскаватора Р&Н 4100-ХРС, находящегося под поперечным углом наклона (2.3.1) и (2.3.2), установлено, что угол поперечного наклона ($\alpha=4,5^\circ$), вызванного попаданием под трак куска породы, обуславливает нагруженное состояние гусеничного трака, минимальный коэффициент запаса прочности которого составляет менее 1,1. При этом, максимальные полученные значения напряжения находились в зоне соприкосновения трака с куском породы – под основанием трака.

На основе этого, рассмотрим изменения толщины основания гусеничного трака как способ предотвращения нагруженного состояния влияющего на коэффициент запаса прочности.

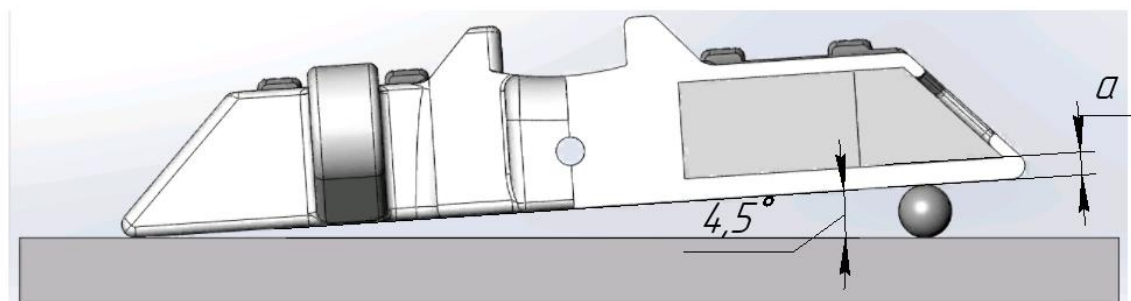


Рисунок 2.27. – Трак с толщиной основания «а» при поперечном угле наклона $4,5^\circ$.

По имеющейся компьютерной модели (рисунок. 2.24) при угле $\alpha=4,5^\circ$, и

при изменении толщины основания гусеничного трака, $a = 30, 40, 50, 60$ мм и 70 мм. (рисунок. 2.27) выполним расчет и определение эпюр максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности и фиксируем их значения в Таблице 2.4.

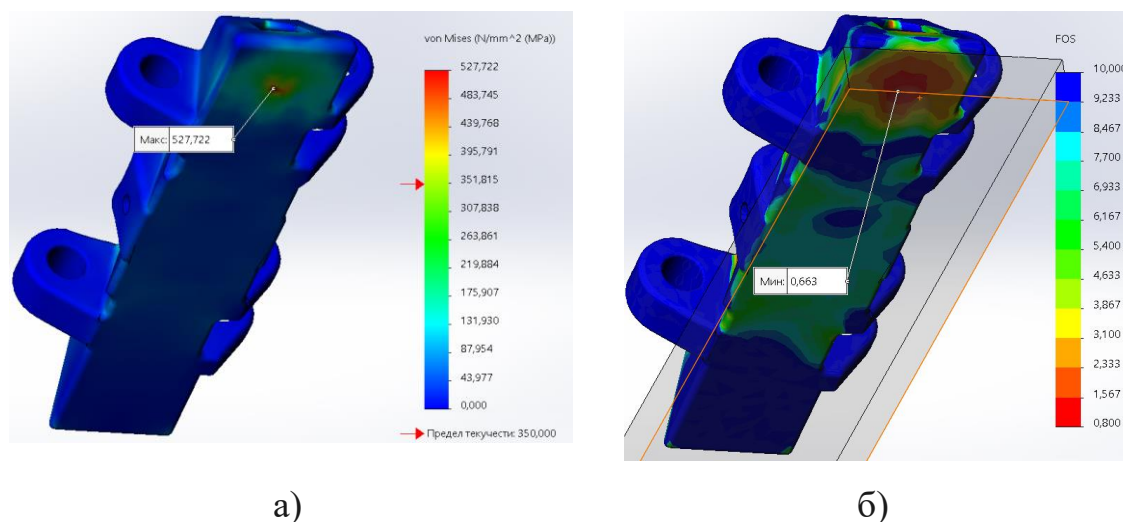


Рисунок 2.28. – Эпюры распределения: а) максимальных напряжения и б) коэффициента запаса прочности гусеничного трака при толщине основания ($a = 30$ мм).

В результате выполнения анализа в «SolidWorks simulation» определены эпюры распределения максимальных напряжений в зависимости от толщины основания гусеничного трака. На Рисунке. 2.28.а представлена эпюра напряжений при толщине, $a = 30$ мм. Полученные эпюры максимальных напряжений показывают, что максимальные значения по всей конструкции находится в зоне контакта куска породы и основания гусеничного трака, при минимальном значении толщины основания гусеничного трака $a = 30$ мм, наблюдаются максимальные возможные значения статического напряжения, равное 527 МПа, а при толщине основания $a = 60$ мм, конструкция испытывает напряжение, равное 240 МПа, что не критично для конструкции при заданных условиях и на 54% меньше чем при $a = 30$ мм. Также определены эпюры распределения коэффициента запаса прочности. На Рисунке. 2.28 б представлена эпюра коэффициента запаса прочности при толщине $a = 30$ мм. Полученные эпюры коэффициента запаса прочности при толщинах основания

трака, находящихся в пределах от 30 мм до 40 мм, показывают, что гусеничные траки с такими значениями толщины основания являются непригодными для эксплуатации ($k = 0,66$ и $k = 0,89$).

Наилучший результат получен при толщине основания гусеничного трака равной 60мм обеспечивая коэффициент запаса прочности 1,45; при этом увеличивая лишь на 0,18% массу всего экскаватора, что не оказывает сильное влияние на энергозатраты.

Таблица 2.13.

Зависимость значений максимальных напряжений от толщины основания трака

Толщина основания трака а, мм.	Максимальное напряжение σ [МПа]	Коэффициент запаса прочности k	Изменение КЗП	Масса трака, кг	Изменение массы трака %
30	527	0,66	-58	1175	- 4.9
40	389	0,89	-23	1205	-2.4
50	303	1,15	0	1235	0
60	240	1,45	+26	1265	+ 2,4
70	215	1,6	+39	1296	+ 4,9

По данным, представленным в Таблице 2.13 построена зависимость значений максимальных напряжений от толщины основания трака (Рисунок.2.29, а) и коэффициента запаса прочности от толщины основания трака (Рисунок.2.29, б)

По полученным зависимостям можно заметить, что значения напряжения при увеличении толщины основания трака уменьшается по криволинейной зависимости, и коэффициент запаса прочности увеличивается также по криволинейной зависимости. Кроме того, наглядно видно из значений, представленных в таблице, и графических зависимостей, что наиболее рациональное значение толщины основания трака составляет 60 мм, при этом

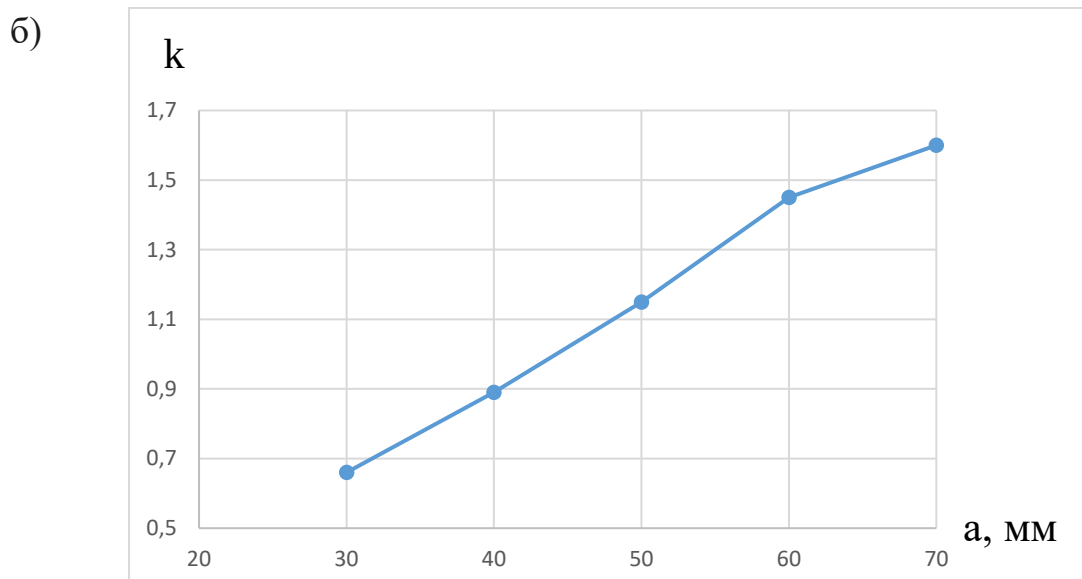
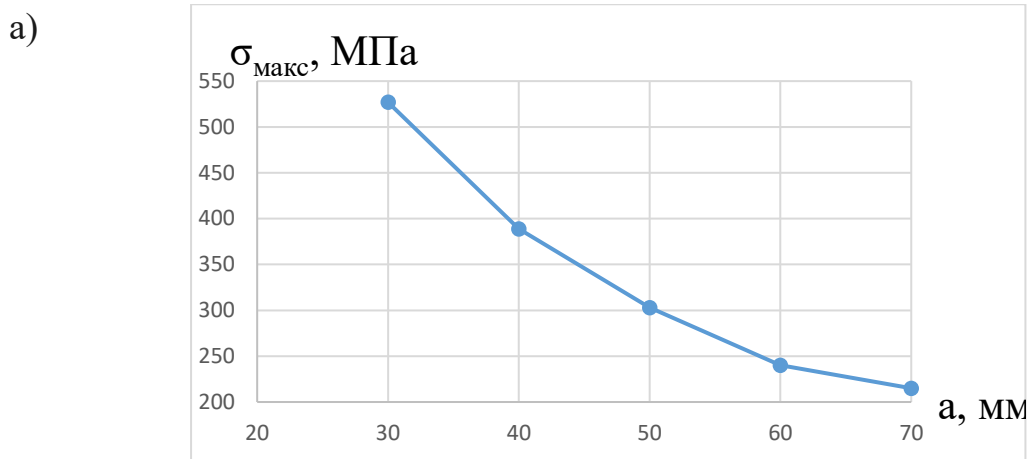


Рисунок 2.29. – Зависимость от толщины основания трака, а) максимального напряжения, б) коэффициента запаса прочности

запас прочности относительно базового исполнения увеличивается на 26% и принимает значение, равное $n = 1,45$, при увеличении массы трака лишь на 2,4%. Дальнейшее увеличение толщины основания трака приводит к существенному увеличению массы трака при незначительном увеличении значения коэффициента запаса прочности.

2.5. Влияние прочности породы на коэффициент запаса прочности гусеничного трака

При стандартной схеме нагружения (Рисунок 2.4) рассматривается воздействие грунта по основанию гусеничного трака как равномерно

распределенная нагрузка, равная статической нагрузке опорного катка, но при этом не учитываются прочностные характеристики породы рабочей поверхности и какое влияние они могут иметь для значения коэффициента запаса прочности гусеничного трака.

На примере карьерного экскаватора P&H 4100-XPC с использованием моделирования в программе «SolidWorks» исследовалось влияние прочности породы и наличие кусков под гусеницами на значение коэффициента запаса прочности.

Для этого была выполнена трехмерная модель в «SolidWorks» (Рисунок 2.30) участка, состоящего из трех гусеничных траков и одного опорного катка, находящихся на ровных поверхностях с различными прочностными характеристиками, соответствующими значениям коэффициента крепости $f = 4 \div 20$.

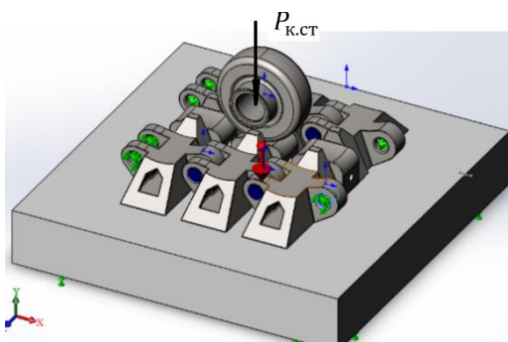


Рисунок. 2.30. – Трехмерная модель опорной ветви «SolidWorks».

В данной трехмерной модели опорной ветви на беговую дорожку трака действует статическая нагрузка, равная 850кН, которая передается от опорного катка. В результате выполнения статического анализа в «SolidWorks simulation» получены эпюры распределения коэффициента запаса прочности трака. На Рисунке. 2.31 представлена эпюра для породы с $f = 20$

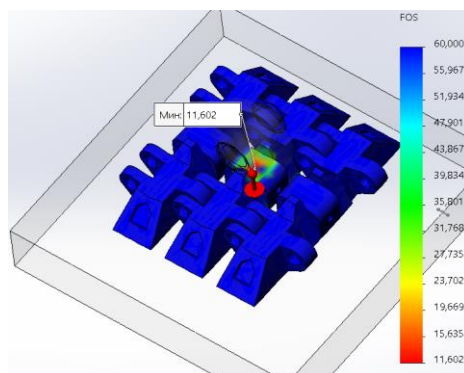


Рисунок. 2.31 – Эпюра исследуемой трехмерной модели при значении коэффициента крепости $f = 20$

Результаты расчетов представлены на рисунке. 2.32.

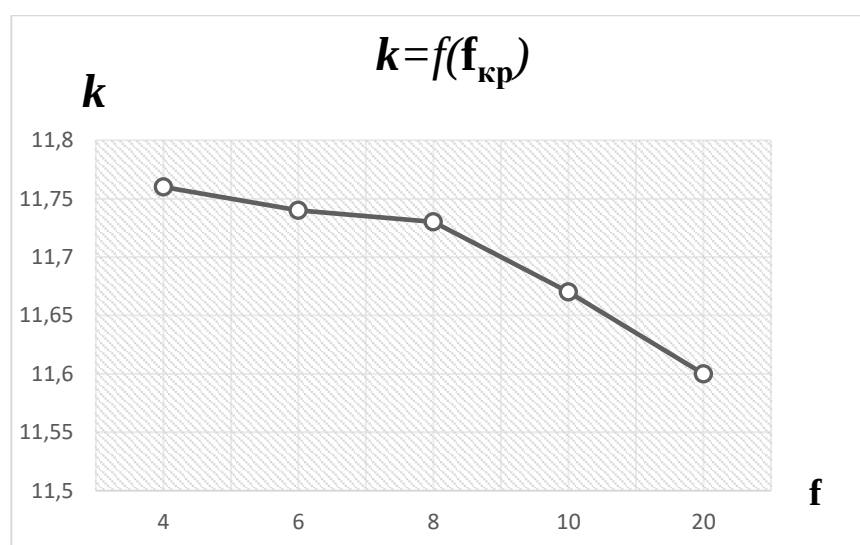


Рисунок. 2.32. – Зависимость значения коэффициента запаса прочности трака от коэффициента прочности породы

На графике наглядно видно незначительное уменьшение запаса прочности трака при увеличении прочности породы, от 11,8 до 11,5, т.е. на 2,5%. Из этого можно сделать вывод, что значение прочности породы равной поверхности под гусеничным траком фактически не оказывает влияние на его надежность.

2.6. Влияние наличия под гусеницей кусков породы на коэффициент запаса прочности гусеничного трака

В условиях карьера часто ведется эксплуатация карьерного экскаватора на рабочей площадке, в которой присутствуют множества остатков не взорванной горной массы в виде кусков породы различных размеров [61- 64].

При ведении производственных работ экскаватора не редко отмечается опирания гусеницы на поверхности с наличием кусков породы. Наряду с этим, траки, которые находятся над ними подвергаются сложному воздействию нагрузок, вызывающих высокие напряжения в конструкциях и оказывающих прямое влияние на коэффициент запаса прочности [65].

Проанализируем влияние кусков породы под гусеницами на значение коэффициента запаса прочности.

Для этой цели выполнена трехмерная модель в «SolidWorks» (Рисунок 2.33) участка, состоящего из трех гусеничных траков и одного опорного катка, находящихся: а) на поверхности с одним куском породы, контактирующим со средним траком и б) на поверхности с двумя кусками породы, контактирующим со средним траком по левой и правой сторонам его нижней части. На беговую дорожку среднего трака действует статическая нагрузка, равная 850кН, которая передается от опорного катка. Для расчетов использовалось значение коэффициента крепости породы $f = 10$

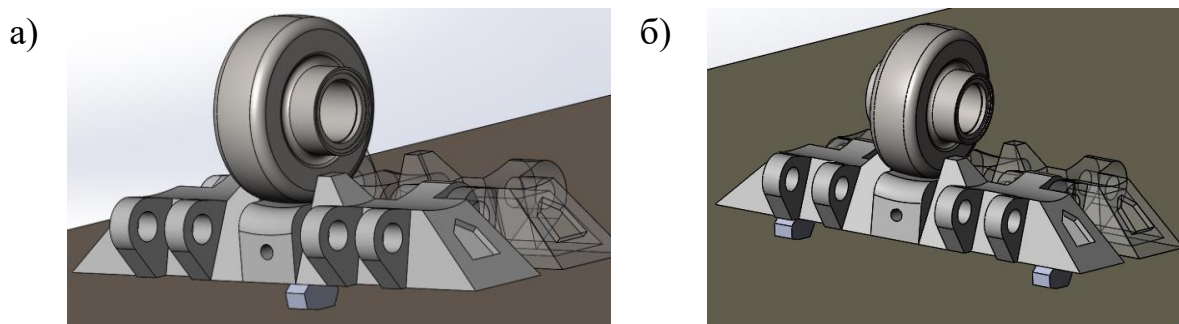


Рисунок. 2.33. – Трехмерные модели в «SolidWorks» с кусками породы под гусеницей.

В результате выполнения анализа в «SolidWorks simulation» определены эпюры коэффициента запаса прочности нагруженной модели: на ровной поверхности (Рисунок 2.34 а), поверхности с одним куском породы (Рисунок 2.34, б) и поверхности с двумя кусками породы (Рисунок 2.34, в).

Полученные эпюры распределения коэффициента запаса прочности по конструкции исследуемой модели показывают, что минимальный коэффициент запаса прочности для первого случая равен 15, а для второго и третьего – 7,3 и 7,4 соответственно.

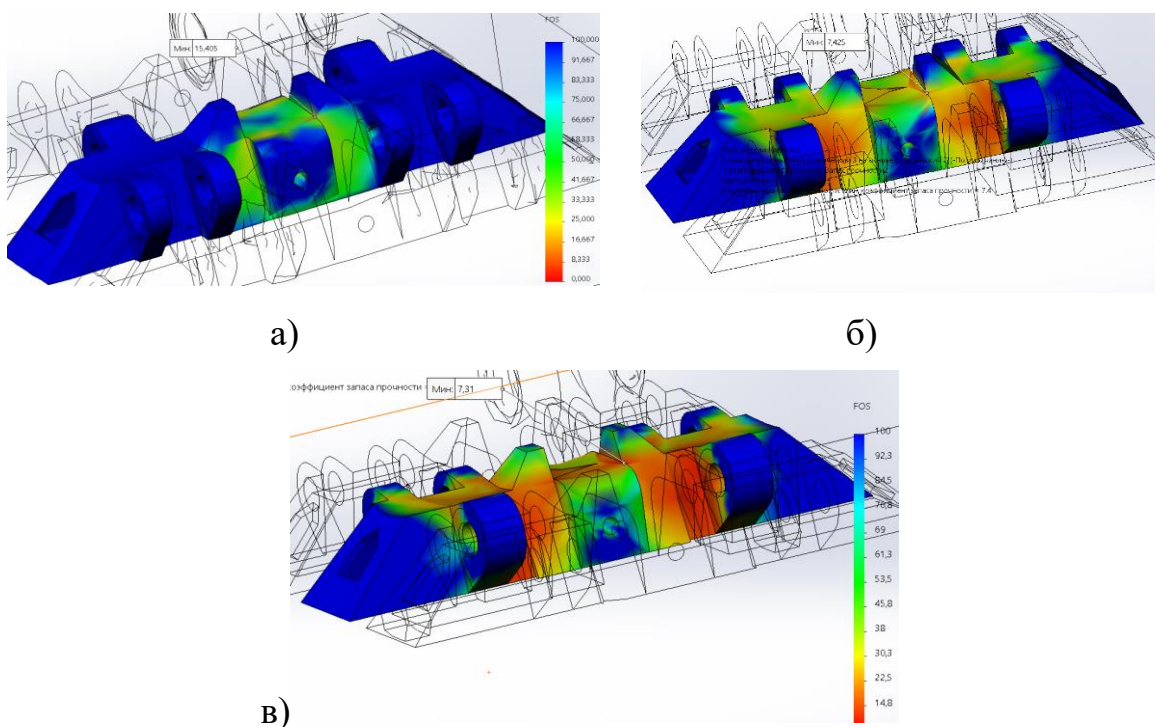


Рисунок. 2.34. – Эпюры распределения коэффициента запаса прочности по конструкции исследуемой трехмерной модели, находящейся на:

- а) ровной поверхности; б) поверхности с одним куском породы; в) поверхности с двумя кусками породы.

