

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Сәтбаев Университеті

Институт Металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Технологичесие машины, транспорт и логистика»

Каирлин Ә.М.

Модернизация вилочного погрузчика Komatsu грузоподъемностью 2 т

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Специальность 6М072200 – Полиграфия

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Сәтбаев Университеті

Институт Металлургии и промышленной инженерии

УДК 665.622.43.046.6-52 (043)

На правах рукописи

Каирлин Әсет Мұратбекұлы

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание академической степени магистра

Название диссертации	Модернизация вилочного погрузчика Komatsu грузоподъемностью 2 т
Направление подготовки	6M072200 – Полиграфия

Научный руководитель
д.т.н., профессор

_____ С.А. Машеков
" ____ " _____ 20__ г.

Рецензент

к.т.н., ассоц. профессор

_____ К.А. Жусупов
" ____ " _____ 20__ г.

Нормоконтроль

к.т.н., синьор-лектор

_____ Р.А. Козбагаров
" ____ " _____ 20__ г.

ДОПУЩЕН К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

«Технологические машины, транспорт и логистика»

к.т.н., доцент

_____ К.К. Елемесов
" ____ " _____ 20__ г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Сәтбаев Университеті

Институт Металлургии и промышленной инженерии

Кафедра «Технологические машины, транспорт и логистика»

6M072200 – Полиграфия

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

«Технологические машины, транспорт и логистика»

к.т.н, доцент

_____ К.К. Елемесов

“ _____ ” _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение магистерской диссертации

Магистранту *Каирлину Әсет Мұратбекұлы*

Тема: Модернизация вилочного погрузчика Komatsu грузоподъемностью 2 т

Утверждена приказом Ректора Университета №__-п от " __ " _____ 20__ г.

Срок сдачи законченной диссертации " __ " _____ 20__ г.

Исходные данные к магистерской диссертации: _____

Перечень подлежащих разработке в магистерской диссертации вопросов:

а) _____

б) _____

в) вопросы безопасности жизнедеятельности и охраны труда _____ ;

г) расчет экономической эффективности разработки

д) приложения.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

Рекомендуемая основная литература:

ГРАФИК
подготовки магистерской диссертации

Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления научному руководителю	Примечание

Подписи

консультантов и нормоконтролера на законченную магистерскую диссертацию с указанием относящихся к ним разделов диссертации

Наименования разделов	Консультанты, И.О.Ф. (уч. степень, звание)	Дата подписания	Подпись
Экономическая часть			
Охрана труда			
Нормоконтролер			

Научный руководитель _____

С.А. Машеков

Задание принял к исполнению обучающийся _____

Каирлин Э.М.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	7
1 Вилочный погрузчик и его особенности.....	8
1.1 История.....	8
1.2 Общие функции.....	9
1.3 Управление и возможности погрузчика.....	10
1.4 Типы дизайна.....	11
1.5 Силовые установки.....	12
1.6 Уравновешенные компоненты погрузчика.....	13
1.8 Замена или добавление навесного оборудования.....	18
2 Метод конечных элементов.....	20
2.1 Описание метода.....	20
2.2. Общий алгоритм статического расчета МКЭ.....	30
3 Пример анализа рамы погрузчика на основе программ ADAMS и ANSYS	33
3.1 Каркас вилочного погрузчика CAE Анализ и процесс проектирования...	33
3.2 Оптимизация проектирования каркасных систем погрузчиков на основе ADAMS.....	35
3.3 Анализ динамического моделирования процесса работы рамной системы погрузчика на основе системы ADMAS.....	35
3.4 Анализ основных компонентов МКЭ, основанный на ANSYS.....	40
4 Динамический анализ вилочного погрузчика при подъеме груза с использованием моделирования и симуляции.....	43
4.1 Моделирование погрузчика и моделирование процесса подъема на программе Nastran 4D.....	43
4.2 Результаты.....	46
4.2.1 Сила в подъемных гидравлических цилиндрах.....	46
4.2.2 Сила натяжения в	46

цепях.....	
4.2.3 Напряжения во внутренней и внешней мачтах.....	49
5 Анализ аномального усталостного разрушения вилочных погрузчиков...	52
5.1 Исходная информация для изучения усталостного разрушения.....	52
5.2 Методика эксперимента.....	53
5.3 Результаты исследования усталостного разрушения.....	53
5.3.1 Химический анализ.....	53
5.3.2. Фрактографический анализ.....	53
5.3.3 Металлографическая оценка.....	54
5.3.4. Испытания на твердость и анализ напряжений.....	55
6 Краткий анализ рынка вилочных погрузчиков.....	60
6.1 Основные показатели.....	60
6.2 Сегментация по классам.....	60
6.3 Сегментация по регионам.....	61
6.4 Ключевые игроки на рынке.....	62
Заключение.....	63
Список использованной литературы.....	65