Исходя из полученных эпюр видно, что исследуемая модель, находящейся на поверхности с одним и с двумя кусками являются наиболее нагруженными, высокие напряжения распределяются по всей конструкции трака, большинство из которых сосредоточены в центральной части, и минимальный коэффициент запаса прочности уменьшается примерно в 2–2,5 раза. Таким образом, данные условия эксплуатации оказывают значительное влияние на надежность гусеничного трака и их необходимо учитывать при обосновании основных параметров трака карьерных экскаваторов. Для этого предлагается показатель «уменьшение коэффициента запаса прочности» в зависимости от состояния трака и условий эксплуатации, определяемый отношением фактического значения коэффициента запаса прочности, исходя из условий нагружения и технического состояния рассматриваемого трака, к расчетному значению КЗП исправного трака, находящегося на ровной поверхности.

2.7. Выводы по главе

1. На примере эксплуатации 3 экскаваторов САТ 7495 в карьере «МИРАДОР» установлен нормальный закон распределения наработок до отказов трака со средней величиной 13 недель и коэффициентом вариации 0.37.

2. Выявлена неравномерность нагрузки на траке и установлено, что наиболее нагруженная область трака находится в середине гусеничного движителя.

3. Установлено, что с увеличением угла наклона максимальные напряжения увеличиваются прямо пропорционально, значения коэффициента запаса прочности уменьшается, при достижении 20 градусов изменяются в 4,5–5 раз по сравнению с горизонтальным положением экскаватора.

4. При изменении продольного угла наклона рабочей поверхности трака значение максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности изменяются незначительно.

5. При изменении продольного угла наклона гусеницы при попадании под него куса породы практически не влияет на надёжность трака.

6. При поперечном угле наклона $4,5^\circ$, возникающем из-за попадания куса породы под гусеницу, в отдельных местах трака коэффициент запаса прочности достигает значения $n = 1,1$, что приводит к высокой вероятности его отказа.

7. Предложено увеличение толщины основания трака с 50 до 60 мм, что позволяет повысить КЗП на 26% – до значения $n = 1,45$.

8. Прочность породы на ровной поверхности фактически не оказывает влияние на коэффициент запаса прочности гусеничного трака.

9. Наличие кусков породы под гусеницей уменьшает значение коэффициента запаса прочности в 2–2.5 раза.

10. Предложен показатель «уменьшение коэффициента запаса прочности» в зависимости от состояния трака и условий эксплуатации, определяемый отношением фактического значения КЗП, исходя из условий нагружения и технического состояния рассматриваемого трака, к расчетному значению КЗП исправного трака, находящегося на ровной поверхности.

ГЛАВА 3. ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НАЛИЧИЯ ТРЕЩИН НА НАДЕЖНОСТЬ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКОВ

3.1. Влияние трещины поперечного направления беговой дорожки на напряженное состояние и коэффициента запаса прочности гусеничного трака

3.1.1. Влияние трещины на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

Проанализировано влияние различных эксплуатационных условий на напряженное состояние и запас прочности гусеничного трака такие как, угол уклона, угол наклона, наличие кусков породы под траком. Результатом данных исследований стало установление влияния вышеуказанных условий эксплуатации, способных уменьшать коэффициент запаса прочности конструкции трака до 5 раз.

В работе [56] исследовалось влияние натяжения на усталостную долговечность, в работах [57, 58] проанализированы причины отказов траков роторного экскаватора при его перегоне [59, 61, 62], основными причинами названы микро и макротрещины [63, 64, 65], отклонения свойств материала траков от заявляемых [66, 67] - т.е. дефекты их производства, в [61, 66, 67] причиной отказов названо хрупкое разрушение, также вызванное дефектами производства.

В работе [60] исследовалась причина поломки проушины трака, причиной стало распространение первоначальной трещины снаружи проушины, инициированной дефектами, образовавшимися в процессе изготовления трака. Трещина распространилась в процессе эксплуатации под действием рабочих нагрузок на трак до возникновения его поломки [68].

Таким образом, наличие микро- и макротрещины в конструкции гусеничных траков карьерных экскаваторов являются очень даже распространённой проблемой, которая выявляется уже в процессе эксплуатации [69, 70, 71]. Тяжелые условия эксплуатации карьерных

экскаваторов усиливают их отрицательный эффект на производительность из-за необходимости обеспечения ремонта деталей [72, 73, 74].

Определение напряженного состояния и коэффициента запаса прочности гусеничного трака, при наличии трещин в её самых уязвимых элементах и в зависимости от различных условий эксплуатации позволит определить вид трещин, оказывающих влияние на работоспособность гусеничного трака.

Теоретические максимальные напряжения в зоне контакта трака и опорного катка можно определить по формуле Герца-Беляева определения контактных напряжений цилиндрических поверхностей:

$$\sigma_T = 0,798 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot \frac{R_2 - R_1}{2 \cdot R_2 \cdot R_1}}{2 \cdot \frac{1 - \mu^2}{E}}}, \text{ МПа} \quad (3.1)$$

где P – нагрузка, приложенная по беговой дорожке; R_2 – радиус катка, $R_1 = 0,4\text{м}$; R_1 – радиус поверхности беговой дорожки, $R_1 = 0,66\text{м}$; E – модуль упругости, для стали $E=190000 \text{ МПа}$; μ – коэффициент Пуассона, для стали $\mu = 0,26$.

Таким образом теоретическое максимальное значение напряжение в зоне контакта опорного катка и беговой дорожки гусеничного трака в зависимости от приложенной нагрузки $\sigma_T = f(P)$ имеет следующий вид:

$$\sigma_T = 0,167 \cdot \sqrt{P} \text{ МПа}, \quad (3.2)$$

При наличии трещины в зоне контакта опорного катка и беговой дорожки определение значения максимальных напряжений по формуле (3.2) не покажет каким образом наличие трещины влияет на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака [75, 76, 77].

Рассмотрим с помощью компьютерной модели гусеничного трака экскаватора P&H-4100XPC (Рисунок 3.1) в программе автоматизированного моделирования «SolidWorks» каким образом влияют трещины с различными характеристиками на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничных траков

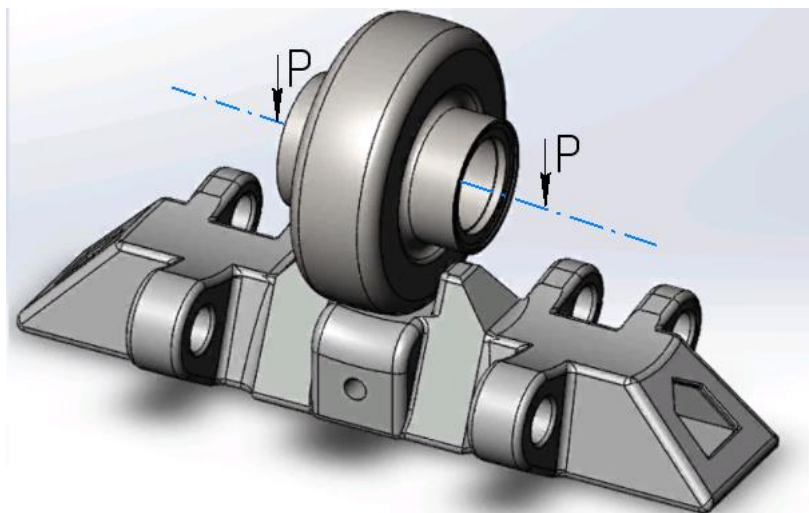


Рисунок. 3.1. – Исследуемая модель выбранного участка гусеничного хода в «SolidWorks».

Для этого в исследуемой модели (Рисунок 3.1) имеется трак, расположенный на горизонтальной ровной площадке, который контактирует с опорным катком по поверхности беговой дорожки, опорный каток передает траку нагрузку P . В зоне контакта опорного катка и беговой дорожки размещена трещина поперечного направления длиной « $l = 50\text{мм}$ », шириной « $b = 2\text{мм}$ » и глубиной « $h = 15\text{мм}$ » (Рисунок. 3.2).

Расчетом напряжений и коэффициента запаса прочности в приложения «SolidWorks simulation» получены представленные на Рисунке 3.3: а) эпюра максимальных напряжений и Рисунок. 3.3 в) эпюра КЗП без трещины и рисунок 3.3, б) эпюра максимальных напряжений и рисунок. 3.3, г) эпюра КЗП с трещиной.

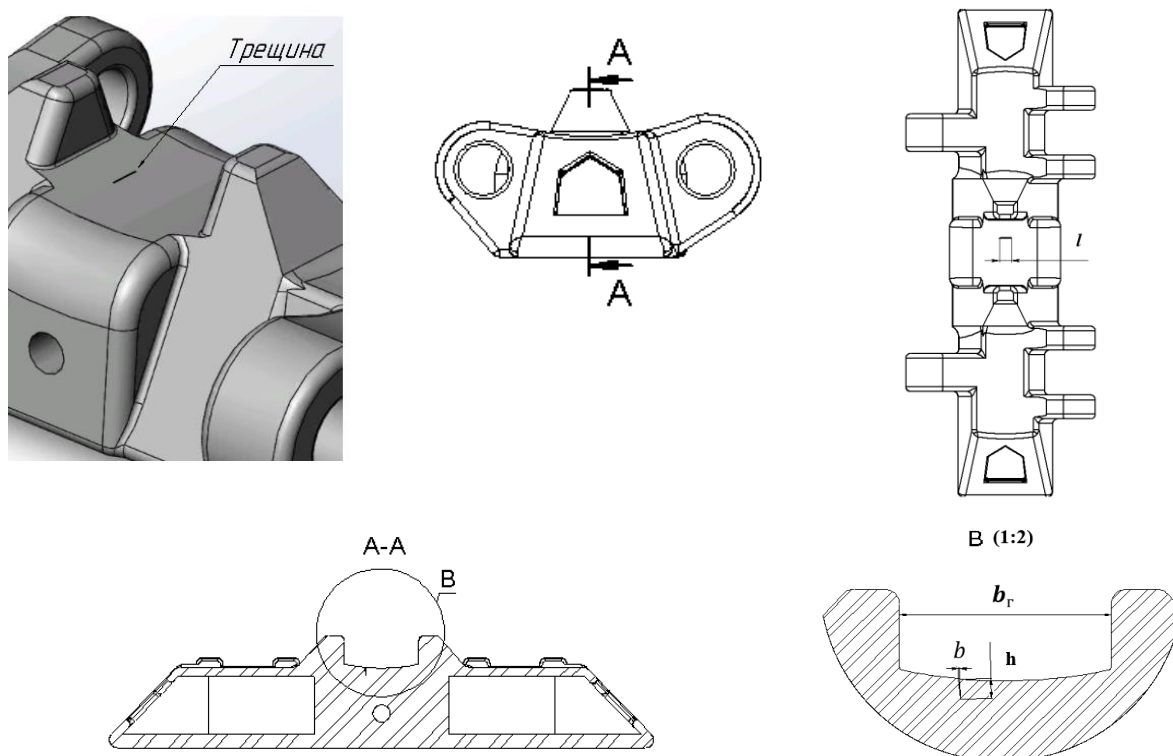


Рисунок. 3.2. – Гусеничный трак с трещиной поперечного направления беговой дорожки.

Численные значения представлены в Таблице 3.1, а зависимости на Рисунке. 3.4.

Таблица 3.1

Результаты исследования напряженного состояния без трещины и с трещиной длиной « $l = 50 \text{ мм}$ », шириной « $b = 2 \text{ мм}$ » и глубиной « $h = 15 \text{ мм}$ »

Нагрузка	Без трещины		С трещиной	
	Макс. напряжение,	Коэффициент запаса прочности,	Макс. напряжение,	Коэффициент запаса прочности,
$P, (\text{кН})$	$\sigma_{\text{max}}, \text{МПа}$	k	$\sigma_{\text{max}}, \text{МПа}$	k
450	58	5,5	94	3,4
1650	204,7	1,5	339,8	0,9
250	361,6	0,8	585,6	0,5
4050	513,4	0,6	831,4	0,3
5250	665,2	0,4	1077	0,29
6450	817	0,3	1323	0,24

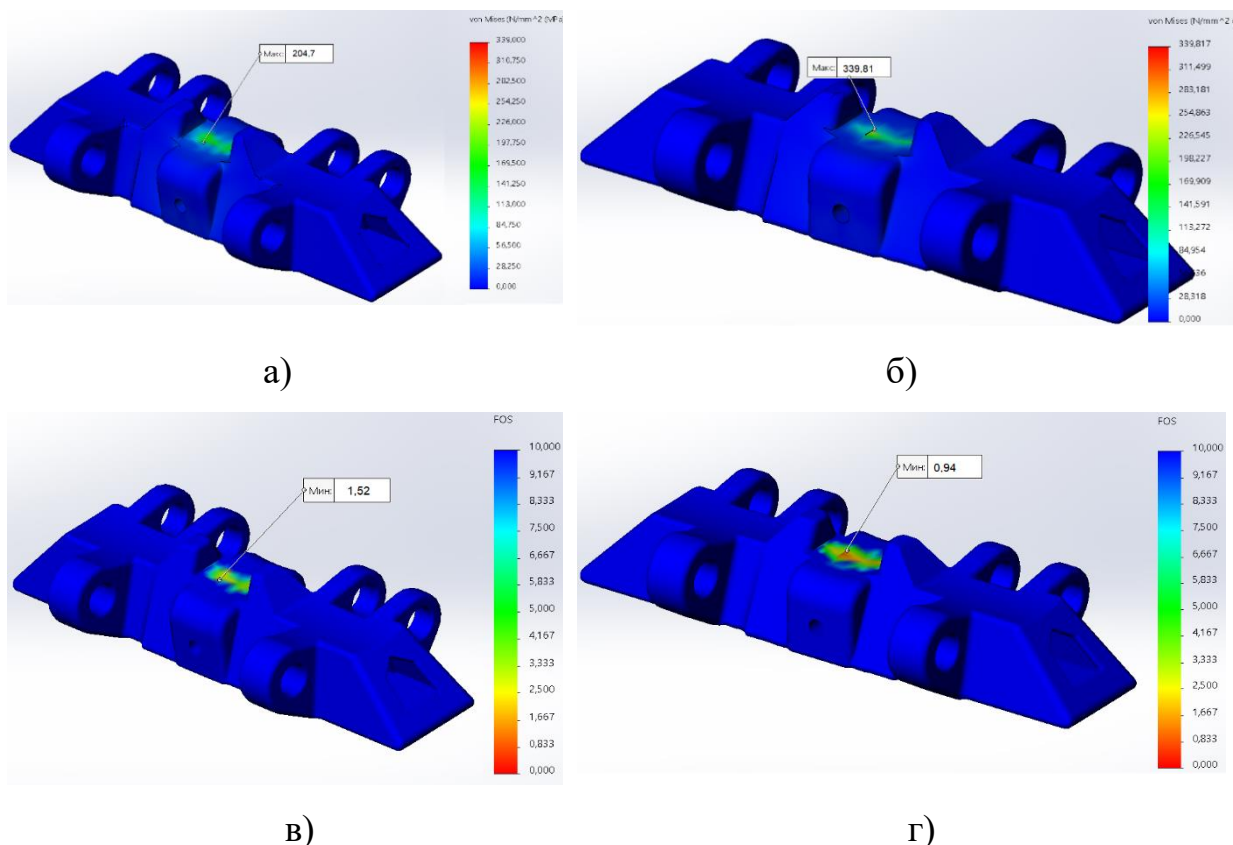
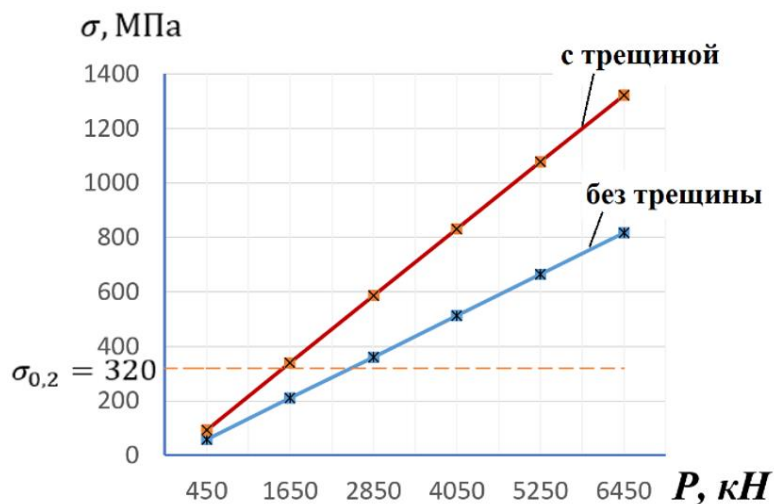


Рисунок. 3.3. – Результаты расчета компьютерной модели гусеничного трака в SW simulation: эпюра максимальных напряжений (а), эпюра КЗП без трещины (в), эпюра максимальных напряжений(б), эпюра КЗП с трещиной (г).

На Рисунке.3.4а прослеживается линейная зависимость значений максимальных напряжений от приложенной нагрузки со стороны опорного катка как с трещиной, так и без трещины, отличие между этими зависимостями являет их наклон. Прямая, показывающая возникшие напряжения в зоне контакта беговой дорожки и опорного катка при наличии трещины имеет наклон, при котором достигаются предельные значения напряжений материала трака раньше, чем, при отсутствии трещины.

Таким образом, можно отметить, что трак с трещиной может выдержать напряжения, соответствующие КЗП=1 находясь под действием нагрузок до 1650кН, в то время когда трак без трещины способен выдержать нагрузки до 2850кН при достижении такого же напряженного состояния.

а)



б)

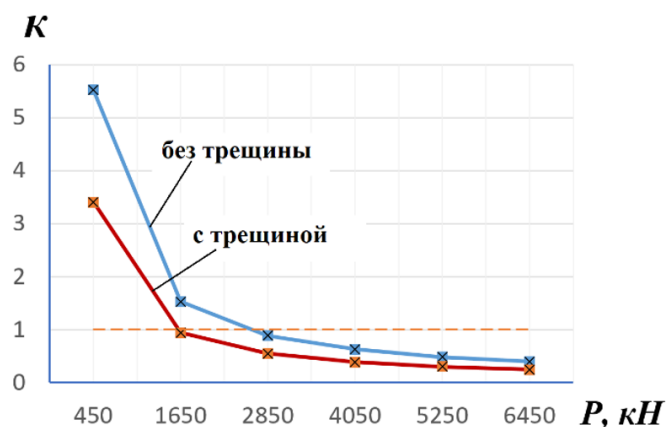


Рисунок. 3.4. – Зависимости от приложенной нагрузки на беговую дорожку гусеничного трака: максимальных напряжений (а), коэффициента запаса прочности (б)

3.1.2. Влияние глубины поперечной трещины на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

Трещины в результате множество факторов могут присутствовать в конструкции гусеничных траков и иметь, при этом, различные характеристики (размеры и расположение) [78 - 81].

Рассмотрим влияние трещины поперечного направления беговой дорожки на напряженное состояние и КЗП гусеничного трака в зависимости от её глубины. Для этого в исследуемой модели (Рисунок 3.1) задана трещина длиной « $l = 50\text{мм}$ », шириной « $b=2\text{мм}$ », с изменяющейся глубиной « h ». На поверхность беговой дорожки действует приложенная нагрузка $P = 850\text{кН}$ со

стороны опорного катка.

После определения напряжённого состояния и КЗП гусеничного трака в «SolidWorks simulation» в зависимости от глубины, заданной на беговой дорожке трещины получена эпюра максимальных напряжений и КЗП. На основе этого установлены зависимости значений максимальных напряжений (Рисунок 3.5, а) и КЗП (Рисунок 3.5, б) гусеничного трака от глубины трещины.

Таблица 3.2.

Максимальное напряжение гусеничного трака в зависимости от глубины трещины « h » при длине « $l = 50\text{мм}$ », ширине « $b=2\text{мм}$ » и приложенной нагрузке на беговой дорожке, равной 900кН

Глубина трещины	Макс. напряжение,	Коэффициент запаса прочности,
$h, \text{мм}$	$\sigma_{\text{max}}, \text{МПа}$	k
15	184	1,73
30	178,3	1,79
45	132,74	2,41
60	137,05	2,3
75	127,5	2,5

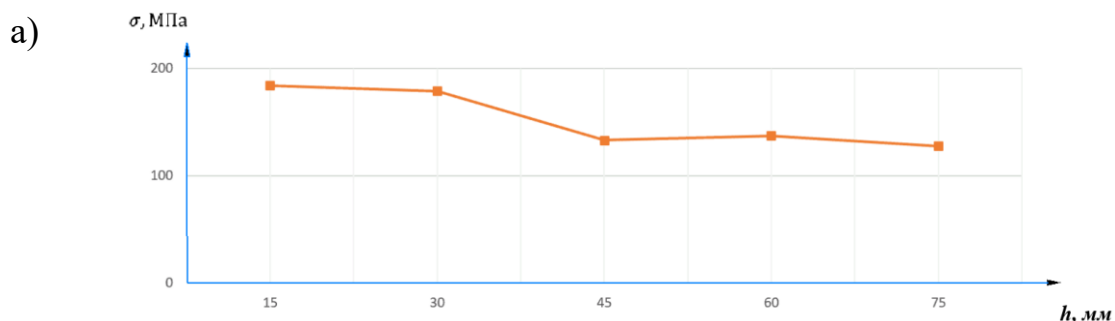


Рисунок. 3.5 а – Зависимость максимальных напряжений от глубины трещины на беговой дорожке гусеничного трака

б)

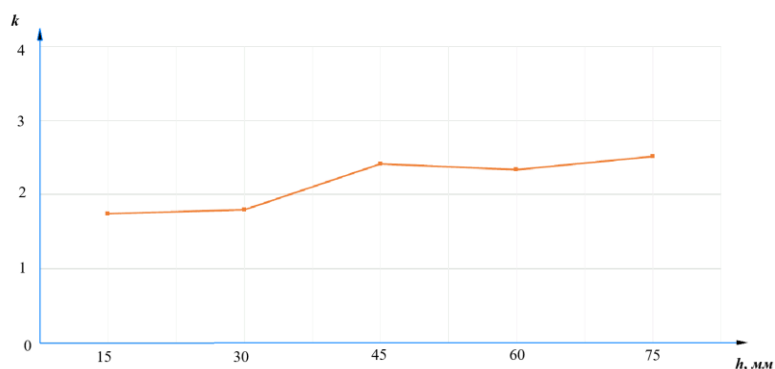


Рисунок 3.5 б – Зависимость коэффициента запаса прочности от глубины трещины на беговой дорожке гусеничного трака

Из Рисунка 3.5, а и б, можно сделать вывод, что при увеличении глубины трещины уменьшается значение максимальных напряжений.

3.1.3. Влияние длины поперечной трещины на напряженное состояние и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

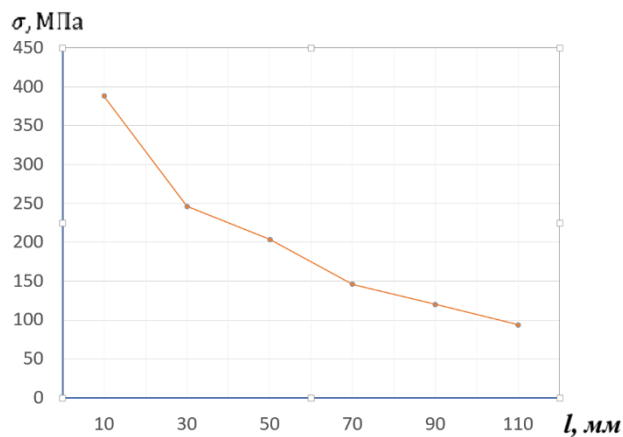
В результате компьютерного моделирования влияния длины поперечной трещины на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака получены результаты, представленные в Таблице 3.3 и Рисунке 3.6

Таблица 3.6

Максимально напряжение и значение КЗП гусеничного трака в зависимости от длины трещины « l » при глубине « $h = 15\text{мм}$ », ширине « $b=2\text{мм}$ » и приложенной нагрузке на беговой дорожке, равной 900кН

Длина трещины	Макс. напряжение,	Коэффициент запаса прочности,
l , мм	$\sigma_{\max}$, МПа	k
10	388	0,82
30	242,2	1,3
50	203,6	1,57
70	145,7	2,19
90	120,9	2,66
110	93,7	3,41

а)



б)

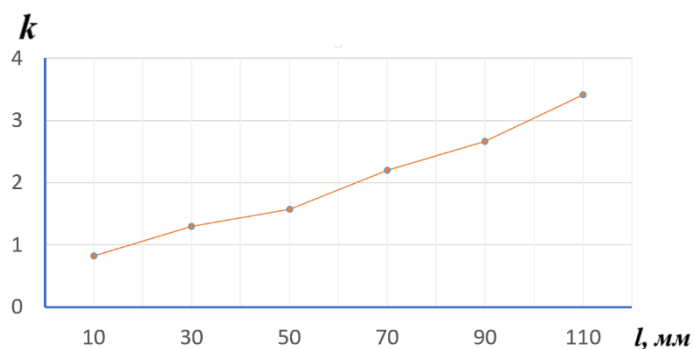


Рисунок. 3.6. – Зависимости: а) напряжений; б) коэффициента запаса прочности от длины трещины.

3.1.4. Влияние количества поперечных трещин беговой дорожки на максимальное напряженное и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

В результате компьютерного моделирования влияния количества поперечных трещин беговой дорожки на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака получены результаты, представленные на Рисунках 3.7–3.10

Гусеничный трак с поперечными трещинами беговой дорожки представлен на Рисунке 3.7.

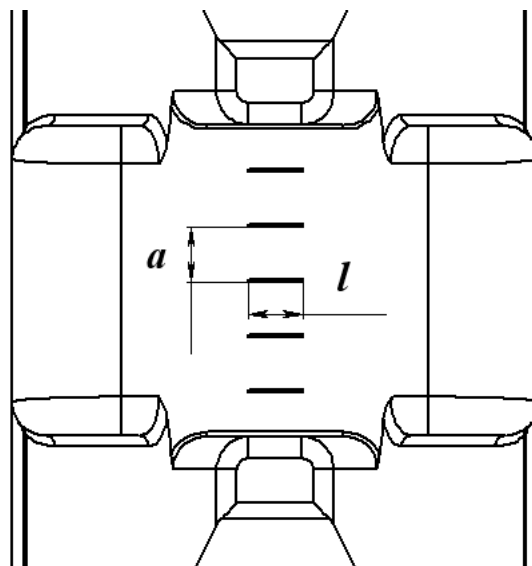
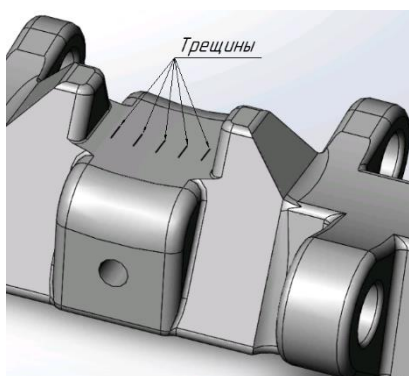
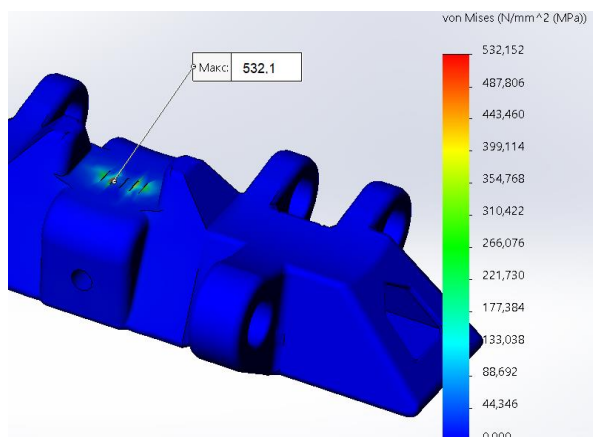
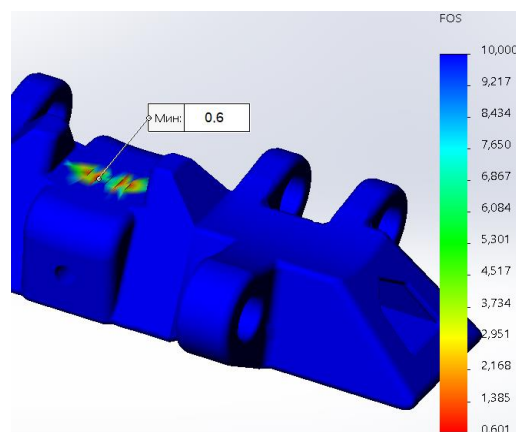


Рисунок. 3.7. – Гусеничный трак с поперечными трещинами беговой дорожки

На Рисунке 3.8. – представлены эпюры максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности с 5-тью трещинами беговой дорожки



а)



б)

Рисунок. 3.8. – Эпюры с 5-тью трещинами беговой дорожки: а) максимальных напряжений; б) коэффициента запаса прочности

Зависимости максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности гусеничного трака от приложенной нагрузки представлены на Рисунке 3.9.

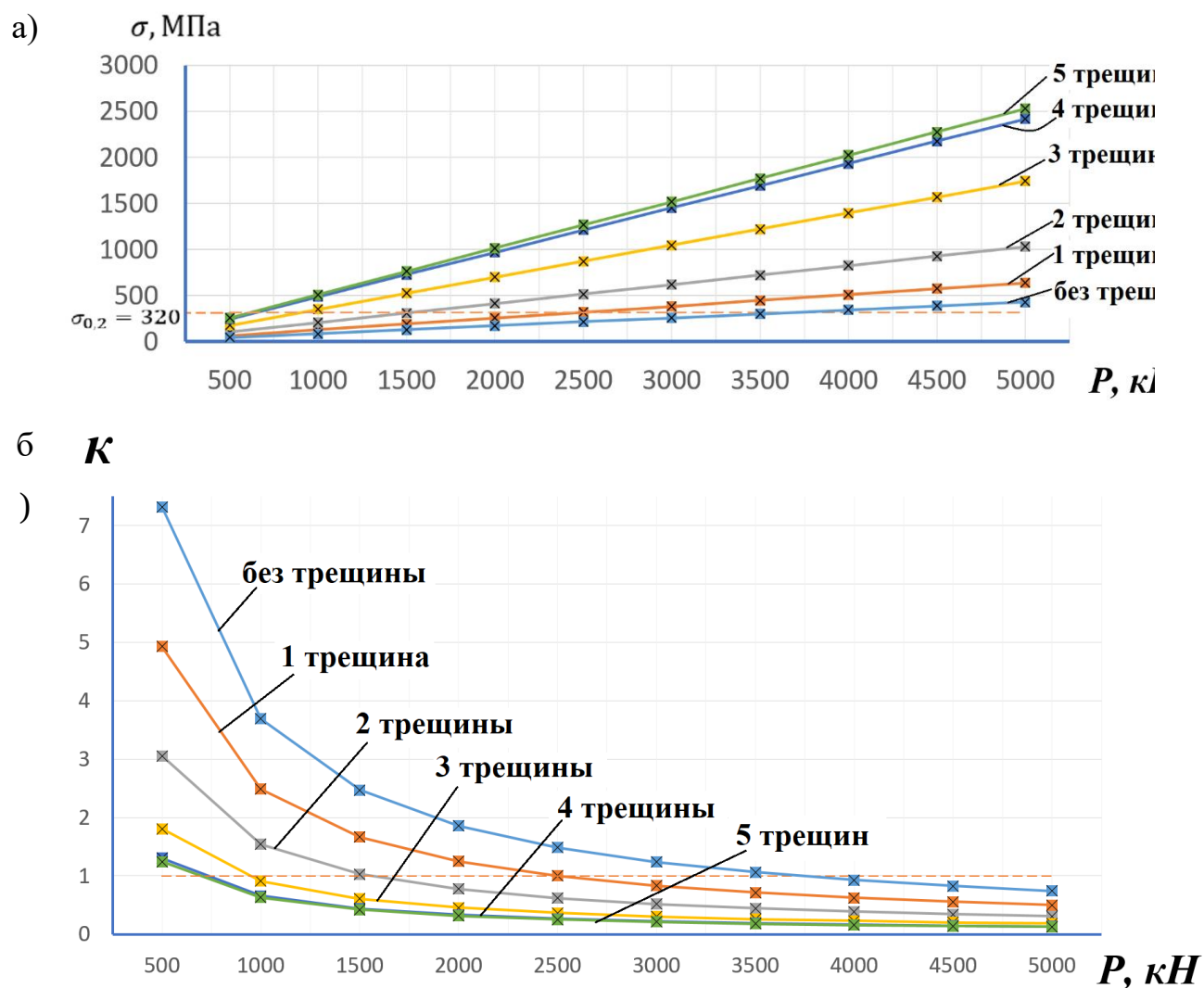


Рисунок. 3.9. – Зависимости от приложенной нагрузки при n от 0 до 5 трещин, на беговой дорожке: а) максимальных напряжений б) коэффициента запаса прочности гусеничного трака.

Зависимость максимальных значений напряжения и коэффициента запаса прочности трака от количества трещин беговой дорожки представлена на Рисунке 3.10.

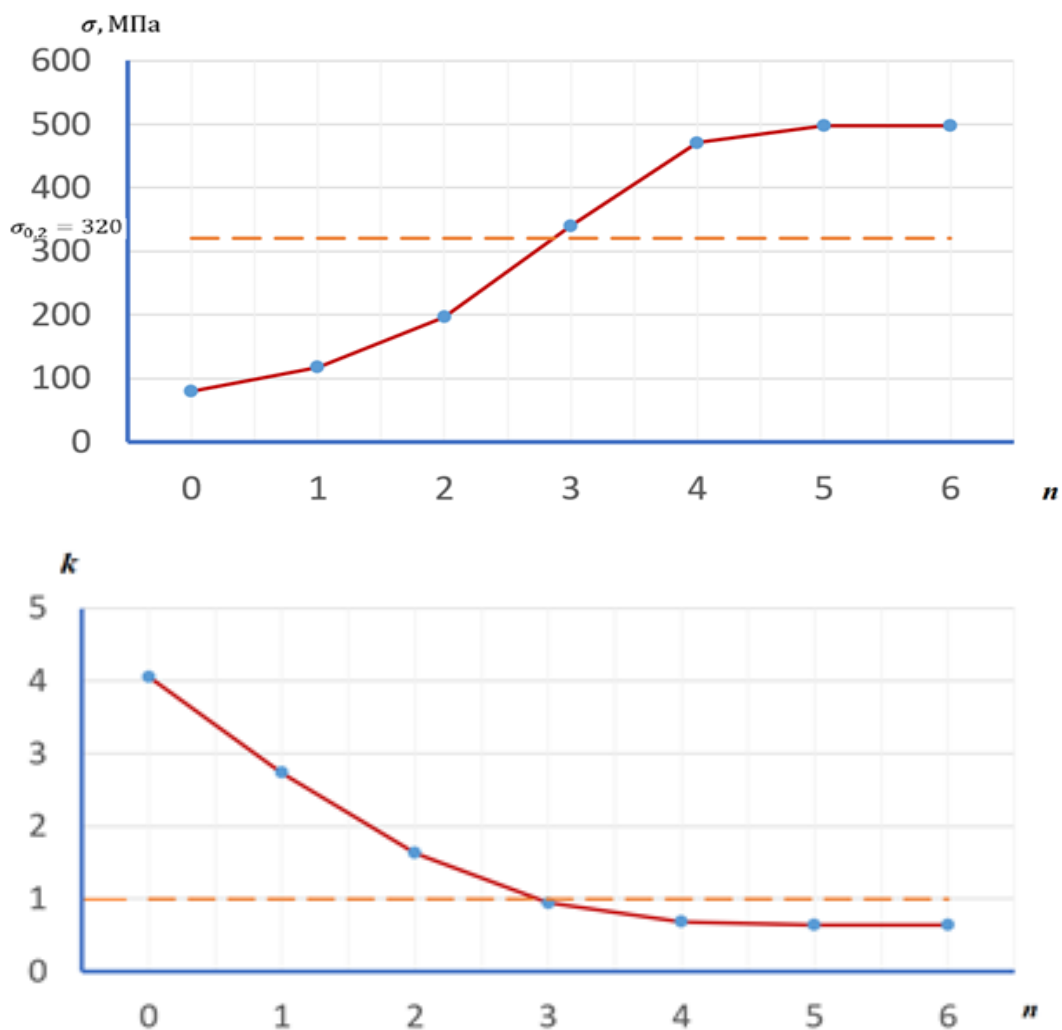


Рисунок. 3.10. – Зависимость максимальных значений напряжения (а) и коэффициента запаса прочности трака (б) от количества трещин беговой дорожки

3.1.5. Влияние количества поперечных трещин беговой дорожки и расстояния между ними на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

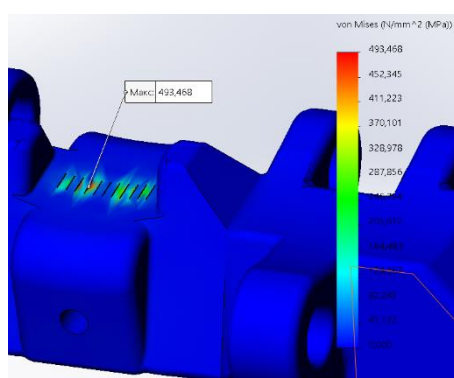
В результате компьютерного моделирования влияния количества поперечных трещин беговой дорожки и расстояния между ними на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака получены результаты представлены в Таблице 3.4 и на Рисунках 3.11 и 3.12

Таблица 3.4

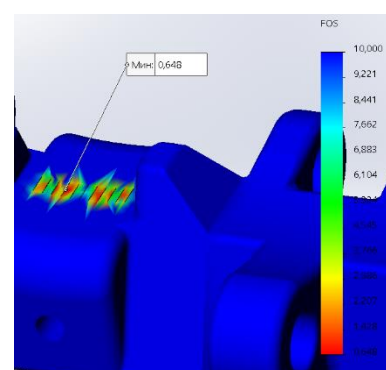
Максимальное напряжение и КЗП гусеничного трака в зависимости от расстояния « a » между трещинами при глубине « $h=15\text{мм}$ », длине « $l=50\text{мм}$ », ширине « $b=2\text{мм}$ » и приложенной нагрузки к беговой дорожке, равной 900кН.

Расстояние между трещинами	Макс. напряжение,	Коэффициент запаса прочности,
a , мм	σ_{max} , МПа	k
10	1368	0,23
20	493	0,64
30	244	1,31
40	215	1,48
50	184	1,73

Эпюры распределения: а) максимальных напряжений; в) коэффициента запаса прочности при расстоянии « $a=20\text{мм}$ » между трещинами беговой дорожки представлены на Рисунке 3.11.



а)



б)

Рисунок 3.11. – Эпюры распределения: а) максимальных напряжений; в) коэффициента запаса прочности при расстоянии « $a=20\text{мм}$ » между трещинами беговой дорожки.

Зависимости максимальных напряжений коэффициента запаса прочности от приложенной нагрузки при расстоянии « a = от 10 до 50 мм» между трещинами беговой дорожки гусеничного трака представлены на Рисунке 3.11.