ВВЕДЕНИЕ

Изучение динамических сил и нагрузок на погрузчике во время подъема груза оказывается трудным, используя физические эксперименты и устройства измерения тока. Создание многотельной модели погрузчика и применение компьютерного моделирования - очень полезный метод для изучения этих случаев, который помогает объяснить причины тяжелых колебаний, отказов и аварий погрузчиков и дает выводы, которые могут быть полезны с точки зрения конструкции и безопасности. Цель состоит в том, чтобы увидеть, как динамические силы, моменты, скорость и колебания влияют на конструкцию погрузчика и его устойчивость при подъеме груза. Для выполнения этой работы мы разработали весь «виртуальный вилочный погрузчик» с использованием приложений для моделирования и моделирования (Рис. 20) [3] и выполнили моделирование для получения результатов. Основные параметры, которые влияют на динамическое поведение погрузчика, будут проанализированы, и будут найдены выводы, которые могут быть полезны для лучшего понимания динамики погрузчика. Эта статья определяет набор параметров, которые влияют на основные части погрузчика, и дает результаты с графиками и таблицами со значениями, которые имеют динамический характер, с высокими амплитудами и частотами, которые непосредственно влияют на причины усталости материала или разрушения.

Работа складских вилочных погрузчиков характеризуется различными рабочими процессами - подъемом веса, снижением веса, движением вперед, движением назад, движением влево и вправо, с многочисленными запросами и циклами, которые включают в себя различные грузы и пакеты, которые необходимо перевозить с переменной скоростью. Работа погрузчика при подъеме веса (груза) считается наиболее сложным процессом, особенно когда он поднимает максимальную нагрузку. Будет проведено исследование для погрузчика типа KOMATSU FD20-17, показанного на Рисунке 19, который был доступен для тестирования на складе местной компании. Моделирование будет достигнуто с использованием численных методов (Кутта-Мерсон) и метода конечных элементов (МКЭ), поддерживаемых программным обеспечением для моделирования и симуляции (Dresig et al, 2001). Результаты исследования будут показаны для некоторых основных частей грузоподъемника, которые поднимают нагрузку, с графиками и таблицами с результирующими значениями и их сравнениями, что предлагает новые выводы и хороший обзор в динамических случаях.

1 Вилочный погрузчик и его особенности

Вилочный погрузчик (также называемый автопогрузчиком, железнодорожным погрузчиком, автопогрузчиком, автопогрузчиком и автопогрузчиком) – это промышленный грузовой автомобиль с электроприводом, используемый для подъема и перемещения материалов на короткие расстояния. Вилочный погрузчик был разработан в начале 20-го века различными компаниями, в том числе Clark, которая производила трансмиссии, и Yale & Towne Manufacturing, которая производила подъемники. После Второй мировой войны использование и развитие автопогрузчика значительно расширились во всем мире. Вилочные погрузчики стали неотъемлемой частью оборудования в производстве и складировании. В 2013 году объем продаж 20 крупнейших производителей во всем мире составил 30,4 млрд. Долларов США, было продано 944 405 машин.

1.1 История

С середины XIX века до начала XX века произошли события, которые привели к сегодняшним современным вилочным погрузчикам. Предшественниками современного погрузчика были ручные подъемники, которые

использовались для подъема грузов. В 1906 году Пенсильванская железная дорога представила грузовые платформы с питанием от батарей для перевозки багажа на железнодорожной станции Алтуна, штат Пенсильвания. Первая мировая война ознаменовалась разработкой различных типов погрузочно-разгрузочного оборудования в Соединенном Королевстве компаниями Ransomes, Sims & Jefferies of Ipswich. Это было частично из-за нехватки рабочей силы, вызванной войной. В 1917 году компания Clark в Соединенных Штатах начала разрабатывать и использовать на своих заводах тягачи с электроприводом и тягачи с электроприводом. В 1919 году компания Towmotor Company и Yale & Towne Manufacturing в 1920 году вышли на рынок автопогрузчиков в Соединенных Штатах. Непрерывное развитие и расширенное использование вилочного погрузчика продолжалось в течение 1920-х и 1930-х годов. Внедрение гидравлической энергии и разработка первых электропогрузчиков, а также использование стандартизированных поддонов в конце 1930-х годов помогли увеличить популярность автопогрузчиков.

Начало Второй мировой войны, как и первая мировая война, стимулировало использование вилочных погрузчиков в военных усилиях. После войны внедрялись более эффективные методы хранения продуктов на складах. Склады нуждались в большем количестве маневренных вилочных погрузчиков, которые могли бы достигать больших высот, и были созданы новые модели вилочных погрузчиков, которые удовлетворяли эту потребность. Например, в 1954 году британская компания под названием Lansing Bagnall, которая сейчас входит в группу KION, разработала, как утверждается, первый электрический ричтрак с узким проходом. Разработка изменила дизайн складов, что привело к более узким проходам и более высокой нагрузке, что увеличило возможности хранения.

В 1950-х и 1960-х годах безопасность оператора стала проблемой из-за увеличения высоты и грузоподъемности. Функции безопасности, такие как спинки груза и каркасы оператора, называемые накладными ограждениями, начали добавляться к вилочным погрузчикам, производимым в эту эпоху.