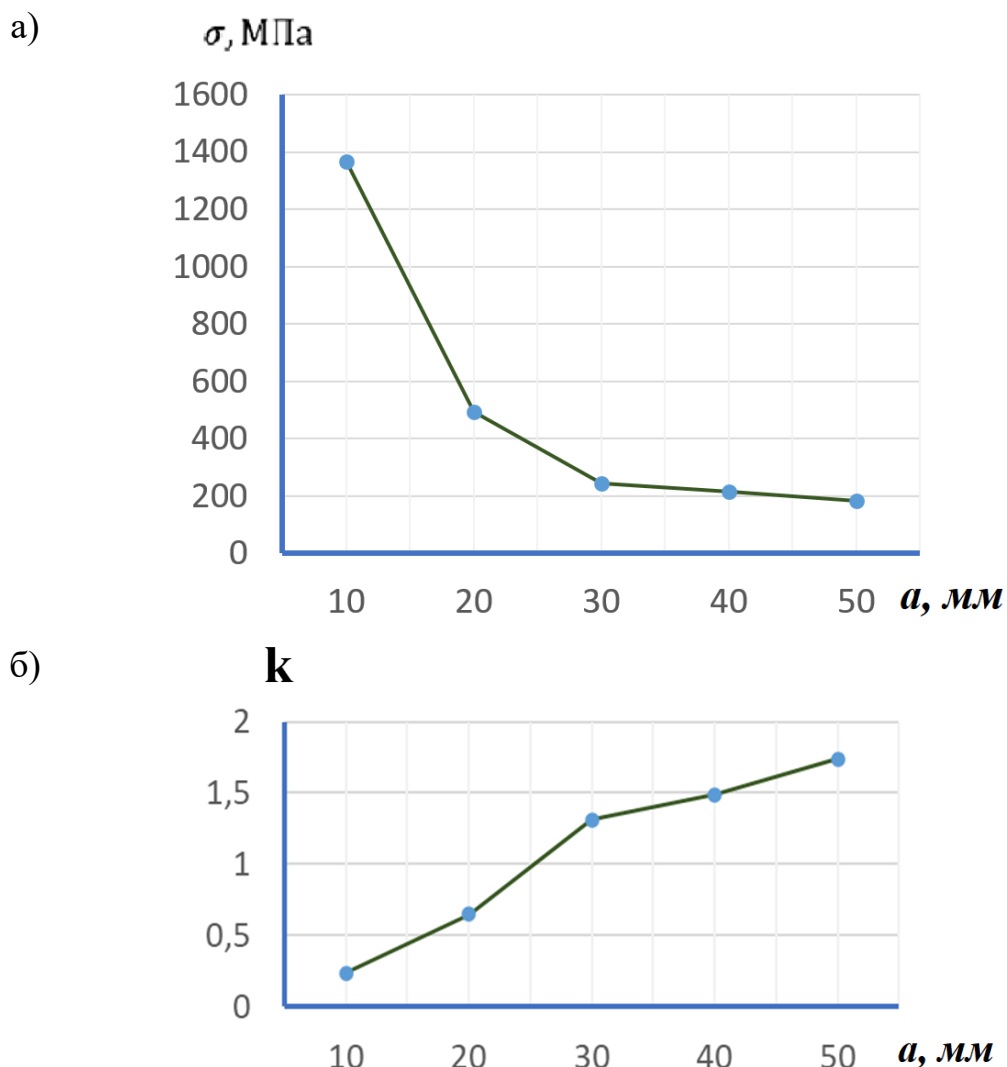


Рисунок. 3.12. – Зависимость от приложенной нагрузки при расстоянии « a = от 10 до 50 мм» между трещинами беговой дорожки гусеничного трака: а) максимальных напряжений; б) коэффициента запаса прочности.

3.2. Влияние продольных трещин беговой дорожки на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

В результате компьютерного моделирования влияния количества продольных трещин беговой дорожки на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака получены результаты,

представленные в Таблице 3.5 и на Рисунках 3.13–3.15

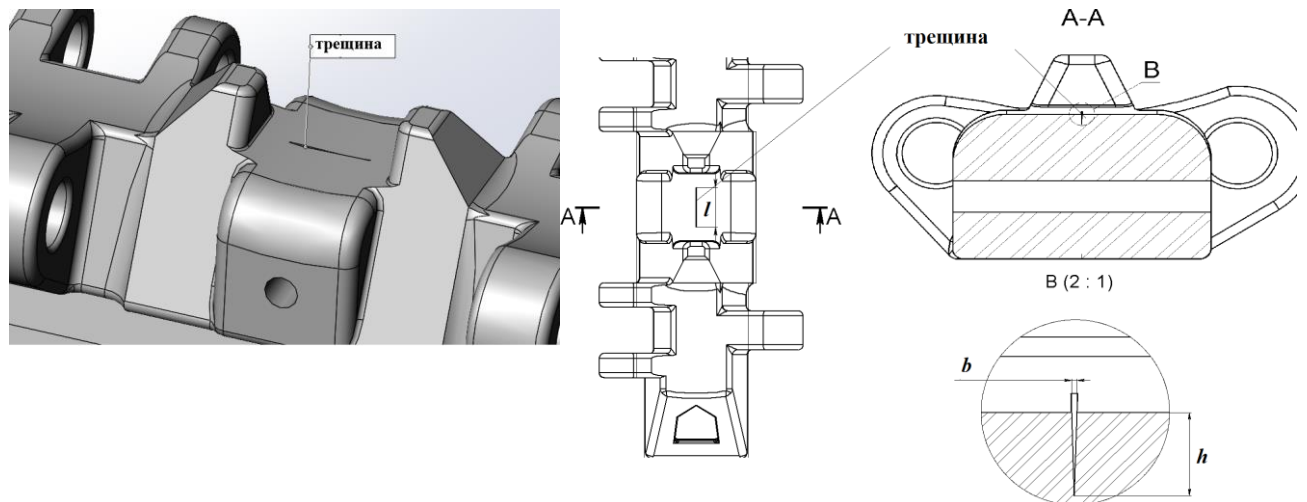


Рисунок 3.13. – Гусеничный трак с продольной трещиной беговой дорожки.

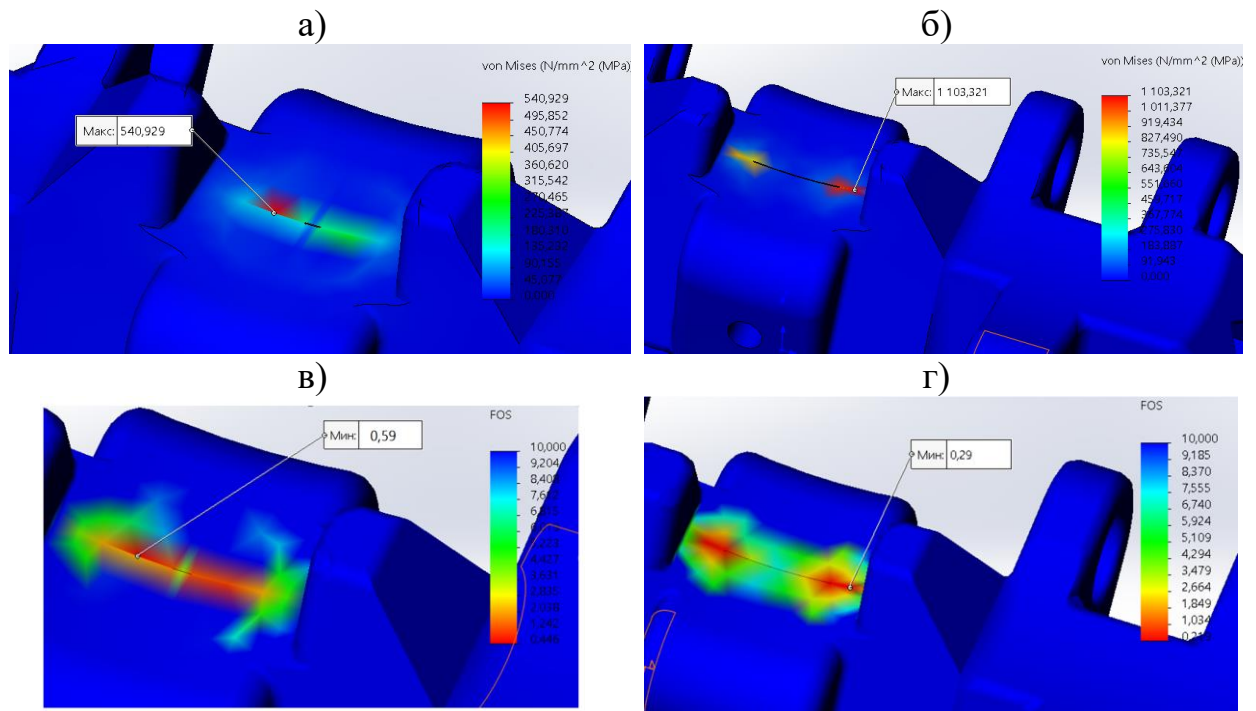


Рисунок 3.14. – Эпюры распределения: максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности конструкции с продольной трещиной беговой дорожки длиной а, в) « $l = 20\text{мм}$ » и б,г) « $l = 160\text{мм}$ ».

Таблица 3.5

Максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака в зависимости от длины « l » трещины, расположенной вдоль беговой дорожки при глубине « $h = 15\text{ мм}$ » и приложенной нагрузке, равной 900кН

Длина трещины	Макс. напряжение,	Коэффициент запаса прочности,
l , мм	σ_{max} , МПа	k
20	540	0,59
40	660,7	0,48
60	772,9	0,41
80	830	0,38
100	930	0,34
120	1043	0,30
140	1090	0,294
160	1103	0,290

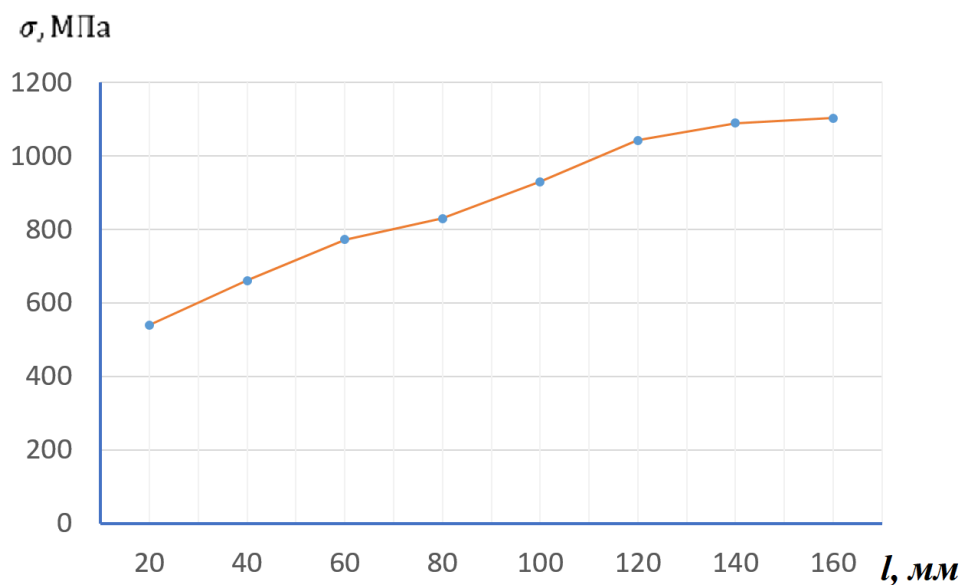


Рисунок 3.15а. – Зависимость максимальных напряжений от приложенной нагрузки при продольной трещине длиной « $l = 20 - 160\text{ мм}$ ».

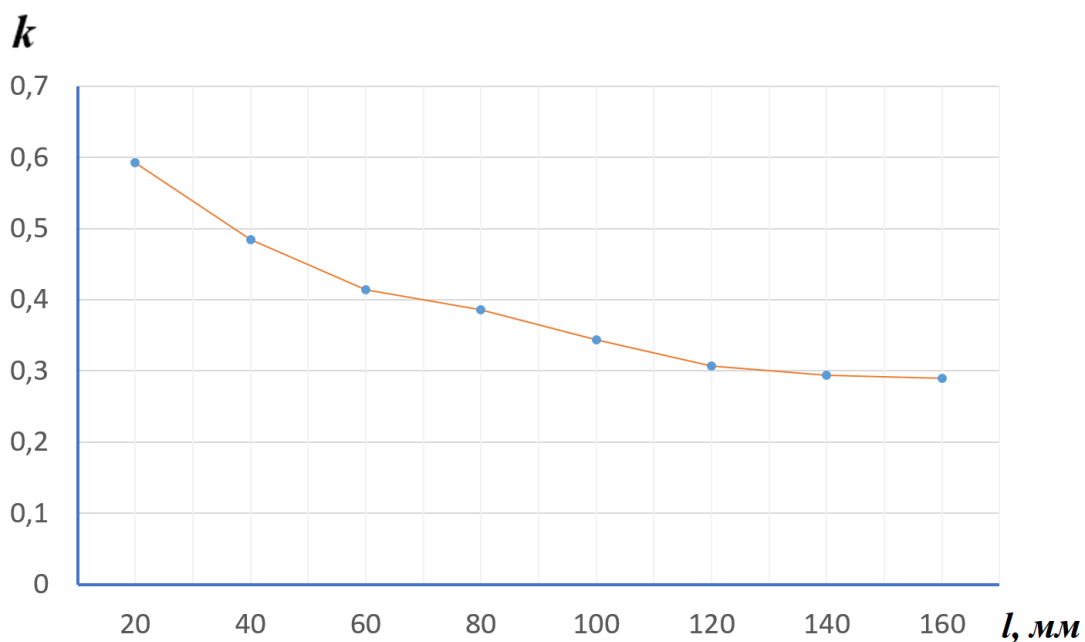


Рисунок 3.15 б. – Зависимость коэффициента запаса прочности от приложенной нагрузки при продольной трещине длиной « $l = 20 - 160 \text{ мм}$ ».

3.3. Влияние трещины проушины на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

В результате компьютерного моделирования влияния трещины проушины на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака получены результаты, представленные в Таблице 3.6 и на Рисунках 3.16–3.18

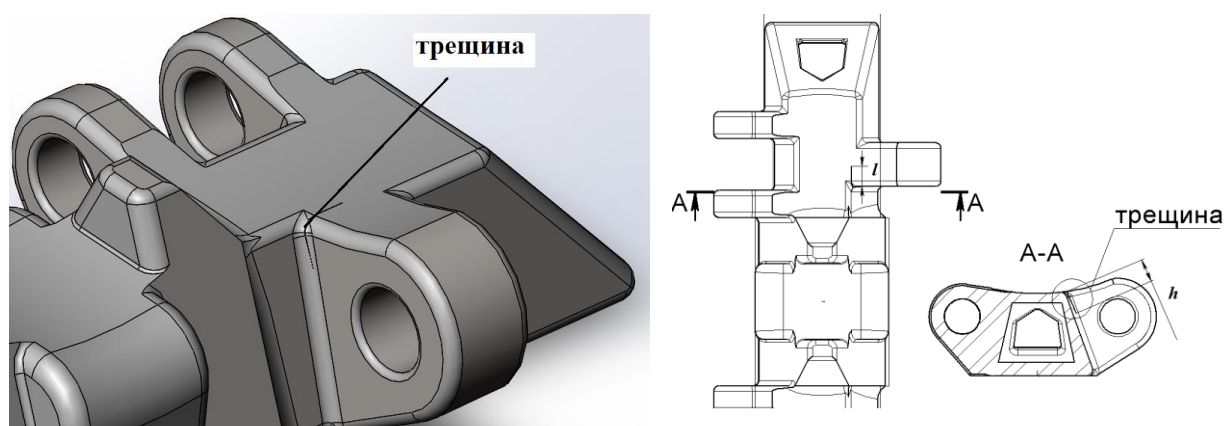


Рисунок 3.16. – Проушина с трещиной.

Эпюры максимальных напряжений и распределения коэффициента запаса прочности гусеничного трака при наличии трещины проушины глубиной « h » представлены на рисунке 3.17

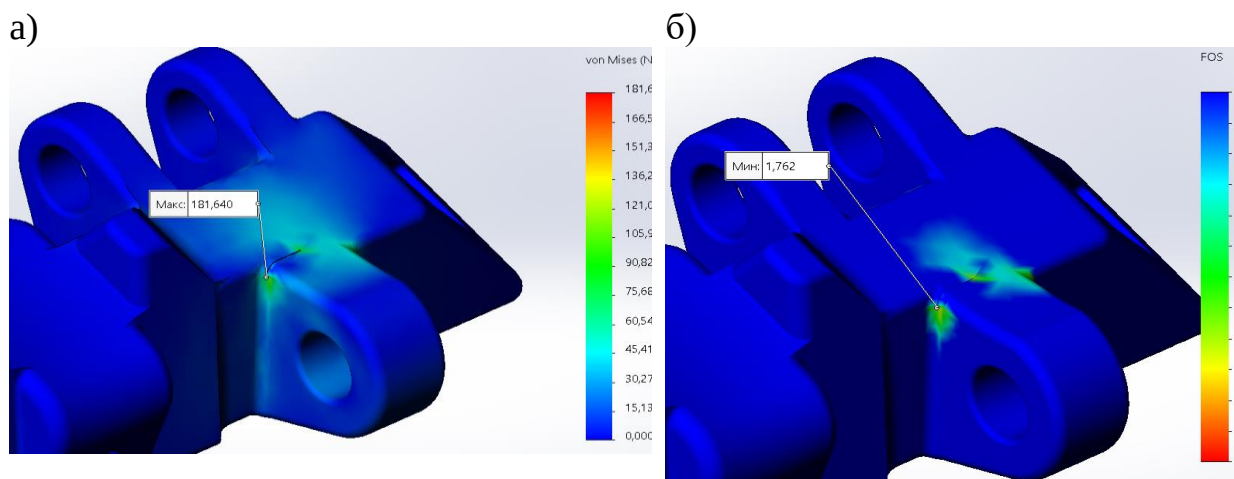


Рисунок 3.17. – Эпюры проушины с трещиной глубиной « $h = 30\text{мм}$ » и длиной « $l = 75\text{мм}$ » а) максимальных напряжений; б) распределения коэффициента запаса прочности

Таблица 3.6.

Максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности проушины гусеничного трака с трещиной глубиной « $h = 30\text{-}90\text{ мм}$ », и длиной « $l = 50\text{ мм}$ »

Нагрузка	Без трещины		С трещиной глубиной 30мм	
	Макс. напряжение,	Коэфф. запаса прочности,	Макс. напряжение,	Коэфф. запаса прочности,
P, (кН)	σ_{max} , МПа	k	σ_{max} , МПа	k
100	26,56	12	36,37	8,7
300	79,97	4	109	2,9
500	133,29	2,4	181	1,7
700	186,61	1,7	254,3	1,25
900	239,9	1,3	327	0,97
1100	293,2	1,1	400	0,8
1300	346,57	0,9	472	0,67
Нагрузка	с трещиной глубиной 60мм		с трещиной глубиной 90мм	
	Макс. напряжение,	Коэфф. запаса прочности,	Макс. напряжение,	Коэфф. запаса прочности,
P, (кН)	σ_{max} , МПа	k	σ_{max} , МПа	k
100	39	8,2	57,85	5,5
300	116,5	2,7	173,3	1,8
500	194,1	1,6	288,8	1,1
700	272	1,17	404,4	0,79
900	349,5	0,91	519,2	0,61
1100	427,1	0,74	634,2	0,5
1300	504,7	0,63	749,5	0,42

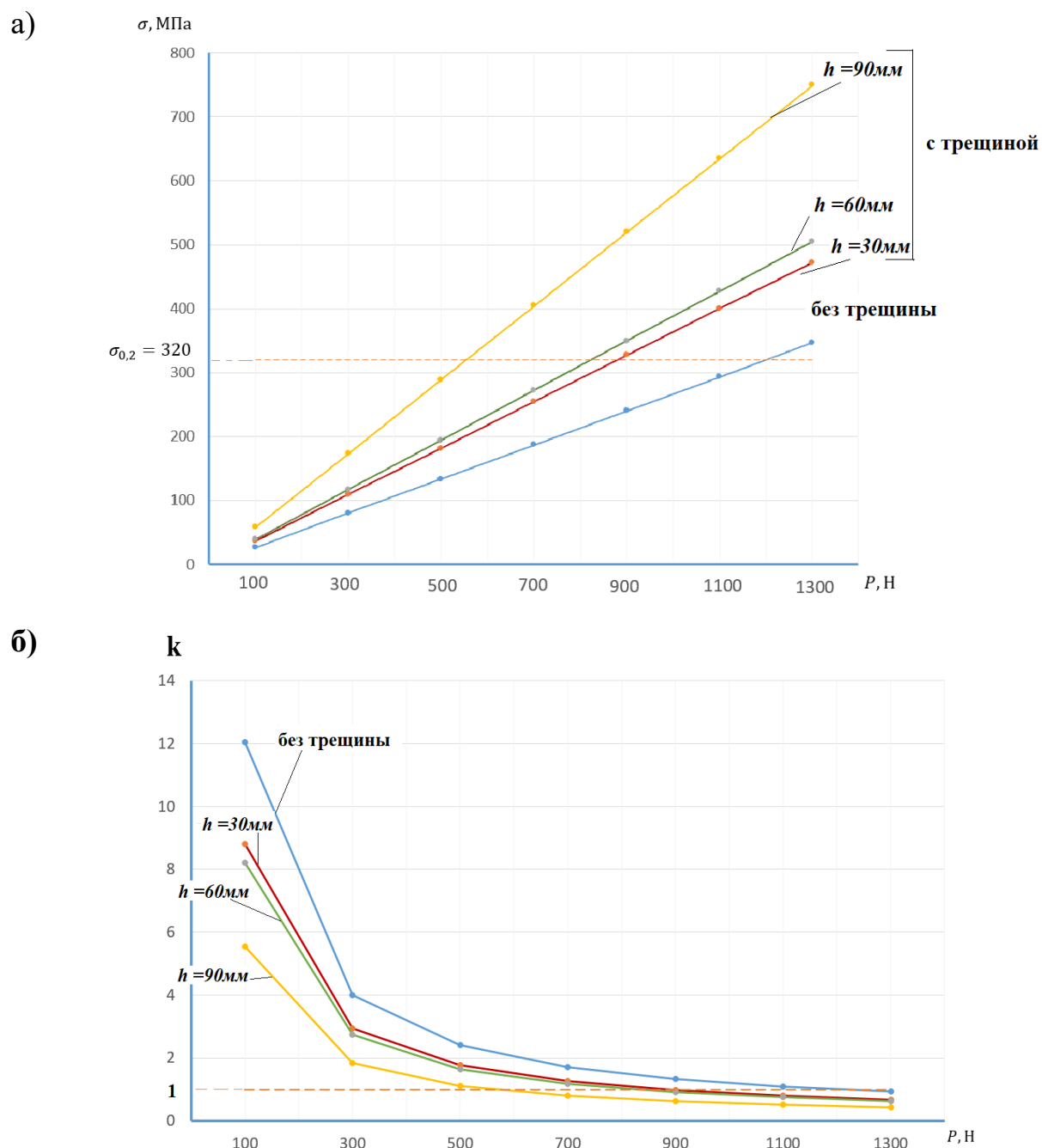


Рисунок 3.18. – Зависимости: а) максимальных напряжений и б) коэффициента запаса прочности от приложенной нагрузки при продольных трещинах длиной « $l = 20 - 160\text{мм}$ ».

3.3.1 Влияние трещины проушины в зависимости от угла приложения силы натяжения на максимальное напряжение и коэффициент запаса прочности гусеничного трака

Модель гусеничного трака в «SolidWorks» при одной трещине проушины и приложенной силе под углом φ представлена на Рисунке 3.19.

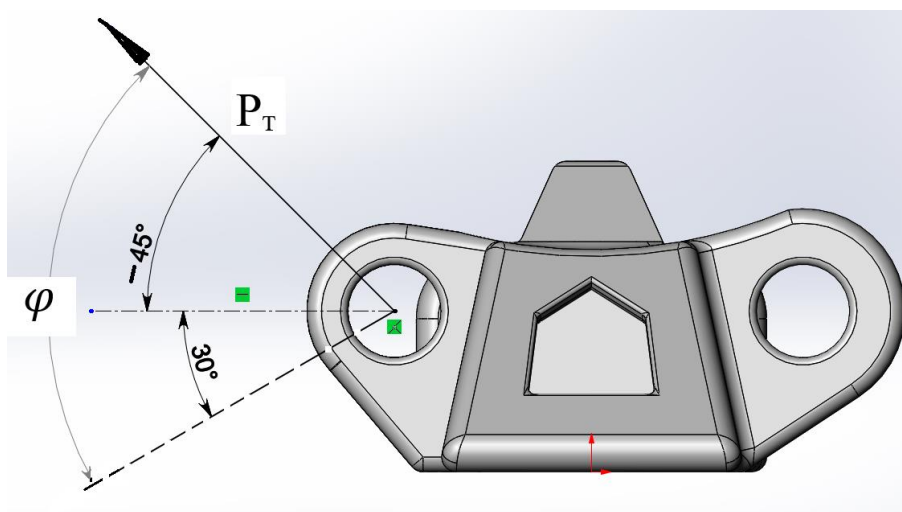


Рисунок 3.19 – Модель гусеничного трака в «SolidWorks» при одной трещине проушины и приложенной силе под углом φ

Зависимость максимального напряжения и значений коэффициента запаса прочности от угла приложенной силы при трещине проушины представлено на Рисунке 3.20

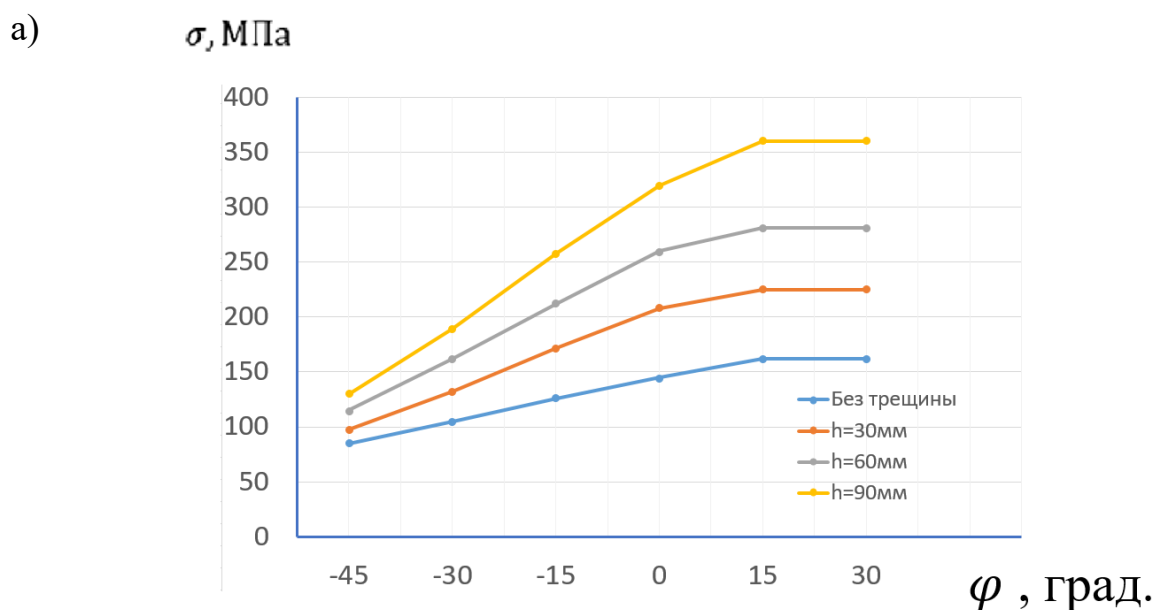


Рисунок 3.20 а. – Зависимость максимального напряжения от угла приложенной силы при трещине проушины.

б)

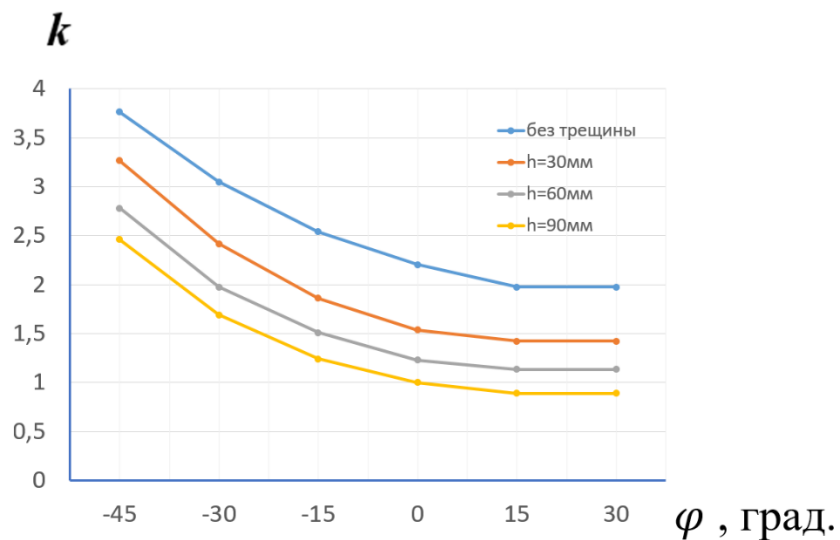


Рисунок 3.20 б. – Зависимость значений коэффициента запаса прочности от угла приложенной силы при трещине проушины.

Из графиков наглядно видно, что при отрицательном значении угла приложения силы коэффициент запаса прочности увеличивается а при увеличении положительного угла уменьшается, при глубине трещины 90 мм значение коэффициента запаса прочности менее единицы.

3.4. Выводы по главе

1. При наличии трещины максимальное напряжение возрастает, а коэффициент запаса прочности снижается в 1,6 раза.

2. Глубина трещины, расположенной на беговой дорожке гусеничного трака не оказывает значительное влияние на напряжённое состояние гусеничного трака в зоне контакта с опорным катком.

3. При наличии нескольких трещин максимальное напряжение возрастает, а коэффициент запаса прочности снижается в 5,8 раза.

4. При увеличении взаимно влияющих трещин до 4 значение максимального напряжения существенно возрастает, после 5 увеличение максимального напряжения практически отсутствует.

5. При отсутствии трещины проушины допустимая нагрузка на проушину составляет 1200 кН, при наличии трещины проушины допустимая нагрузка находится в диапазоне от 500 до 900 кН в зависимости от глубины трещины.

ГЛАВА 4. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКА

4.1. Расчёт параметров гусеницы

4.1.1. Выбор материала гусеничного трака

Гусеничные траки карьерных экскаватора в основном изготавливаются методом литья из сталей с высокими прочностными характеристиками [82, 83, 84]. Наиболее распространена высоколегированная сталь 110Г13Л, у которой, предел прочности (σ_n) равен 654-830 МПа, условный предел текучести ($\sigma_{0,2}$) равен 320-370 МПа, твердость 186-229 НВ [33] и со способностью к наклепу в процессе эксплуатации [85, 86, 87].

4.1.2. Расчет шага и ширины трака, длины гусеницы

Рассчитываемые параметры гусеничного трака: шаг – t , ширина – $b_{тр}$, длина гусеницы – L .

Для двухгусеничных систем данные параметры определяются по эмпирическим зависимостям от заданного веса экскаватора, [16, 88]

- для многоопорной системы:

$$t = 0,06 \dots 0,07 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (4.1)$$

$$b_{тр} = 0,17 \dots 0,18 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (4.2)$$

$$L = 1,05 \dots 1,1 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (4.3)$$

- для малоопорной системы:

$$t = 0,07 \dots 0,09 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (4.4)$$

$$b_{тр} = 0,18 \dots 0,19 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (4.5)$$

$$L = 0,95 \dots 1,1 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (4.6)$$

где $M_э$ – полная масса экскаватора, т.

4.1.3. Расчет количества и длины траков

Рассчитываемые параметры: количество траков опорной ветви гусеницы ($n_{тр.оп}$), длина гусеничного трака – $l_{тр}$

Определяем количество траков опорной ветви гусеницы, затем длину

гусеничного трака из условия обеспечения требуемого удельного давления на грунт .

$$n_{\text{тр.оп}} = \frac{L}{t} , \quad (4.7)$$

$$l_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{э}} \cdot g}{2 \cdot b_{\text{тр}} \cdot n_{\text{тр.оп}} \cdot q_{\text{уд}}} \text{ м} , \quad (4.8)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

4.1.4. Расчет максимальной силой тяги

Расчет максимальной силой тяги $P_{\text{т.макс}}$ производится с учетом ограничения по сцеплению [17]:

$$P_{\text{т.макс}} = 0,65 \cdot M_{\text{э}} \cdot g \cdot \varphi \text{ кН}, \quad (4.9)$$

4.1.5. Расчет нагрузки на гусеничный трак

Рассчитываем среднюю статическую нагрузку на опорный каток, передающуюся на гусеничный трак по поверхности его беговой дорожки (Рк.ст)

$$P_{\text{к.ст}} = K_1 \cdot \frac{(0,5 \cdot M_{\text{э}} - L \cdot \rho_{\text{г}}) \cdot g + P_{\text{пред}}}{n} \text{ кН}, \quad (4.10)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилия по опорным каткам (обычно принимают $K_1=1,05$); φ – обычно принимают ($\varphi = 0,8$); $\rho_{\text{г}}$ – погонная масса гусеницы, кг/м .

4.2 Расчёт параметров беговой дорожки, высоты и толщины основания гусеничного трака.

4.2.1. Расчет ширины беговой дорожки

В разделе 2.2 определено влияние продольного угла наклона на коэффициент прочности гусеничного трака экскаватора. На основе этого установлено, что при эксплуатации экскаватора, находящегося на рабочей

поверхности под продольным углом наклона 20° относительно продольной оси гусеницы, коэффициент запаса прочности гусеничного трака уменьшается в 5 раз по сравнению с продольным углом, равным 0° .

При эксплуатации карьерного экскаватора на рабочей поверхности с поперечным углом относительно продольной оси гусеницы, равным $4,5^\circ$, коэффициент запаса прочности снижается в 3,7 раза по сравнению с поперечным углом, равным 0° .

Производим расчет и определение эмпирической зависимости максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности от ширины беговой дорожки для каждой весовой категории карьерных экскаваторов с целью определения оптимального значения ширины беговой дорожки, обеспечивающего требуемый коэффициент запаса прочности при эксплуатации карьерного экскаватора, находящегося на рабочей поверхности с продольным углом наклона, равным 20° .

Для этого, с помощью компьютерной модели гусеничного трака в среде Solid Works simulation определяем напряжённое состояние гусеничного трака при следующих условиях эксплуатации:

- а) угол продольного наклона 20° ;
- б) опирание гусеничного оборудования экскаватора– опирание на 3-х точки [16, 89, 90].

С учетом этого и в зависимости от веса экскаватора определяем максимальную нагрузку ($P'_{к.ст}$), на беговую дорожки, ширина которой изменяется от 100 до 300мм.

$$P'_{к.ст} = K_1 \cdot 2 \frac{(0,5 \cdot M_э - L \cdot \rho_r) \cdot g + P_{пред}}{3} \quad \text{кН}, \quad (4.11)$$

На основе анализа в SolidWorks simulation получаем график зависимости напряжений от ширины беговой дорожки для каждой весовой категории экскаватора (Рисунок 4.1. а) и график зависимости коэффициента запаса прочности от ширины беговой дорожки (рисунок 4.1.б).

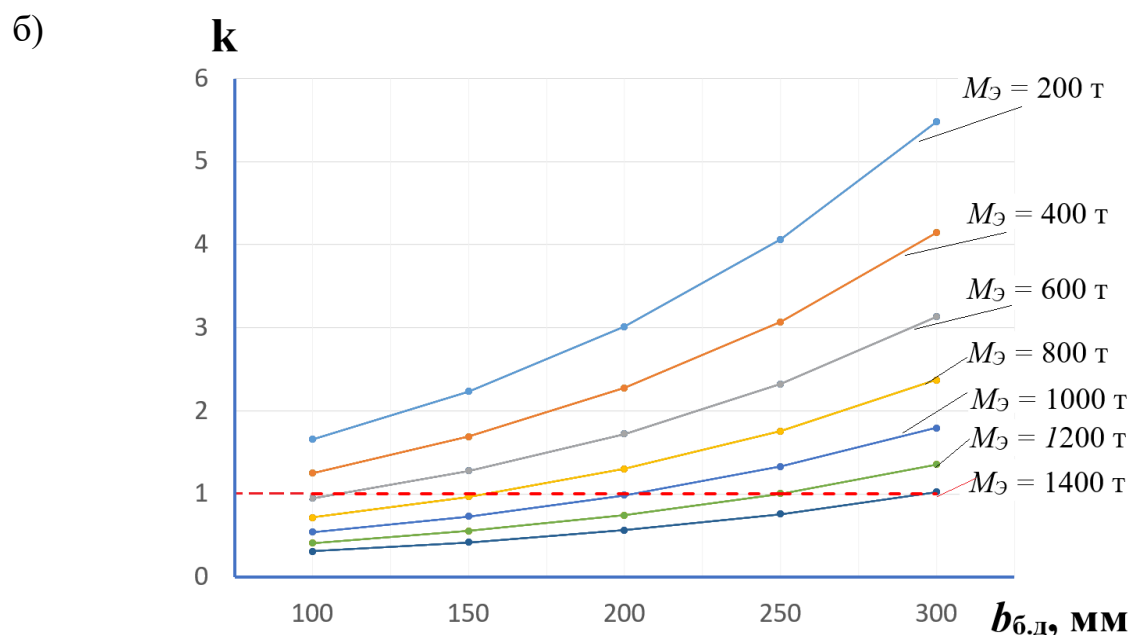
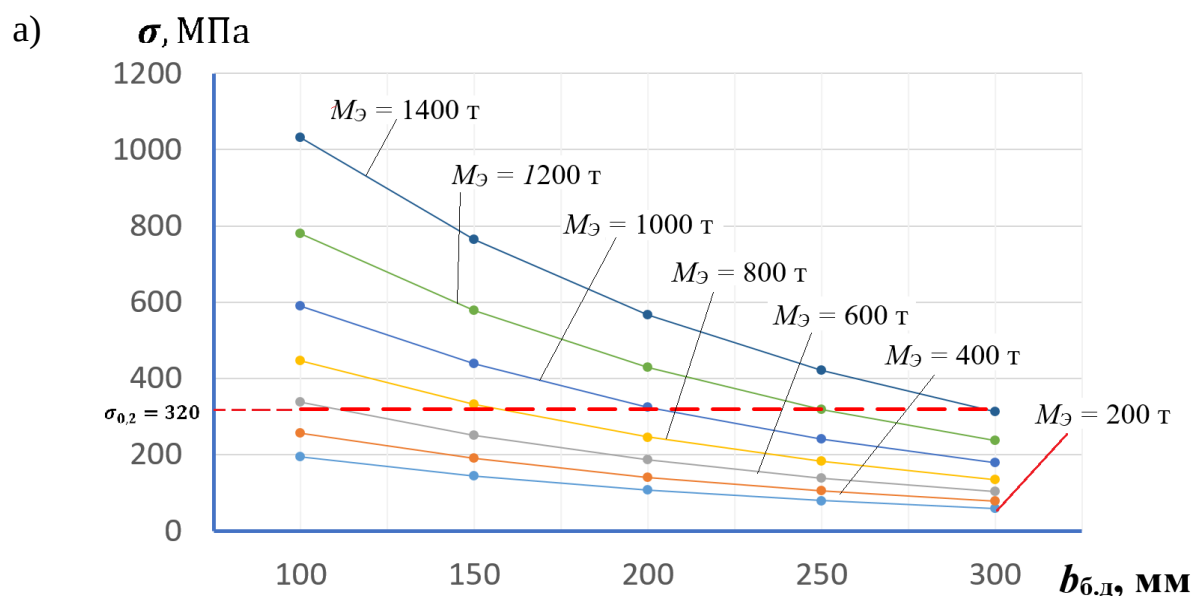


Рисунок 4.1. – Зависимости от ширины беговой дорожки: а) максимальных напряжений и б) коэффициента запаса прочности.