В конце 1980-х годов в новые конструкции вилочных погрузчиков стали включаться эргономичные конструкции, чтобы повысить комфорт оператора, снизить травматизм и повысить производительность.

В течение 1990-х годов начали учитываться выбросы выхлопных газов при эксплуатации вилочных погрузчиков, что привело к внедрению стандартов выбросов для производителей вилочных погрузчиков в различных странах. Вне

дрение вилочных погрузчиков переменного тока, наряду с технологией топливных элементов, также является усовершенствованием в продолжающемся развитии вилочных погрузчиков.

1.2 Общие функции

Вилочные погрузчики рассчитаны на нагрузки с указанным максимальным весом и указанным передним центром тяжести. Эта информация находится на паспортной табличке, предоставленной производителем, и нагрузки не должны превышать эти спецификации. Во многих юрисдикциях незаконно изменять или снимать шильдик без разрешения производителя погрузчика.

Важным аспектом работы погрузчика является то, что он должен иметь рулевое управление задними колесами. Хотя это повышает маневренность в условиях жестких поворотов, оно отличается от традиционного опыта водителя с другими колесными транспортными средствами. Во время рулевого управления, поскольку нет действия заклинателя, нет необходимости применять рулевое усилие для поддержания постоянной скорости поворота.

Еще одна важная характеристика погрузчика - его нестабильность. Погрузчик и груз должны рассматриваться как единица с постоянно меняющимся центром тяжести при каждом движении груза. Вилочный погрузчик никогда не должен договариваться о повороте на скорости с повышенной нагрузкой, где центробежные и гравитационные силы могут объединиться, чтобы вызвать катастрофическую опрокидывающуюся аварию. Вилочный погрузчик спроектирован с ограничением нагрузки на вилы, которое уменьшается при подъеме вилки и подрезании груза (то есть, когда груз не опирается на вилку «L»). Загрузочная пластина для справки о загрузке обычно расположена на погрузчике. Вилочный погрузчик не должен использоваться в качестве подъемника для персонала без установки специального защитного оборудования, такого как «сборщик вишни» или «клетка».

Вилочные погрузчики являются важным элементом складов и распределительных центров. Обязательно, чтобы эти структуры были разработаны, чтобы приспособить их эффективное и безопасное движение. В случае стеллажей и "въезд / въезд" через вилочный погрузчик необходимо перемещаться внутри отсека для хранения, который находится на нескольких позициях паллет на глубине, чтобы разместить или извлечь паллет. Зачастую водители погрузчиков направляются в отсек через направляющие на полу, а поддон размещается на консольных кронштейнах или направляющих. Эти маневры требуют хорошо

обученных операторов. Так как каждый поддон требует, чтобы грузовик входил в структуру хранения, повреждения встречаются чаще, чем при других видах хранения. При проектировании системы въезда необходимо тщательно учитывать размеры вилочного погрузчика, включая общую ширину и ширину мачты.

1.3 Управление и возможности погрузчика

Гидравлика вилочного погрузчика управляется либо с помощью рычагов, непосредственно управляющих гидравлическими клапанами, либо с помощью электроприводных приводов, используя для управления меньшие «пальцевые» рычаги. Последнее дает разработчикам погрузчиков больше свободы в эргономичном дизайне.

Вилочные погрузчики доступны во многих вариантах и грузоподъемности. В типичных складских условиях грузоподъемность большинства погрузчиков составляет от одной до пяти тонн. Более крупные машины грузоподъемностью до 50 тонн используются для подъема более тяжелых грузов, в том числе загруженных транспортных контейнеров.

В дополнение к средствам управления для поднятия и опускания вилок (такие же известные как лопасти или зубцы) оператор может наклонять мачту, чтобы компенсировать тенденцию груза наклонять лопасти к земле и рисковать сползти с вилок. Наклон также обеспечивает ограниченную способность работать на неровной поверхности. Квалифицированные операторы вилочных погрузчиков ежегодно соревнуются в препятствиях и временных соревнованиях на региональных родео вилочных погрузчиков.

1.4 Типы дизайна

Погрузчик с низкорамной платформой (Low lift truck). Приводная тележка, обычно с электрическим приводом. В зависимости от конструкции, погрузчики с низкой грузоподъемностью могут управляться человеком, сидящим на машине, или человеком, идущим рядом.

Буксировщик (Towing tractor). Может быть двигателем внутреннего сгорания или электрическим приводом.

Укладчик (Stacker). Обычно с электропитанием. Укладчиком может управлять человек, сидящий на машине, или человек, идущий рядом, в зависимости от конструкции.

Рич трак. Вариант для вилочного погрузчика Rider Stacker, разработанный для небольших проходов, обычно с электрическим приводом, названный

потому, что вилы могут выдвигаться, чтобы достичь нагрузки. Есть два варианта: подвижная каретка, которая распространена в Северной Америке, и движущаяся мачта, которая распространена в остальном мире и в целом считается более безопасной.