Из графиков можно увидеть, что для гусеничных траков карьерных экскаваторов весовой категории 200 т полученная ширины беговой дорожки обеспечивает коэффициент запаса прочности выше 1,6.

Методом аппроксимации функции получаем следующие зависимости максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности трака от минимальной ширины беговой дорожки:

$$\sigma = e^{5,6 \cdot (1+m) - \frac{6 \cdot b_{б.д}}{1000}} \text{ МПа,} \quad (4.12)$$

$$k = \frac{[\sigma_{0.2}]}{e^{5,6 \cdot (1+m) - \frac{6 \cdot b_{б.д}}{1000}}}, \quad (4.13)$$

где m – коэффициент, учитывающий массу экскаватора, $m = 2,5 \cdot 10^{-4} M$,

На основе вышесказанного получаем формулу для определения ширины беговой дорожки:

$$b_{б.д} = 1000 \cdot \frac{5,6 \cdot (1 + m) - \ln \frac{[\sigma_{0.2}]}{k}}{6} \text{ м}, \quad (4.14)$$

4.2.2. Расчет высоты беговой дорожки гусеничного трака

Высоту беговой дорожки гусеничного трака $h_{б.д}$ определяем с учетом максимальных нормальных напряжений при изгибе, рассматривая трак как балку длиной ($b_{тр}$), опирающуюся по торцам с сосредоточенной по середине средней нагрузкой ($P'_{к.ст}$) от опорного катка. Формула для расчета высоты беговой дорожки:

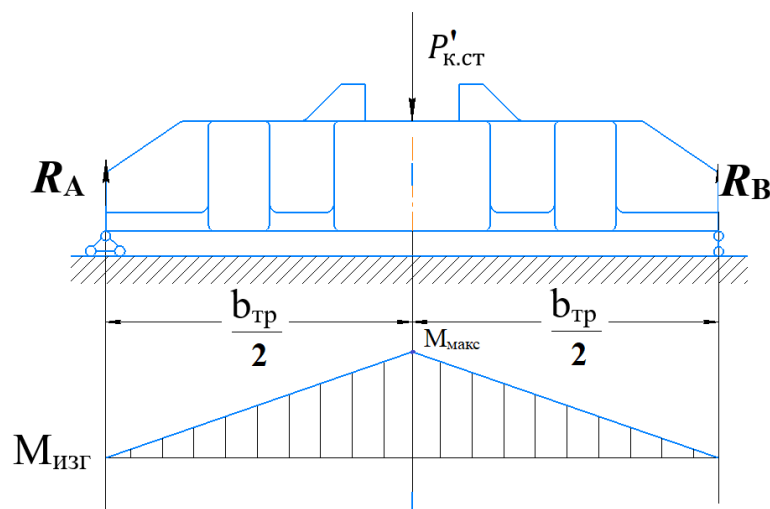


Рисунок 4.2. – Расчетная схема нагружения трака при заданных условиях.

Максимальные нормальные напряжения при изгибе по расчётной схеме, показанной на рисунке 4.2. определяется по формуле 4.15

$$M_{\text{макс}} = R_A \cdot \frac{b_{\text{тр}}}{2}, \text{ Н. м,} \quad (4.15)$$

Также определяем R_A :

$$R_A = \frac{P'_{\text{к.ст}}}{2}, \text{ Н} \quad (4.16)$$

Тогда выражение для максимального изгибающего момента беговой дорожки принимает вид:

$$M_{\text{макс}} = \frac{P'_{\text{к.ст}} \cdot b_{\text{тр}}}{4} \quad (4.17)$$

Максимальные главные напряжения при изгибе определяются по формуле:

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{M_{\text{макс}}}{W_x}, \text{ Па} \quad (4.18)$$

где W_x – момент сопротивления сечения, м^3 ;

Тогда максимальный изгибающий момент для беговой дорожки примет вид:

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{P'_{\text{к.ст}} \cdot b_{\text{тр}}}{4 \cdot W_x}, \text{ Па} \quad (4.19)$$

Для прямоугольных сечений момент сопротивления определяется по формуле:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}, \text{ м}^3 \quad (4.20)$$

где b – ширина прямоугольного сечения, м;

h – высота прямоугольного сечения, м.

Для сечения беговой дорожки трака имеем $b = l_{\text{тр}}$ и $h = h_{\text{б.д}}$, таким образом формула момента сопротивления беговой дорожки (4.19) получает вид:

$$W_x = \frac{l_{\text{тр}} \cdot h_{\text{тр}}^2}{6}, \text{ м}^3 \quad (4.21)$$

Подставим (4.20) в (4.18) и получим формулу для определения максимальных нормальных напряжений при изгибе беговой дорожки трака:

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{3 \cdot P'_{\text{к.ст}} \cdot b_{\text{тр}}}{2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot h_{\text{б.д}}^2}, \text{Па} \quad (4.22)$$

Коэффициент запаса прочности в зависимости от материала трака и испытываемых максимальных напряжений беговой дорожки определяется по следующей формуле:

$$k = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{\text{макс}}}, \quad (4.23)$$

и

$$\sigma_{\text{макс}} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{k}, \text{МПа} \quad (4.24)$$

где $[\sigma_{0,2}]$ – предел текучести материала гусеничного трака, МПа.

Подставив (4.22) в (4.20) и получаем:

$$\frac{[\sigma_{0,2}]}{k} = \frac{3 \cdot P'_{\text{к.ст}} \cdot b_{\text{тр}}}{2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot h_{\text{б.д}}^2}, \text{Па} \quad (4.25)$$

Получив из (4.23) $h_{\text{б.д}}$, имеем формулу высоты беговой дорожки (4.24), учитывающую заданный коэффициент запаса прочности при заданных условиях нагружения трака, находящегося под воздействием нагрузки опорного катка $P'_{\text{к.ст}}$.

$$h_{\text{б.д}} = \sqrt{\frac{3 \cdot P'_{\text{к.ст}} \cdot b_{\text{тр}} \cdot k}{2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot [\sigma_{0,2}]}} \text{ м.} \quad (4.26)$$

4.2.3. Расчет высоты гусеничного трака

Высота гусеничного трака ($h_{\text{тр}}$) включает высоту беговой дорожки ($h_{\text{б.д}}$) и гребней трака ($h_{\text{гр}}$). По [10] рекомендуется при проектировании гусеницы использовать гребни с высотой не менее 100мм.

Тогда высота гусеничного трака:

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{б.д}} + h_{\text{гр}} \text{ м,} \quad (4.27)$$

4.2.4. Расчет толщины основания гусеничного трака

В разделе 2.3.2 определено влияние на напряженное состояние

гусеничного трака в зависимости от поперечного угла наклона и установлено, что при эксплуатации гусеничного трака под поперечным углом $4,5^\circ$ коэффициент запаса прочности трака снижается в 3,7 раза по сравнению со значением поперечного угла 0° .

Также в разделе 2.3.3 рассмотрено влияние попадания под гусеницы куска породы на напряженное состояние гусеничного трака карьерного экскаватора Р&Н4100 весом 1500 т при эксплуатации трака под поперечным углом наклона, равным $4,5^\circ$ и было предложена толщина его основания $a_{тр}$, равной 60 мм, как оптимальное значение толщины, обеспечивающее коэффициент запаса прочности конструкции трака 1,5.

Производим расчет и определение зависимости максимальных напряжений и коэффициента запаса прочности от толщины основания гусеничного трака для каждой весовой категории карьерных экскаваторов с целью определения оптимального значения толщины основания трака, обеспечивающего требуемый коэффициент запаса прочности при попадании под трак куска породы, и обуславливающую эксплуатацию трака под максимально возможным углом поперечного наклона трака относительно рабочей поверхности.

Для этого, с помощью компьютерной модели гусеничного трака в среде Solid Works simulation определяем максимальное напряжённое состояние гусеничного трака, при следующих условиях эксплуатации:

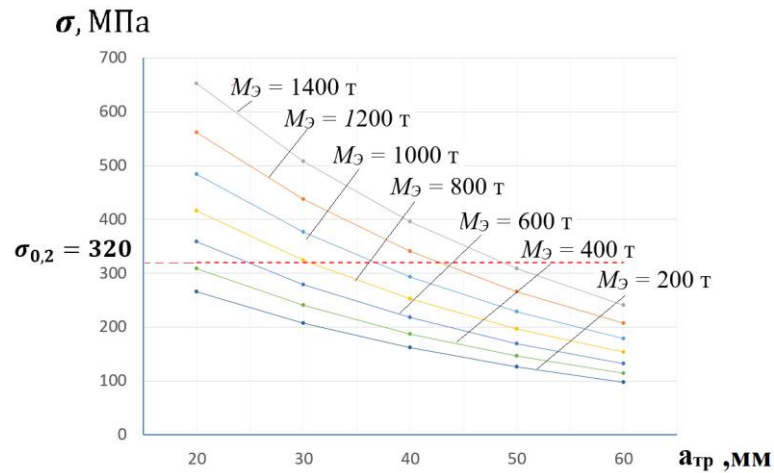
- б) попадание под трак куска породы,
- а) угол поперечного наклона равен $4,5^\circ$;

С учетом этого и в зависимости от веса экскаватора определяем максимальную нагрузку $P'_{к.ст}$ по формуле (4.10), приложенной к поверхности беговой дорожки, где толщина основания будет варьироваться от 20 до 60 мм.

Далее, после выполнение анализа в SolidWorks simulation получаем зависимость максимальных напряжений от толщины основания гусеничного трака для каждой весовой категории экскаватора (Рисунок 4.3. а) и график зависимости коэффициента запаса прочности от толщины основания

гусеничного трака (Рисунок. 4.3.б).

а)



б)

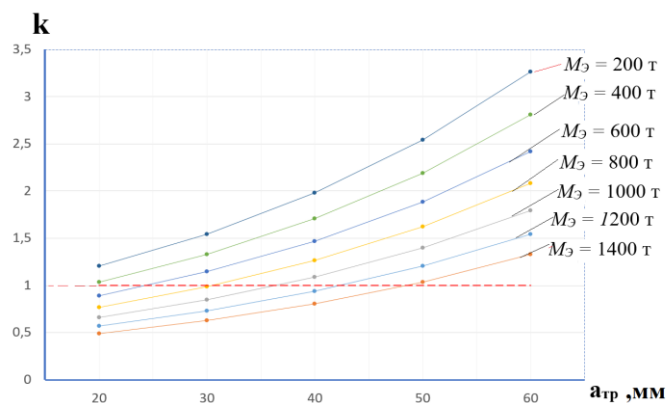


Рисунок 4.3. – Зависимости от основания гусеничного трака: а) напряжений и б) коэффициента запаса прочности

Методом аппроксимации функции получаем следующие зависимости напряжений и коэффициента запаса прочности гусеничного трака от минимальной ширины беговой дорожки:

$$\sigma = e^{(6,1+0,15s) - \frac{3 \cdot a_{\text{тр}}}{100}} \text{ МПа,} \quad (4.28)$$

$$k = \frac{[\sigma_{0.2}]}{e^{(6,1+0,15s) - \frac{3 \cdot a_{\text{тр}}}{100}}} , \quad (4.29)$$

где s – коэффициент, учитывающий массу экскаватора, $s = 0,05 M_{\text{э}} - 1$

Из формулы (4.16) получаем выражение для определения ширины

беговой дорожки:

$$a_{\text{тр}} = 100 \cdot \frac{(6,1 + 0,15s) - \ln \frac{[\sigma_{0,2}]}{k}}{3} \text{ м}, \quad (4.30)$$

4.3 Расчёт параметров проушины

4.3.1 Расчёт диаметра пальца проушины

Определяем диаметр пальца проушины гусеничного трака ($d_{\text{п}}$) из условия обеспечения допустимого напряжения на срез [10].

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{т.макс}}}{[\tau_{\text{с}}] \cdot \pi \cdot n_{\text{пр.об.ст}}}} \text{ м}, \quad (4.31)$$

4.3.2 Расчёт внутреннего диаметра проушины

Определяем внутренний диаметр проушин ($D_{\text{вн.пр}}$) из условия обеспечения правильной посадки в них пальцев [10]

$$D_{\text{вн.п}} = d_{\text{п}} + 0,005 \text{ м}, \quad (4.32)$$

4.3.3 Расчёт наружного радиуса проушины

Определяем радиус проушины $R_{\text{пр}}$ из условия допустимого напряжения на её разрыв (4.21) [10].

$$R_{\text{пр}} = 0,5 \cdot d_{\text{п}} + \frac{P_{\text{т.макс}}}{b_{\text{тр}} \cdot [\sigma_{\text{р}}]} \text{ м}, \quad (4.33)$$

где $[\sigma_{\text{р}}]$ – допустимые напряжения разрыва проушины ($[\sigma_{\text{р}}] < 50 \text{ МПа}$);

$[\tau_{\text{с}}]$ – допустимые напряжения на срез пальца проушины ($[\tau_{\text{с}}] < 70 \text{ МПа}$).

4.3.4 Расчёт длины проушины

Длину проушины $l_{\text{пр}}$ определяем из условия, чтобы максимальные напряжения, возникающие в проушине, не превышали допустимое значение давления в ней по формуле (4.22)[10]/

$$l_{\text{пр}} = \frac{2 \cdot P_{\text{т.макс}}}{[q_{\text{н.ср}}] \cdot d_{\text{п}}} \text{ м}, \quad (4.34)$$

где $[q_{\text{н.ср}}]$ – допустимые значения давления в проушине ($[q_{\text{н.ср}}] < 48 \text{ МПа}$).

4.4 Полученные параметры гусеничного трака и алгоритм их расчета

4.4.1 Полученные параметры гусеничного трака

На основании вышеизложенных расчетов получены параметры гусеничного трака, представленные на Рисунке 4.4.

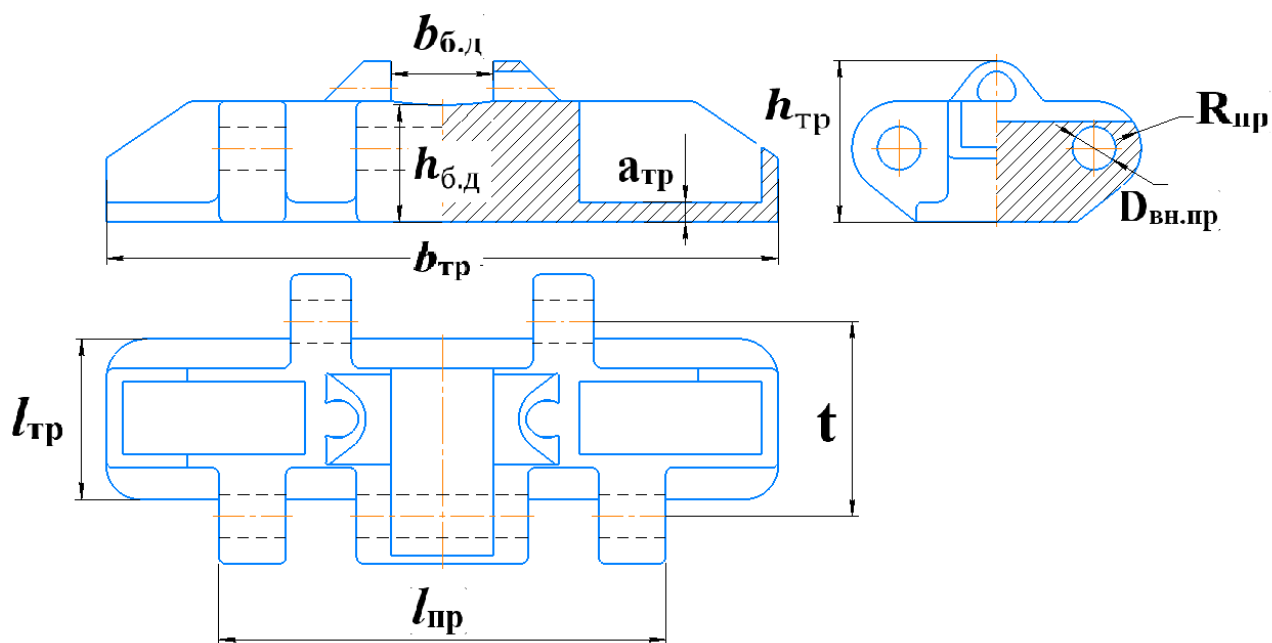


Рисунок. 4.4. – Основные параметры гусеничного трака карьерного экскаватора

4.4.2 Алгоритм расчета основных параметров гусеничного трака

На рисунке 4.5 представлен алгоритм расчета основных параметров гусеничного трака.

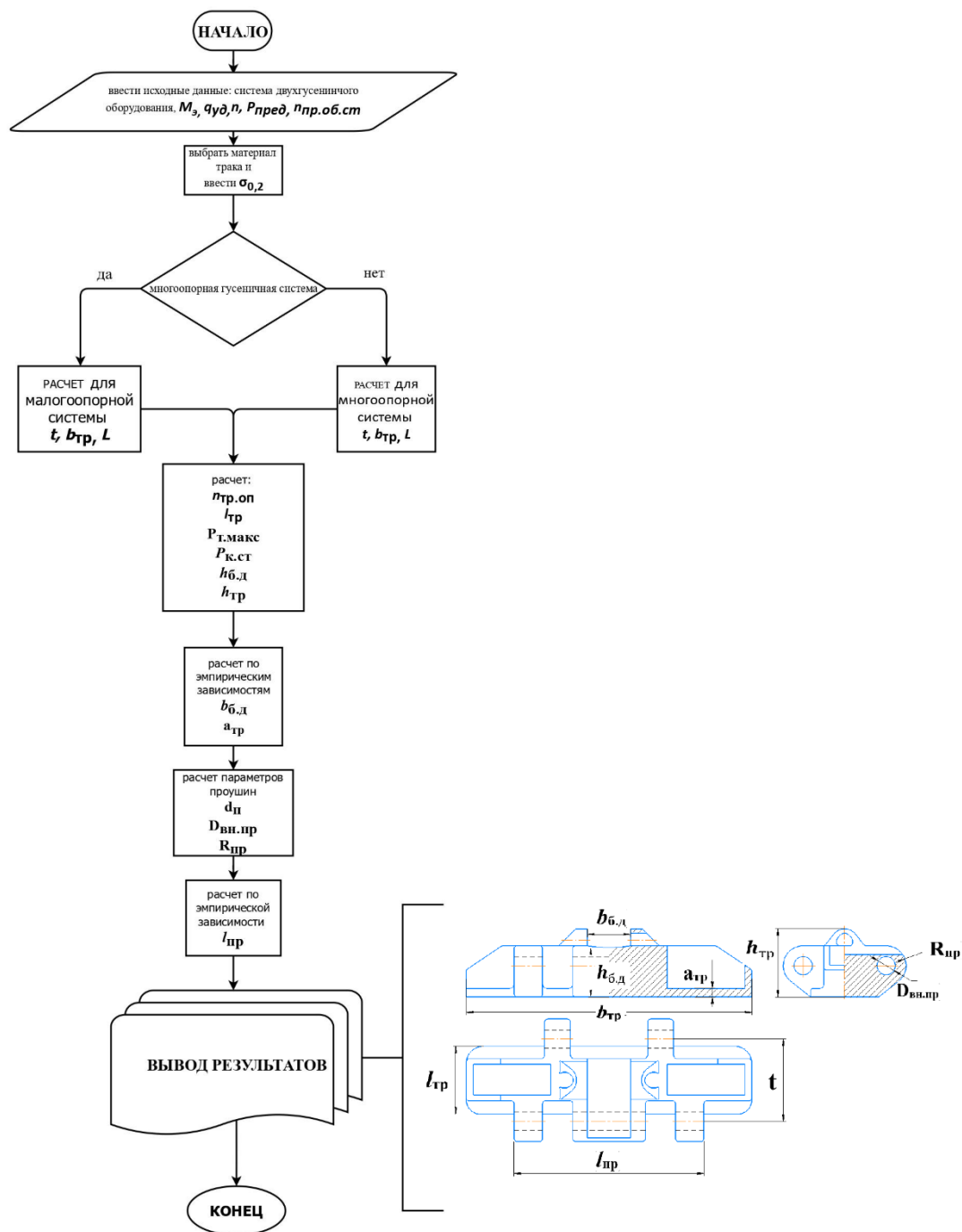


Рисунок 4.5 – Алгоритм расчета основных параметров гусеничного трака

Методика расчета основных параметров гусеничного трака представлена в Приложении 1.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации на основе выполненных исследований решена актуальная научно-техническая задача обоснования параметров гусеничного трака карьерных экскаваторов, имеющая важное научное и практическое значение для горнодобывающей промышленности России и стран Латинской Америки, включая Республику Эквадор.

Основные выводы и результаты, полученные лично автором, заключаются в следующем:

1. С увеличением продольного угла наклона трака до 20 градусов максимальные напряжения увеличиваются прямо пропорционально, значения коэффициента запаса прочности уменьшаются в 4,5–5 раз; с увеличением поперечного угла наклона трака до 4,5 градусов значения коэффициента запаса прочности уменьшаются в 2,5 раза.

2. Получены зависимости максимального напряжения и коэффициента запаса прочности трака от количества, расположения и размера кусков породы под траком, подтверждающие повышенную вероятность отказа трака при перегоне экскаватора.

3. Получены зависимости максимального напряжения и коэффициента запаса прочности трака: от ширины беговой дорожки, толщины основания, условного предела текучести материала, предложенного коэффициента, характеризующего массу экскаватора, количества, направления и взаимного расположения трещин.

4. Предложен показатель «уменьшение коэффициента запаса прочности» зависящий от состояния трака и условий эксплуатации.

5. Разработаны метод и методика расчета параметров беговой дорожки и основания трака, учитывающие максимальное напряжение, значения коэффициента запаса прочности, условный предел текучести материала трака, предложенные расчетные формулы и коэффициент, характеризующий массу экскаватора, позволяющие повысить их ресурс.

6. Научные и практические результаты диссертации приняты к использованию в ООО «МОГОРМАШ» и ООО «НПЦподземмаш», в учебном процессе Горного института НИТУ МИСИС при подготовке студентов

машиностроительного профиля.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих статьях:

– в изданиях, входящих в наукометрическую базу SCOPUS:

1. Рахутин М.Г., Симба Наваррете В.Х. Влияние угла наклона экскаватора на запас прочности трака гусеницы // Горная промышленность. 2023. № 2. С. 141–146.

2. Maxim Rakhutin, Navarrete Simba and Sergey Khoroshavin Analysis of the Dependence of the Stressed State of the Tracked Track of a Career Excavator from an Angle Slope // E3S Web of Conferences 2020, No. 177, p. 03015. DOI:10.1051/e3sconf/202017703015.

– в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

3. Кантович Л.И., Дмитриенко В.Г., Шеметов Е.Г., Симба Н.В. Определение коэффициента запаса прочности гусеничного трака карьерного экскаватора 4100-хрс с помощью системы автоматизированного проектирования "Solidworks" // Горное оборудование и электромеханика. 2019. № 4. С. 10–14.

4. Симба Наваррете В.Х., Рахутин М.Г. Влияние трещин на запас прочности ходовой части трака гусеницы экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2024. № 5 S14. С. 3–12.

– в других изданиях:

5. Симба Н.В. Анализ зависимости напряженного состояния гусеничного трака карьерного экскаватора от угла уклона // В сб. «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности». Сб. тр. XVIII международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Екатеринбург, 02–03 апреля 2020 г. Под общей ред. проф. Ю.А. Лагуновой. Екатеринбург: УГГУ, 2020. С. 107–110.

6. Симба Н.В.Х., Рахутин М.Г. Влияние прочности породы на надежность гусеничного трака экскаватора // В сб. «Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности». Сб. тр. XIX международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады. Екатеринбург, 20–21 мая 2021 г. Под общей ред. проф. Ю.А. Лагуновой. Екатеринбург: УГГУ, 2021. С. 296–299.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Compañía Minera del pacífico S.A (CAP), 2022. Crecimiento sostenible, memoria integrada. [Электронный ресурс] // Cap: [сайт]. [2022]. URL: <https://www.cap.cl/sustentabilidad/reportes-de-sustentabilidad> (дата обращения 12.02.2023)
2. Comisión Económica para América Latina y el Caribe (CEPAL), 2021. Indicadores de sostenibilidad en la minería metálica. [Электронный ресурс] // Cepal: [сайт]. [2020]. URL: <https://www.cepal.org/es/publicaciones/46876-indicadores-sostenibilidad-la-mineria-metalica> (дата обращения 12.02.2023)
3. Corporación Nacional del Cobre (CODELCO), 2023. Informe de avance anual. [Электронный ресурс] // Cepal: [сайт]. [2020]. URL: <https://www.codelco.com/operaciones/informe-de-avance2023> (дата обращения 12.02.2023)
4. Campos-Medina, F., Fuentes Guarda, V., & Fonseca, F. (2022). Industria minera chilena: una aproximación a las paradojas de la sustentabilidad. Revista Venezolana de Gerencia, 27(99), 1078-1094. <https://doi.org/10.52080/rvgluz.27.99.14>
5. Álvarez, V. 2002. Hacia indicadores de desarrollo sustentable para el sector minero (1º Etapa). Comisión Chilena del Cobre Unidad de Asuntos Internacionales y Medio Ambiente (UAIMA), Chile. 16 pp.
6. Azapagic, A, 2000. Indicators of sustainable development for the minerals extraction industry: Environmental considerations. En Technological challenges posed by sustainable development: the mineral extraction industries. Madrid: CYTED/IMAAC/UNIDO, 1998. p. 202-217.
7. Pinto Rodrigo. Los pelambres incorporo nuevas palas electricas// Minería chilena. – 2018. – № 6. – S.46
8. Smagin V.P., Fedorko P., Rekord samogo bol'shogo ekskavatora // Ugol'. – 2015. – № 5. – S.88.
9. Estupiñán R., Romero P., García M., Garcés D., Valverde P. (2021). La minería en Ecuador. Pasado, presente y futuro. DOI:10.21701/bolgeomin.132.4.010.

10. Minería a Gran Escala, Una Nueva Industria para Ecuador, 2017. [Электронный ресурс] // URL: <https://revistas.usfq.edu.ec/index.php/polemika/article/view/956> (дата обращения 28.04.2024).
11. Эквадор признан «Лучшей страной развивающейся горнодобывающей отрасли» на конференции в Канаде, 2017. [Электронный ресурс] // URL: <https://rusecuador.ru/ecuador-novedades/economia/17175-ekvador-priznan-lluchshej-stranoj-razvivayushhejsya-gornodobyvayushhej-otraslir-na-konferenczii-v-kanade.html> (дата обращения 28.04.2024).
12. Venegas F., Guevara C., Cabrera T. (2017). Evaluación del impacto que tendrá en la economía del Ecuador el inicio de la producción de los depósitos de materiales metálicos. ISSN 1390-7042.
13. PRO ECUADOR. Инвестиционные Проекты Горнодобывающей Промышленности, 2024. [Электронный ресурс] // URL: <https://rspp.ru/document/1/8/c/8c86090f61f84f494d840f55b7350982.ppt> (дата обращения 28.04.2024).
14. Proyecto minero Fruta del Norte avanza con mujeres en su industria y nuevas exploraciones, 2024. [Электронный ресурс] // URL: <https://www.eluniverso.com/noticias/economia/lundin-gold-fruta-del-norte-mineria-ecuador-nota> (дата обращения 28.04.2024).
15. Власти Эквадора одобряют расширение медного рудника Mirador к августу 2024 года, 2024. [Электронный ресурс] // URL: <https://mcheese.ru/news/copper/TVRZME1UWQ-vlasti-ehkvadora-odobryat-rasshirenje-mednogo-rudnika-mirador-k-avgustu-2024-goda?ysclid=lztqg0s2pf375505179> (дата обращения 28.04.2024).
16. Домбровский, Н.Г. Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин. Н.Г. Домбровский, А.Г. Маевский [и др.] // . - К.: Техника, 1970. - 192 с.
17. Волков, Ю.П. Ходовая часть транспортных гусеничных машин: Учеб. пособие / Ю. П. Волков, В. Е. Ролле, А. Д. Самойлов ; Санкт-Петербург.

гос. техн. ун-т. - СПб. : СПбГТУ, 1995-. - 20 см.

18. Носов Л. Расчет и конструирование гусеничных машин / Под ред. Н. А. Носов Л. : Машиностроение, 1972. - 560 с.

19. Буров С.С. Конструкция и расчет танков / С. С. Буров. - М. : Издво Акад. БТВ, 1973. - 602 с.

20. Малиновский А. Н. Ходовая часть гусеничных машин / А. Н. Малиновский. - М. : ВИ, 1963. 120 с.

21. Антонов А. С. Теория гусеничного движителя / А. С. Антонов. - М. : Машгиз, 1949. - 216 с.

22. Платонов В. Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя /В.Ф. Платонов. - М. : Машиностроение, 1973. - 232 с.

23. Гусеничные транспортеры-тягачи / Под ред. В. Ф. Платонова. - М. :Машиностроение, 1978. - 352 с.

24. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. 6 изд. М.: Изд-во Моск. гос. горн. ун-та; 2007. 680 с.

25. Pat. RU2646712. Traki gusenichnoj cepi kar'ernogo ekskavatora / I.A. Orlov, zayavitel' i patentoobladatel' ООО «IZ-KARTEKS». – № 2016126604; zayavl. 01.07.2016; opubl. 06.03.2018. – 9s.

26. Pat. US6929335. Traki gusenichnoj dorozhke / D.D. Kolvell, G.R. Borkovski, za-yavitel' i patentoobladatel' «Harnishfeger». – № 10/7555778; zayavl. 12.06.20012; opubl. 14.07.2013. – 6s.

27. Селиванов И. И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости / И. И. Селиванов. - М. : Наука, 1967, - 200 с.

28. Анилович В. Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов : справ. пособие / В.Я. Анилович, Ю. Т. Водолажченко. - М. : Машиностроение, 1976. - 456 с.

29. Бойков А. В. Расчет плавности хода гусеничных машин: учеб. пособие / А. В. Бойков, Ю.П. Волков, В.Е. Ролле, - Л. : ЛПИ, 1990. - 52 с.

30. Котович С.В. Движители специальных транспортных средств. Часть I: Учебное пособие / МАДИ (ГТУ). – М., 2008. – 161 с.

31. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин [Текст] / Н.А. Забавников - М: «Машиностроение», 1975. – 448 с.
32. Bošnjak S.M., dkk, “Bucket Wheel Excavator: Integrity Assessment Of The Bucket Wheel Boom Tie – Rod Welded Joint”, Engineering Failure Analysis, (18), 2011, p.212-222.
33. Smithells C.J. Metals reference book. LSE: butterworths, 2013. - P. 1432.
34. Sokolski, P., dan M. Sokolski, “Evaluation of Resistance to Catasrophic Failures of Large-Size Caterpillar Chain Links of Open-Pit Mining Machinery”, Maintenance and Reliability,(16) (10), 2014, p.80-84.
35. P&H Mining Equipment, Inc. Operator Manual 4100-HRS. 2014. – 393s.
36. Москвичев В.В., Ковалев М.А. Оценка показателей эксплуатационной надежности карьерных канатных экскаваторов. Транспортные системы и технологии. 2020;6(4):25–44. <https://doi.org/10.17816/transsyst20206425-44>
37. Шибанов Д. А., Шишлянников Д. И., Иванова П. В., Иванов С. Л. Комплексная оценка факторов, определяющих наработку экскаваторов ЭКГ новой продуктовой линейки производства «ИЗ-КАРТЭКС» // Горное оборудование и электромеханика. — 2015. — № 9 (118). — С. 3—9.
38. Иванова П. В., Асонов С. А., Иванов С. Л., Кувшинкин С. Ю. Анализ структуры и надежности современного парка карьерных экскаваторов // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2017. — № 7. — С. 51—57. DOI: 10.25018/0236-1493-2017-7-0-51-57.
39. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика - М., Высш.шк., 2003.-479 с.
40. Дородов П.В. О запасе прочности и оценке надежности узлов металлоконструкций Дородов П.В., Кулагин А.В. Инженерный вестник Дона. 2012. № 2 (20). С. 420-423.
41. Аджатын М.Г. Определение рациональных параметров трака

гусеничного движителя экскаватора. Аджатян М.Г. Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2020. № 1 (23). С. 9/

42. Maulana, Irfan, dkk “Analisa Kerusakan Komponen Under carriage Excavator Hitachi EX200 Pada PT. Takabeyaka Perkasa Group dengan Metode FMEA”, Jurnal Mesin Sains Terapan,(1) (1),2017, p.32-38.

43. Xu, Xiao-Lei, “Fracture Failure of A Diesel Engine Piston”, Eng. Fail. Anal., (42), 2014, p.263-273

44. Rusiński E, Harnatkiewicz P, Bobyr M, Yakhno B. Caterpillar drive shaft damage causes analysis. Archives of Civil and Mechanical Engineering 2008, 8 (3):117–129.

45. Smolnicki T, Maślak P. Measurement of traction and steering forces of multicaterpillar mechanism of stacker machine drive. 27th DanubiaAdria Symposium on Advances in Experimental Mechanics, September 22nd-25th, Wroclaw 2010, Wrocław University of Technology: 195–196.

46. Smolnicki T, Maślak P. Multicaterpillar track chassis of big machines – identification of loads. Key Engineering Materials 2012, 490: 187–194.

47. Smolnicki, T., Maslak, P. (2012) Multicaterpillar track chassis of big machines – identification of loads. Key Engineering Materials, Vol. 490, pp. 187-194.

48. Рахутин М.Г., Симба Наваррете В.Х Влияние угла наклона экскаватора на запас прочности трака гусеницы // Горная промышленность. 2023. № 2. С. 141-146.

49. Прохоренко В.П. SolidWorks. Практическое руководство. М.: ООО <<БиномПресс>>, 2004. 448 с.

50. Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Лукашук О.А., Шестаков В.С. Программное управление процессом экскавации горных пород карьерным экскаватором. Горное оборудование и электромеханика. 2020;(5):28–33. <https://doi.org/10.26730/1816-4528-2020-5-28-33>

51. Klanfar M., Herceg V., Kuhinek D., Sekulić K. Construction and testing of the measurement system for excavator productivity. Rudarskogeološko-Naftni

Zbornik. 2019;34(2):51–58. <https://doi.org/10.17794/rgn.2019.2.6>

52. Лещинский А.В., Шевкун Е.Б., Вершинина А.Р., Белозеров И.Н. Выбор пути повышения производительности карьерного экскаватора. Маркшейдерия и недропользование. 2021;(1):40–45.

53. Clement E.N., Nkoi B., Isaac O.E. Improving the Reliability of an Excavator Using Maintenance Management and 2-Parameter Weibull Distribution Model. American Journal of Engineering Research. 2019;8(2):84–89.

54. Великанов В.С., Шабанов А.А. Применение нечеткого подхода для оценки влияния структуры и режимов управления на показатели эксплуатационной надежности карьерных экскаваторов. Горная промышленность. 2013;(3):101–102. <https://mining-media.ru/ru/article/newtech/4389-primenenie-nechetkogo-podkhoda-dlya-otsenki-vliyaniya-struktury-i-rezhimovupravleniya-na-pokazатели-ekspluatatsionnoj-nadezhnosti-karernykh-eks-kavatorov>

55. Khan A.M., Khalil S., Hamid Y. Life prediction of a scaled down fabricated tracked vehicle model. In: 2021 International Conference on Applied and Engineering Mathematics (ICAEM), Taxila, Pakistan, August 30–31, 2021, pp. 55–60. <https://doi.org/10.1109/ICAEM53552.2021.9547135>

56. Zhao H., Wang G., Wang H., Bi Q., Li X. Fatigue life analysis of crawler chain link of excavator. Engineering Failure Analysis. 2017;79:737–748. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.04.034>

57. Bošnjak S.M., Arsić M.A., Zrnić N.D., Odanović Z.D., Dordević M.D. Failure analysis of the stacker crawler chain link. Procedia Engineering. 2011;10:2244–2249. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.04.371>

58. Bošnjak S.M., Momčilović D.B., Petković Z.D., Pantelić M.P., Gnjatović N.B. Failure investigation of the bucket wheel excavator crawler chain link. Engineering Failure Analysis. 2013; 35:462–469. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.04.025>

59. Yu Z.-W., Xu X.-L., Mu X. Failure investigation on the cracked crawler pad link. Engineering Failure Analysis. 2010;17(5):1102–1109.

60. Febriyanti E, Gafar A., Agus H., Failure analysis of track link excavator. Engineering Failure Analysis. 2018; Majalah ilmiah Pengkajian Industri 12(3):181–190. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2010.01.004>
61. Bian Yong-jun, Lu Xin, Guo Li-hui, Wang Shi-shuang, Liu Zhi-gang Failure analysis on hydraulic excavator pedrail made of 40Mn2 steel // Jinshu Rechuli/Heat Treatment of Metals. 2008. Vol. 33. No 10. Pp. 119—120.
62. Hong Zhang, Guodi Feng, Haijun Zhang, Xiaofeng Wang, Yingzhi Zhang Study on test and preparation of load spectrum of hydraulic excavator / Proceedings of Seventh International Conference on Electronics and Information Engineering. 2017. Vol. 10322. DOI: 10.1117/12.2266910.
63. Dacinic, Darco, dkk, “Bucket Wheel Excavator Damage by Fatigue Fracture ”, Procedia Materials Science, (3), 2014, p.1723-1728.
64. Savkovic, Mile, dkk, “Analysis of The Drive Shaft Fracture of The Bucket Wheel Excavator, Engineering Failure Analysis, (20), 2012, p.105-117
65. Dudek, D., dkk, “The L35GSM Cast Steel – Possibilities of Structure and Properties Shaping at The Example Of Crawler Links”, Arch. Civ. Mech. Eng., (11),2011, p.19–32.
66. Arsic’ M., dkk, “Analysis Of The Spreader Track Wheels Premature Damages”, Engineering Failure Analysis, (20), 2012, p.118–136.
67. Bošnjak S.M., dkk, “Failure Analysis And Redesign Of The Bucket Wheel Excavator Two-Wheel Bogie”, Engineering Failure Analysis, (17), 2010, p.473–485.
68. Xu, Xiao-Lei, “Fracture Failure of A Diesel Engine Piston”, Eng. Fail. Anal., (42), 2014, p.263-273
69. Wu, Maomeng & Hao Yu, “Research of 50Mn2V Continous Casting Slab Transverse Cracking during Its Retarded Cooling Process”, Eng. Fail. Anal., (30), 2013, p.61-73
70. C., Klinger & Bettge D, “Axel Fracture Of An ICE3 High Speed Train”, Eng. Fail. Anal., (35), 2013, p.66–81.