Уравновешенный грузоподъемник. Поставляется в режиме «Stand on End Control», «Stand on Center Control» и «Sit Down Center Control», которые являются самыми многочисленными.

Погрузчик с боковой загрузкой. Поставляется в режиме «Stand on End Control» и «Sit Down End Control», который является самым многочисленным. Он может быть электрическим или иметь двигатель внутреннего сгорания. Двигатели могут быть дизельными, керосиновыми, бензиновыми, природным газом, бутаном или пропаном, и могут быть двухтактными искровым зажиганием, четырехтактным искровым зажиганием (общее), двухтактным компрессионным зажиганием и четырехтактным компрессионным зажиганием. Североамериканские двигатели поставляются с передовыми системами контроля выбросов. Вилочные погрузчики, построенные в таких странах, как Иран или Россия, обычно не имеют систем контроля выбросов. Некоторые боковые погрузчики имеют гибридные трансмиссии.

Телескопический погрузчик. Поставляется в режиме «Stand on Center Control» и «Sit Down Center Control», который является самым многочисленным. Обычно имеет двигатель внутреннего сгорания. Двигатели почти всегда дизельные, но иногда работают на керосине, а иногда используют впрыск пропана для повышения мощности. Некоторые старые блоки имеют двухтактное воспламенение от сжатия, большинство - четырехтактное воспламенение от сжатия (распространено). Североамериканские двигатели поставляются с передовыми системами контроля выбросов. Вилочные погрузчики, построенные в таких странах, как Иран или Россия, обычно не имеют систем контроля выбросов. Некоторые телескопические погрузчики имеют гибридные трансмиссии.

Подъемник-загрузчик. Подобно ричтраку, за исключением того, что оператор либо едет в клетке, приваренной к вилочной каретке, либо идет рядом, в зависимости от конструкции. Если оператор едет на погрузчике, он носит специально разработанную страховочную привязь для предотвращения падения. Специальный зубчатый захват удерживает поддон на вилках. Оператор переносит груз на поддон по одному предмету за раз вручную. Это эффективный способ сбора грузов с меньшим количеством паллет и популярный для использования в крупных распределительных центрах.

Автопогрузчик / дерновый погрузчик. Приходит сесть в центр управления. Обычно имеет двигатель внутреннего сгорания. Двигатели почти всегда дизельные, но иногда работают на керосине, а иногда используют впрыск пропана для повышения мощности. Некоторые старые блоки имеют двухтактное воспламенение от сжатия, большинство - четырехтактное воспламенение от сжатия (распространено). Североамериканские двигатели поставляются с передовыми системами контроля выбросов. Вилочные погрузчики, построенные в таких странах, как Иран или Россия, обычно не имеют систем контроля выбросов.

1.5 Силовые установки

Двигатели внутреннего сгорания. Двигатели могут быть дизельными, керосиновыми, бензиновыми, природным газом, бутаном или пропаном, и могут быть двухтактными искровым зажиганием, четырехтактным искровым зажиганием (общее), двухтактным компрессионным зажиганием и четырехтактным компрессионным зажиганием. Североамериканские двигатели поставляются с передовыми системами контроля выбросов. Вилочные погрузчики, построенные в таких странах, как Иран или Россия, обычно не имеют систем контроля выбросов.

Сжиженный нефтяной газ (СУГ). Эти вилочные погрузчики используют двигатель внутреннего сгорания, модифицированный для работы на СНГ. Топливо часто хранится в газовом баллоне, установленном в задней части грузовика. Это позволяет быстро заменить баллон после того, как закончится СНГ. Грузовые автомобили с сжиженным нефтяным газом работают тише, чем их дизельные аналоги, предлагая аналогичные уровни производительности.

Аккумулятор электрический. Работающие от свинцово-кислотных батарей или, в большей степени, от литий-ионных батарей, они включают в себя: вилочные погрузчики с амортизирующими шинами, ножничные подъемники, сборщики заказов, штабелеры, ричтраки и домкраты для поддонов. Электрические вилочные погрузчики в основном используются в помещении на ровных и ровных поверхностях. Аккумуляторы предотвращают выброс вредных паров и рекомендуются для использования в помещениях, таких как пищевая промышленность и здравоохранение.

Водородный топливный элемент. Вилочные погрузчики на топливных элементах приводятся в действие химической реакцией между водородом и кислородом. Реакция используется для выработки электричества, которое затем может накапливаться в батарее и впоследствии использоваться для привода эле

ктродвигателей для питания погрузчика. Этот метод движения не производит местных выбросов, может быть запрограммирован в течение 3 минут, и часто используется в холодильных складах, поскольку их производительность не ухудшается из-за более низких температур.

1.6 Уравновешенные компоненты погрузчика

Типичный уравновешенный вилочный погрузчик содержит следующие компоненты:

Рама грузовика – основание машины, к которой крепятся мачта, оси, колеса, противовес, защитный кожух и источник питания. Рама может иметь баки с топливом и гидравлической жидкостью, сконструированные как часть рамы.