71. Steel Casting Chemical Composition and Mechanical Properties, 10293, British Standard for EN, 2015.
72. D., Brooksbank D & Andrews KW, “Stress field around inclusions and their relation to mechanic properties”, JISI (4) 1972, p.246–255
73. Czarny R, Paszkowski M. The influence of graphite solid additives, MoS₂ and PTFE on changes in shear stress values in lubricating greases, Journal of Synthetic Lubrication 2007, 24 (1): 19–29.
74. Dudek D, Nowakowski T. Problems of degradation and maintenance of surface mine engineering machines. Proceedings of International Symposium on Materials Ageing and Component Life Extension, Milan, Italy, 10-13 October 1995. Vol. 2. Eds. V. Bicego, A. Nitta, R. Viswanathan Warley: Engineering Materials Advisory Services, 1995: 1285-1294.
75. Krawiec S. The synergistic effect of copper powder with PTFE in a grease lubricant under mixed friction conditions, Archives of Civil and Mechanical Engineering 2011, 11 (2): 379–390.
76. Nowakowski T. Comparative analysis of degradation degree of bucket wheel excavators. Proceedings of ESREL '99 - The Tenth European Conference on Safety and Reliability, Munich-Garching, Germany, 13–17 September 1999. Vol. 1/ Ed. by G. I. Schueller, P. Kafka Rotterdam: A.A.Balkema, 1999: 223-227.
77. Rusiński E, Harnatkiewicz P, Bobyr M, Yakhno B. Caterpillar drive shaft damage causes analysis. Archives of Civil and Mechanical Engineering 2008, 8 (3):117–129.
78. Sokolski, P. (2012) A diagnosing method of crawler chain links in large-size working machines (PhD Thesis). Institute of Machinery Design and Operation, Wroclaw University of Technology, Wroclaw (in Polish).
79. Zhang Z., Zhang H., Chen Y., Yan H. Research on dynamic load estimation method of crawler travel system. Journal of Mechanical Science and Technology. 2023;37(2):555–567. <https://doi.org/10.1007>
80. Биргер И.А., Шорп Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение; 1979. 702 с

81. Дроздовский, Б. А. Влияние трещин на механические свойства конструкционных сталей / Б. А. Дроздовский, Я. Б. Фридман. – Москва : Металлургиздат, 1960.– 260 с
82. Drozdova L.G., Kurbatova O.A. Odnokovshovye ekskavatory: konstruktsiia, montazh i remont (Single bucket excavators: design, installation and repair), Vladivostok, Izdvo DVG TU, 2013, 235 p
83. .Kokh P.I. Odnokovshovye ekskavatory. Ustroystvo, montazh, ekspluatatsiya i remont (Single bucket excavators. Device, installation, operation and repair), Moscow, Mashgiz, 2015, 440 p.
84. Shostak Ia.E., Gornak A.M. Ekskavatory (Excavators), Moscow, Vysshaia shkola, 2011, 398 p.
85. Oskerko V.E. Stroitelnie i dorozhnye mashiny, no. 9, 2011, pp. 18-23.
86. Shemiakin S.A., Leshchinskii A.V. Raschet zemleroinykh mashin (Calculation of earthmoving machines), Khabarovsk, Izd-vo tikhookean. Gos. Un-ta, 2014, 55 p.
87. Krupko V.G., Koynash V.A., Ermakova S.A. Avtomobilnyy transport, no. 31, 2012, pp.178-182.
88. Krutikov I.P. Ekskavatory (Excavators), Moscow, Mashinostroenie, 2013, 392 p.
89. Скобелев Л. С., Штейнцайг В. М., Штейнцайг Р. М. Создание мощных карьерных гидравлических экскаваторов / Одноковшовые экскаваторы с гидроприводом и область их применения. Реферативный сборник № 2-82-10. — М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1982. — С. 3—7.
90. Булес П. Обеспечение надежности работы карьерных гидравлических экскаваторов при их эксплуатации на открытых разработках России: дис. канд. техн. наук. — М.: НИТУ «МИСиС», 2016. — 164 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Национальный исследовательский технологический
университет «МИСИС»

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

Москва 2024 г.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Методика предназначена для расчета гусеничных траков карьерного экскаватора.

2. СОСТАВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.

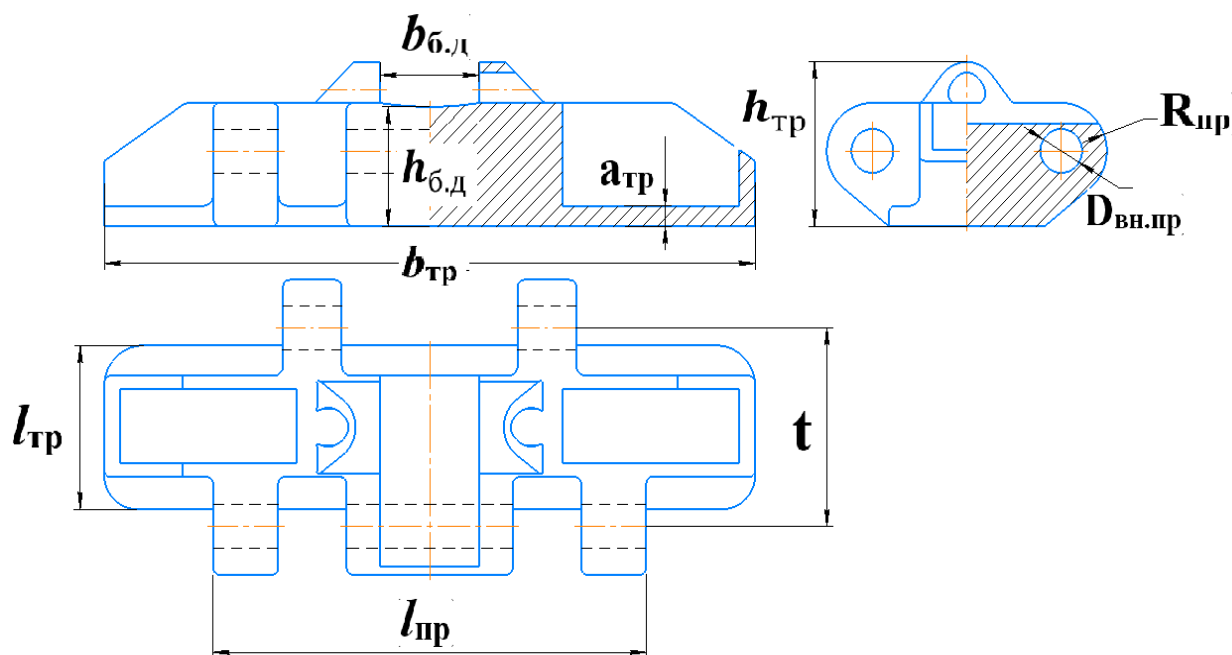


Рисунок П1. – Гусеничный трак экскаватора

t – шаг гусеничного трака, м;

$b_{\text{тр}}$ – ширина гусеничного трака, м;

$l_{\text{тр}}$ – длина гусеничного трака, м;

L – длина гусеницы, м,

$b_{\text{б.д}}$ – ширина беговой дорожки гусеничного трака, мм;

$h_{\text{б.д}}$ – высота беговой дорожки гусеничного трака, м;

$h_{\text{тр}}$ – высота гусеничного трака, м;

$a_{\text{тр}}$ – толщина основания гусеничного трака, мм;

$d_{\text{п}}$ – диаметр пальца, м;

$D_{\text{вн.пр}}$ – внутренний диаметр проушины, м;

$R_{\text{пр}}$ – наружный радиус проушины, м;

$l_{\text{пр}}$ – длина проушины, м;

$M_{\text{э}}$ – полная масса экскаватора, т.

3. ПОРЯДОК РАСЧЕТА

3.1 Определение шага гусеничного трака, ширины гусеничного трака, длины гусеницы, количества траков опорной ветви гусеницы, длину гусеничного трака для многоопорной и малоопорной системы двухгусеничного оборудования.

3.1.1 для многоопорной системы двухгусеничного оборудования

$$t = 0,06 \dots 0,07 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (1)$$

$$b_{\text{тр}} = 0,17 \dots 0,18 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (2)$$

$$L = 1,05 \dots 1,1 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (3)$$

3.1.2 для малоопорной системы двухгусеничного оборудования

$$t = 0,07 \dots 0,09 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (4)$$

$$b_{\text{тр}} = 0,18 \dots 0,19 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (5)$$

$$L = 0,95 \dots 1,1 \cdot \sqrt[3]{M_э} \text{ м}, \quad (6)$$

3.2 Определение количества траков опорной ветви гусеницы из условия обеспечения требуемого удельного давления на грунт

$$n_{\text{тр.оп}} = \frac{L}{t}, \quad (7)$$

3.3 Определение длины гусеничного трака из условия обеспечения требуемого удельного давления на грунт

$$l_{\text{тр}} = \frac{M_э \cdot g}{2 \cdot b_{\text{тр}} \cdot n_{\text{тр.оп}} \cdot q_{\text{уд}}} \text{ м}, \quad (8)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

3.4 Определение максимальной силы тяги, с учетом ограничения по сцеплению

$$P_{\text{т.макс}} = 0,65 \cdot M_э \cdot g \cdot \varphi \text{ кН}, \quad (9)$$

φ – уточняющий коэффициент, обычно $\varphi = 0,8$;

3.5 Определение средней статистической нагрузки на опорный каток, передающейся на гусеничный трак по поверхности его беговой дорожки

$$P_{\text{к.ст}} = K_1 \cdot \frac{(0,5 \cdot M_э - L \cdot \rho_{\text{г}}) \cdot g + P_{\text{пред}}}{n} \text{ кН}, \quad (10)$$

K_1 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилия по опорным каткам, обычно принимают $K_1=1,05$;

ρ_r – погонная масса гусеницы, т/м.

3.6 Определение ширины беговой дорожки гусеничного трака

3.6.1 граничные условия эксплуатации:

- угол продольного наклона - 20° ;
- опирание гусеничного оборудования экскаватора – опирание на три точки.

3.6.2 Определение максимальной нагрузки, приложенной к беговой дорожке

$$P'_{\text{к.ст}} = K_1 \cdot 2 \frac{(0,5 \cdot M_{\text{э}} - L \cdot \rho_r) \cdot g + P_{\text{пред}}}{3} \quad \text{кН}, \quad (11)$$

3.6.3 Определение максимального напряжения на поверхности гусеничного трака

$$\sigma = e^{5,6 \cdot (1+m) - \frac{6 \cdot b_{\text{б.д}}}{1000}} \text{ МПа}, \quad (12)$$

m – коэффициент, учитывающий массу экскаватора, $m = 2,5 \cdot 10^{-4} M_{\text{э}}$

3.6.4 Определение коэффициента запаса прочности гусеничного трака

$$k = \frac{[\sigma_{0,2}]}{e^{5,6 \cdot (1+m) - \frac{6 \cdot b_{\text{б.д}}}{1000}}}, \quad (13)$$

3.6.5 Определение ширины беговой дорожки гусеничного трака

$$b_{\text{б.д}} = 1000 \cdot \frac{5,6 \cdot (1 + m) - \ln \frac{[\sigma_{0,2}]}{k}}{6} \text{ м}, \quad (14)$$

3.7 Определение высоты беговой дорожки гусеничного трака

$$h_{\text{б.д}} = \sqrt{\frac{3 \cdot P'_{\text{к.ст}} \cdot b_{\text{тр}} \cdot k}{2 \cdot l_{\text{тр}} \cdot [\sigma_{0,2}]}} \text{ м}, \quad (15)$$

где k – требуемый коэффициент запаса прочности.

3.8 Определение высоты гусеничного трака

Высота гусеничного трака состоит из высоты беговой дорожки и высоты гребней трака:

$$h_{\text{тр}} = h_{\text{б.д}} + h_{\text{гр}} \text{ м}, \quad (16)$$

3.9 Определение толщины основания гусеничного трака

3.9.1 граничные условиях эксплуатации:

- угол поперечного наклона – 4.5°;
- опирание гусеничного оборудования экскаватора – опирание на кусок породы.

3.9.2 Определение максимального напряжения на поверхности гусеничного трака

$$\sigma = e^{(6,1+0,15s) - \frac{3 \cdot a_{\text{тр}}}{100}} \text{ МПа}, \quad (17)$$

s – коэффициент, учитывающий массу экскаватора, $s = 0,05 \text{ Мэ} - 1$

3.9.3 Определение коэффициента запаса прочности гусеничного трака

$$k = \frac{[\sigma_{0,2}]}{e^{(6,1+0,15s) - \frac{3 \cdot a_{\text{тр}}}{100}}}, \quad (18)$$

3.9.4 Определение толщины основания гусеничного трака

$$a_{\text{тр}} = 100 \cdot \frac{6,1 \cdot (1 + 0,15s) - \ln \frac{[\sigma_{0,2}]}{k}}{3} \text{ мм}, \quad (19)$$

3.10 Определение диаметра пальца проушины

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{2 \cdot P_{\text{т.макс}}}{[\tau_{\text{с}}] \cdot \pi \cdot n_{\text{пр.об.ст}}}} \text{ м}, \quad (20)$$

$\tau_{\text{с}}$ – допустимые напряжения на срез пальца проушины ($[\tau_{\text{с}}] < 70 \text{ МПа}$).

3.11 Определение внутреннего диаметра проушины

$$D_{\text{вн.п}} = d_{\text{п}} + 0,005 \text{ м}, \quad (21)$$

3.12 Определение наружного радиуса проушины

$$R_{\text{пр}} = 0,5 \cdot d_{\text{п}} + \frac{P_{\text{т.макс}}}{b_{\text{тр}} \cdot [\sigma_{\text{р}}]} \text{ м}, \quad (22)$$

$\sigma_{\text{р}}$ – допустимые напряжения разрыва проушины ($[\sigma_{\text{р}}] < 50 \text{ МПа}$);

ПРИМЕР РАСЧЕТА

В качестве примера по предложенной методике определения основных параметров гусеничных траков карьерных экскаваторов берем экскаватор Р&Н-4100ХРС вместимостью ковша 50 м^3 .

Для этого имеются следующие исходные данные этого экскаватора из технической документации этого экскаватора:

- Масса экскаватора, $M_э = 1459 \text{ т}$.
- Расстояние между гусеницами, $B = 8,5 \text{ м}$.
- Требуемое давление на грунт $q_{уд} = 0,44 \text{ МПа}$.
- Система двухгусеничного оборудования – многоопорная
- Количество опорных катков $n = 8$,
- Погонная масса гусеницы $\rho_г = 3400 \text{ кг/м}$
- Сила предварительного натяжения $P_{пред} = 10 \text{ кН}$.
- Число проушин обхватываемой стороны $n_{пр.об.ст} = 2$.

3.1 Определение шага гусеничного трака, ширины гусеничного трака, длины гусеницы, количества траков опорной ветви гусеницы, длину гусеничного трака для многоопорной и малоопорной системы двухгусеничного оборудования.

3.1.1 для многоопорной системы двухгусеничного оборудования

$$\begin{aligned} t &= 0,06 \cdot \sqrt[3]{1459} = 0,67 \text{ м}; \\ b_{тр} &= 0,18 \cdot \sqrt[3]{1459} = 2,1 \text{ м}; \\ L &= 1,05 \cdot \sqrt[3]{1459} = 11,5 \text{ м}. \end{aligned}$$

3.2 Определение количества траков опорной ветви гусеницы из условия обеспечения требуемого удельного давления на грунт

$$n_{тр.оп} = \frac{11,5}{0,68} \approx 16$$

3.3 Определение длины гусеничного трака из условия обеспечения

требуемого удельного давления на грунт

$$l_{\text{тр}} = \frac{1459000 \cdot 9,81}{2 \cdot 2,1 \cdot 16 \cdot 440000} = 0,48 \text{ м}$$

3.4 Определение максимальной силы тяги, с учетом ограничения по сцеплению

$$P_{\text{т.макс}} = 0,65 \cdot 1459000 \cdot 9,8 \cdot 0,8 = 7435 \text{ кН}$$

3.5 Определение средней статистической нагрузки на опорный каток, передающейся на гусеничный трак по поверхности его беговой дорожки

$$P_{\text{к.ст}} = 1,05 \cdot \frac{(0,5 \cdot 1459000 - 11,5 \cdot 3400) \cdot 9,8 + 10000}{8} = 850 \text{ кН}$$

3.6 Определение ширины беговой дорожки гусеничного трака

3.6.1 граничные условиях эксплуатации:

- угол продольного наклона - 20°;
- опирание гусеничного оборудования экскаватора – опирание на три точки.

3.6.2 Определение максимальной нагрузки, приложенной к беговой дорожке

$$P'_{\text{к.ст}} = 1,05 \cdot 2 \cdot \frac{(0,5 \cdot 1459000 - 11,5 \cdot 3400) \cdot 9,8 + 10000}{3} = 4743 \text{ кН}$$

3.6.3 Определение максимального напряжения на поверхности гусеничного трака

$$\sigma = e^{5,6 \cdot (1+m) - \frac{6 \cdot b_{\text{б.д}}}{1000}}$$

m – коэффициент, учитывающий массу экскаватора, $m = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ М}_3$

3.6.4 Определение коэффициента запаса прочности гусеничного трака

$$k = \frac{[\sigma_{0.2}]}{e^{5,6 \cdot (1+m) - \frac{6 \cdot b_{\text{б.д}}}{1000}}}$$

3.6.5 Определение ширины беговой дорожки гусеничного трака

$$b_{\text{б.д}} = 1000 \cdot \frac{5,6 \cdot (1 + 0,35) - \ln \frac{320}{1,4}}{6} = 350 \text{ мм}$$

3.7 Определение высоты беговой дорожки гусеничного трака

$$h_{б.д} = \sqrt{\frac{3 \cdot 4743000 \cdot 2,1 \cdot 1,4}{2 \cdot 0,48 \cdot 320000000}} = 0,36 \text{ м}$$

3.8 Определение высоты гусеничного трака

Высота гусеничного трака состоит из высоты беговой дорожки и высоты гребней трака:

$$h_{тр} = 0,36 + 0,18 = 0,48 \text{ м}$$

3.9 Определение толщины основания гусеничного трака

3.9.1 граничные условиях эксплуатации:

- угол поперечного наклона – 4.5°;
- опирание гусеничного оборудования экскаватора – опирание на кусок породы.

3.9.2 Определение максимального напряжения на поверхности гусеничного трака

$$\sigma = e^{(6,1+0,15s) - \frac{3 \cdot a_{тр}}{100}}$$

s – коэффициент, учитывающий массу экскаватора, s=0,05 Мэ - 1

3.9.3 Определение коэффициента запаса прочности гусеничного трака

$$k = \frac{[\sigma_{0.2}]}{e^{(6,1+0,15s) - \frac{3 \cdot a_{тр}}{100}}}$$

3.9.4 Определение толщины основания гусеничного трака

$$a_{тр} = 100 \cdot \frac{(6,1 + 0,15 \cdot 6) - \ln \frac{320}{1,4}}{3} = 54 \text{ мм}$$

3.10 Определение диаметра пальца проушины

$$d_{п} = \sqrt{\frac{2 \cdot 7435000}{70000000 \cdot \pi \cdot 2}} = 0,18 \text{ м}$$

3.11 Определение внутреннего диаметра проушины

$$D_{вн.п} = 0,18 + 0,005 = 0,185 \text{ м}$$

3.12 Определение наружного радиуса проушины

$$R_{пр} = 0,5 \cdot 0,18 + \frac{7435000}{2 \cdot 50000000} = 0,16 \text{ м}$$



Утверждаю



Генеральный директор
ООО «НПЦПодземмаш», к.т.н.

Д.Я. Соловых

« 18 » апреля 2024 г.

Справка

о внедрении результатов диссертационной работы **Симбы Наваррете Владимира Хеованни** на тему: «**Обоснование параметров гусеничного трака карьерных экскаваторов**», представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты диссертационной работы «Обоснование параметров гусеничного трака карьерных экскаваторов», посвящена обоснованию параметров гусеничного трака с учетом неблагоприятных факторов эксплуатации. В своей работе Симба Наваррете Владимир Хеованни рассматривает вопросы научного характера, соответствующие одному из направлений работы ООО «НПЦПодземмаш».

Результаты проведенной работы способствовали решению важной задачи: проектированию траков повышенной надежности.

Результаты исследований, выполненных в диссертационной работе Симбы Наваррете Владимира Хеованни, представляют практический интерес для ООО «НПЦПодземмаш» и будут использованы при проектировании гусеничных траков горных машин.

Инженер-конструктор

Серебренников Н.Е.

Общество с ограниченной ответственностью

«МОГОРМАШ»

Россия, Москва, 107140 В.Красносельская, 9, оф.1
тел.: (499) 264-81-32, (499) 763-22-12; факс (499) 763-22-35
E-mail: mogormash@mail.ru

СПРАВКА

о внедрении результатов диссертационной работы Симбы Наваррете Владимира Хеовании на тему: «Обоснование параметров гусеничного трака карьерных экскаваторов» представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты диссертационного исследования, выполненные аспирантом кафедры горного оборудования транспорта и машиностроения Горного института Национального исследовательского технологического университета МИСИС Симбой Наваррете Владимиром Хеованием являются практически значимыми и будут использованы при проектировании, изготовлении и эксплуатации гусеничных траков карьерных экскаваторов. Изготовление траков с параметрами рассчитанными по предложенной методике позволит повысить их надежность.

Генеральный директор
проф., докт. тех. наук
11.06.2024 г.



В.Г. Мерзляков