Противовес – масса, прикрепленная к задней части рамы вилочного погрузчика. Цель противовеса - уравновесить поднимаемый груз. В электрическом погрузчике большая батарея может служить частью противовеса.

Кабина – зона, в которой находится сиденье для оператора, а также педали управления, рулевое колесо, рычаги, переключатели и приборная панель с показаниями оператора. Область кабины может быть открытой или закрытой, но она закрыта крышкой в виде клетки. В закрытом помещении кабина также может быть оборудована обогревателем кабины для стран с холодным климатом, а также вентилятором или кондиционером для жаркой погоды.

Верхняя защита – металлическая крыша, поддерживаемая стойками в каждом углу кабины, которая помогает защитить оператора от любых падающих предметов. На некоторых вилочных погрузчиках верхняя защита является неотъемлемой частью сборки рамы.

Источник энергии – может состоять из двигателя внутреннего сгорания, который может работать на сжиженном газе, правильной установке баллона и безопасности баллона для вилочного погрузчика, сжиженного природного газа, бензина или дизельного топлива. Электрические вилочные погрузчики приводятся в действие от батареи или топливных элементов, которые обеспечивают питание электродвигателей. Для складских помещений и других помещений применение электрических вилочных погрузчиков заключается в том, что они не производят угарный газ.

Цилиндры наклона – гидравлические цилиндры, которые крепятся к раме грузового автомобиля и мачте. Цилиндры наклона поворачивают мачту назад или вперед, чтобы облегчить включение груза.

Мачта – вертикальная сборка, которая выполняет работу по подъему и опусканию груза. Он состоит из блокирующих направляющих, которые также обеспечивают боковую устойчивость. Рельсы блокировки могут иметь ролики или втулки в качестве направляющих. Мачта приводится в движение гидравлически и управляется одним или несколькими гидравлическими цилиндрами напрямую или с помощью цепей из цилиндров. Он может быть установлен на передней оси или раме вилочного погрузчика. Вариант «контейнерная мачта» позволяет вилам подниматься на несколько метров без увеличения общей высоты погрузчика. Это полезно при двойной загрузке поддонов в контейнер или под мезонином.

Каретка – компонент, к которому крепятся вилы или другие навесные приспособления. Он устанавливается и перемещается вверх и вниз по направляющим мачты с помощью цепей или непосредственно прикрепляется к гидравлическому цилиндру. Как и у мачты, каретка может иметь ролики или втулки для направления ее в блокирующие направляющие мачты.

Решётка ограждения груза – это стоечное удлинение, которое крепится болтами или приваривается к каретке, чтобы предотвратить смещение груза назад при подъеме каретки на полную высоту.

Навесное оборудование – может состоять из механизма, который прикреплен к каретке, постоянно или временно, чтобы помочь в правильном сцеплении груза. Доступны различные приспособления для погрузочно-разгрузочных работ. Некоторые навесные приспособления включают боковые сдвиги, навесные листовые скобы, зажимы для картонных коробок, многоцелевые зажимы, вращатели, позиционеры вилок, ковровые опоры, манипуляторы опор, контейнеры и рулонные зажимы.

Шины – либо сплошные для внутреннего использования, либо пневматические для наружного применения.



Рисунок 1 – Изображение электропогрузчика с описанием компонентов

1.7 Навесное оборудование

Ниже приведен список распространенных навесных погрузчиков:



Рисунок 2 – Гидравлический подъемник для погрузчиков

Устройства для определения размеров – системы размеров, устанавливаемые на вилочном грузовике, обеспечивают размеры для груза, чтобы облегчить использование пространства грузового прицепа и поддержать системы автоматизации склада. Системы обычно сообщают размеры через радио 802.11. Имеются сертифицированные NTEP устройства для измерения размеров, позволяющие поддерживать коммерческую деятельность, которая учитывает объемы.

Смещатель – гидравлическое навесное оборудование, позволяющее оператору перемещать зубья (вилки) и спинку сбоку. Это позволяет упростить размещение груза без необходимости перестановки грузовика.

Вращатель – для облегчения работы с полозьями, которые могли стать чрезмерно наклоненными, а также для обработки другого специального материала

ла, некоторые вилочные погрузчики оснащены навесным оборудованием, позволяющим вращать зубья. Этот тип навесного оборудования также может быть использован для выгрузки контейнеров для быстрой выгрузки.

Позиционер вил – гидравлическое приспособление, которое сдвигает зубья (вилки) вместе или друг от друга. Это избавляет оператора от необходимости вручную регулировать зубья для разных размеров грузов.

Приспособление для зажима рулона и бочки – механическое или гидравлическое приспособление, используемое для сдавливания перемещаемого предмета. Он используется для обработки бочек, бочек или рулонов бумаги. Этот тип крепления может также иметь функцию поворота. Функция поворота поможет оператору вставить, например, вертикально сохраненную бумагу в горизонтальное отверстие печатного станка.

Крепления для столбов – в некоторых местах, например, на ковровых складах, вместо вил для подъема рулонов ковров используется длинный металлический столб. Подобные устройства, хотя и намного больше, используются для захвата металлических катушек.

Картонные и многоцелевые зажимные приспособления – гидравлические приспособления, которые позволяют оператору открывать и закрывать груз, сжимая его, чтобы поднять его. Такие продукты, как коробки, коробки и тюки, можно перемещать с помощью этого типа насадки. С этими навесными приспособлениями вилочный погрузчик иногда называют зажимной тележкой.

Крепление на скользящем листе (push-pull) – гидравлическое крепление, которое выходит вперед, зажимается на скользящем листе и тянет скользящий лист на широкие и тонкие металлические вилки для транспортировки. Приложение будет толкать лист скольжения и загружать вилы для размещения.

Барабанный манипулятор – это механическое крепление, которое скользит по зубьям (вилкам). У него обычно есть подпружиненная челюсть, которая захватывает край верхней кромки барабана для транспортировки. Другой тип захватывает барабан таким же образом, как приставки с барабанами или бочками.

Люлька – подъемная платформа, которая скользит по зубьям (вилкам) и предназначена для подъема рабочих. Мужская корзина имеет перила для предотвращения падения человека и кронштейны для крепления ремней безопасности. Кроме того, ремень или цепь используется для крепления корзины человека к каретке вилочного погрузчика.

Телескопические вилы – гидравлические навесные приспособления, которые позволяют оператору работать в складской конструкции для «штабелирования двойной глубины», что означает, что две полки для поддонов размещаются друг за другом без прохода между ними.

Весы – весы, установленные на вилочных погрузчиках, позволяют операторам эффективно взвешивать поддоны, с которыми они работают, не прерывая рабочий процесс, перемещаясь к платформенным весам. Доступны весы, которые предоставляют весовые коэффициенты для торговых операций, связанных с выставлением счетов по весу. Их легко установить на грузовик, повесив на каретку так же, как вилки на грузовике.

Вилы с одинарные или двойные вилы – вилы, которые в закрытом положении допускают перемещение одного поддона или платформы, но когда они разделены, превращаются в набор двойных вилок, которые позволяют перевозить два поддона рядом друг с другом. На некоторых вилочных погрузчиках может потребоваться замена рычага управления вилок.

Снегоочиститель – механическое навесное оборудование, позволяющее оператору погрузчика легко и быстро перемещать снег. Снегоочиститель часто можно использовать в другое время года в качестве навесного оборудования для уборки рабочих мест.

Пропуски – механическое навесное оборудование, устанавливаемое на вилочный погрузчик для безопасного и быстрого удаления отходов в соответствующий скип или уплотнитель отходов. Существует два типа пропусков: тип с намоткой вперед и тип с опорожнением снизу.

Любое навесное оборудование на вилочном погрузчике снижает его номинальную грузоподъемность, которая рассчитывается для стандартной вилочной каретки и вилок. Фактическая грузоподъемность может быть значительно ниже.

1.8 Замена или добавление навесного оборудования

Можно заменить существующее навесное оборудование или добавить его в лифт, у которого его еще нет. Соображения включают в себя тип вилочного погрузчика, грузоподъемность, тип каретки и количество гидравлических функций (которые приводят в действие функции навесного оборудования). Как упоминалось в предыдущем разделе, замена или добавление навесного оборудования может снизить (снизить) безопасную грузоподъемность вилочного погрузчика.

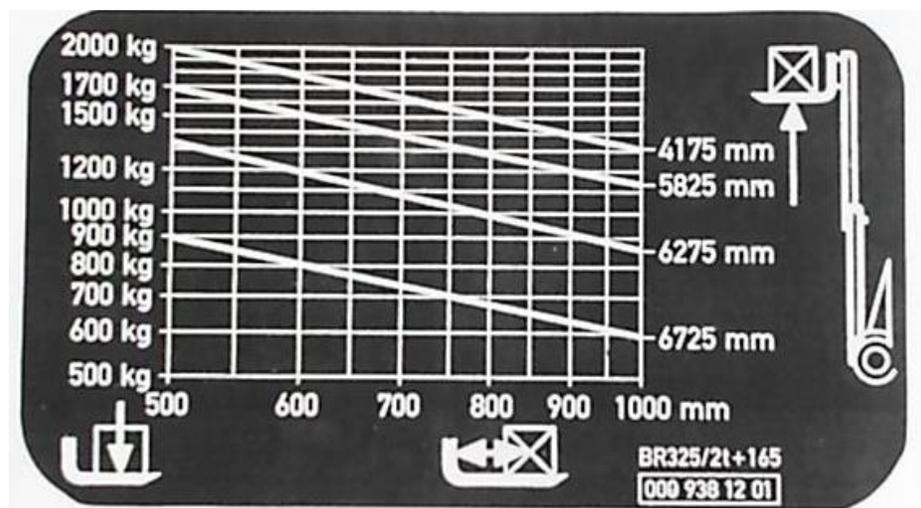


Рисунок 3 - Типовая диаграмма грузоподъемности

Производители навесного оборудования для вилочных погрузчиков предлагают онлайн-калькуляторы для оценки безопасной грузоподъемности при использовании конкретного навесного оборудования. Тем не менее, только производитель погрузчиков может дать точную грузоподъемность. Перед установкой любого навесного оборудования свяжитесь с местным авторизованным дилером вашей марки вилочного погрузчика и попросите его начать переоценку вашего лифта в соответствии с навесным оборудованием, которое вы хотите установить. После переоценки на вилочном погрузчике должна быть установлена новая заводская табличка с техническими данными, чтобы заменить оригинальную табличку с указанием новой грузоподъемности.

В контексте навесного оборудования гидравлическая функция состоит из клапана на погрузчике с рычагом рядом с оператором, который обеспечивает два прохода гидравлического масла под давлением для приведения в действие элементов навесного оборудования. Иногда навесное оборудование имеет больше функций, чем ваш вилочный погрузчик, имеет гидравлические функции, и необходимо добавить одну или несколько. Существует много способов добавления гидравлических функций (также называемых добавлением клапана). Производитель вилочных погрузчиков производит клапаны и принадлежности для прокладки шлангов, но детали и трудозатраты на их установку могут быть чрезмерно дорогими. Другие способы включают добавление электромагнитного клапана в сочетании со шланговым или кабельным барабаном, который отводит поток масла от существующей функции. Тем не менее, шланговые и кабельные катушки могут блокировать обзор оператора и являются проблематичными, легко повреждаются.

2 Метод конечных элементов

2.1 Описание метода

Метод конечных элементов (МКЭ) - главный из методов современной механики, который лежит в основе ряда актуальных программ, предназначенных для выполнения расчетов строительных конструкций на ЭВМ.

Однако область его использования достаточно распространен. Он применяется в машиностроении и строительстве, аэро- и гидродинамике, в горном де

ле и других современных отраслях, а также в решении различных задач физики – фильтрации, распространении волн, теплопроводности и других задачах.

Метод конечных элементов был использован впервые в инженерии в первой половине пятидесятих годов двадцатого века. Изначально метод прогрессировал по двум независимым путям – математическому и инженерному. В первоначальном первом этапе формирования МКЭ базировался на основах строительной механики, что сокращало область его использования. И только когда были сформулированы основы метода в вариационной форме, стало возможным распространение его на многие другие задачи. Быстрое развитие МКЭ шло параллельно с прогрессом современной компьютерной техники и ее применением в различных областях науки и инженерной практики.

Джон Аргирис сделал большой вклад в разработку МКЭ. Он впервые дал обобщенную матричную формулировку для расчета стержневых систем на базе фундаментальных энергетических принципов, открыл матрицу податливости, и ввел термин «матрица жесткости». Труды Аргириса и его коллег, опубликованные 50–60 годы XX века дали отправную точку для матричной формулировки известных численных методов и применения вычислительных машин в расчетах конструкций.

Для прогресса МКЭ значительную ценность имели математические методы и переменные принципы механики, построенные на этих законах. Дискретизацию задачи на основе вариационного метода Ритца впервые в 1943 г. применил Р. Курант. Лишь в пятидесятые годы появились схожие труды Ж. Поли, Ж. Герша и др.

Первая работа, в которой была изложена современная концепция МКЭ, относится к 1956 г. Американские ученые Тэрнер М., Клафф Р., Мартин Г. и Топп Л., ввели элемент треугольного вида, решив плоскую задачу теории упругости, для которого создали матрицу жесткости, а также вектор узловых сил. Понятие – метод *конечных элементов* ввел в 60-годы XX века. Клафф Р. В 60-годы были выпущены труды, в которых на основе вариационных принципов получены конечные элементы для решения задач изгиба плит, тонких оболочек, массивов. Среди них можно отметить работы Р. Мак-Лейа, Р. Мелоса, Дж. Бесселина, Ф. де Веубеке, М. Джонса, Т. Пиана. В 1967 г. издана первая монография о МКЭ О. Зенкевича и И. Чанга, в которой изложены основы метода и области его применения.

Математическая теория конечных элементов появилась в 1970-х годах. Здесь можно выделить труды И. Бабушки, Р. Галлагера, Ж. Дек-лу, Дж. Оде

на, Г. Стренга, Дж. Фикса. Значительный вклад в разработку теоретических основ МКЭ внесли и российские ученые. В. Г. Корнеев указал на совпадение тематической сущности МКЭ и ВРМ. Сопоставление МКЭ с рядом вариационных методов приведено в трудах Л. А. Розина. Под руководством А. С. Сахарова разработана моментная схема конечных элементов.

Период последних десятилетий особенно характерен для развития и применения МКЭ в таких областях механики сплошных сред, как оптимальное проектирование, учет нелинейного поведения, динамика конструкций и т. п.

Метод конечных элементов, как и многие другие численные методы, основан на представлении реальной *континуальной* конструкции ее дискретной *моделью* и замене дифференциальных уравнений, описывающих НДС сплошных тел, системой алгебраических уравнений. Вместе с тем МКЭ допускает ясную геометрическую, конструктивную и физическую интерпретацию.

Суть метода заключается в том, что область (одно-, двух- или трехмерная), занимаемая конструкцией, разбивается на некоторое число малых, но конечных по размерам подобластей (рис. 9.3). Последние носят название *конечных элементов (КЭ)*, а сам процесс разбивки – *дискретизацией*.

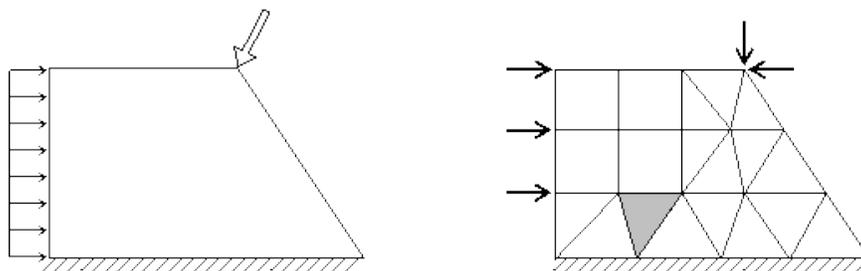


Рисунок 4 – Схема МКЭ

В зависимости от типа конструкции и характера ее деформации КЭ могут иметь различную форму. Так, при расчете стержневых систем (фермы, балки, рамы) КЭ представляют собой участки стержней; для двумерных континуальных конструкций (пластины, плиты, оболочки) чаще всего применяют треугольные и прямоугольные (плоские или изогнутые) КЭ; а для трехмерных областей (толстые плиты, массивы) – КЭ в форме тетраэдра или параллелепипеда. В отличие от реального сооружения в дискретной модели конечные элементы связываются между собой только в отдельных точках (*узлах*) определенным конечным числом узловых *параметров*.

МКЭ – это вариационный метод. Функционал энергии для всей рассматриваемой области здесь представляется в виде суммы функционалов отдельных ее частей – конечных элементов. По области каждого элемента, независимо от других, задается свой закон распределения искомым функций. Такая кусочно-непрерывная аппроксимация выполняется с помощью специально подобранных аппроксимирующих функций, называемых также координатными или *интерполирующими*. С их помощью искомые непрерывные величины (перемещения, напряжения и т.д.) в пределах каждого КЭ выражаются через значения этих величин в узловых точках, а произвольная заданная нагрузка заменяется системой эквивалентных узловых сил.

При такой кусочно-непрерывной аппроксимации обеспечивается условие совместности лишь в узлах, а в остальных точках по границам КЭ это условие удовлетворяется в общем случае приближенно (в связи с этим различают КЭ разной степени совместности).

Наибольшее распространение получил метод конечных элементов в перемещениях, имеющий много общего с методом Ритца и вариационно-разностным методом (в дальнейшем мы будем в основном рассматривать именно этот вариант МКЭ). Различие между традиционной схемой метода Ритца и МКЭ в форме метода перемещений заключается в выборе системы аппроксимирующих функций. Если в методе Ритца аппроксимация перемещений производится по всей области их определения, то в МКЭ – по каждому конечному элементу в отдельности, что позволяет использовать аппроксимирующие функции более простого вида. В первом случае функционал полной потенциальной энергии варьируется по неопределенным коэффициентам α_i , во втором – по перемещениям в узлах сетки, что приводит к системе алгебраических уравнений метода перемещений (основными неизвестными являются непосредственно узловые перемещения). При этом использование кусочно-непрерывной аппроксимации позволяет получить редко заполненную или ленточную структуру матрицы коэффициентов системы уравнений и таким образом дает возможность применения более эффективных методов ее решения.

Число узлов и число перемещений в узле (*степень свободы узла*), принятые для конечного элемента, могут быть различными, однако не должны быть меньше минимально необходимых для описания напряженно-деформированного состояния КЭ в рамках принятой физической модели. Число независимых перемещений во всех узлах элемента определяет *степень свободы*

КЭ. Степень свободы всей конструкции и соответственно порядок системы разрешающих уравнений определяется суммарным числом перемещений всех ее узлов. Поскольку основными неизвестными МКЭ в форме метода перемещений считаются узловые перемещения, степень свободы КЭ и всей конструкции в целом является чрезвычайно важным понятием в МКЭ. Понятия о степени свободы узла, КЭ и конструкции, и степени их же *кинематической неопределенности* идентичны.

Способ разбивки рассматриваемой области на конечные элементы, их число и число степеней свободы, а также вид аппроксимирующих функций в конечном итоге определяют точность расчета конструкции. Следует отметить, что простым увеличением числа конечных элементов не всегда удается достичь повышения точности расчетов. Вопросы устойчивости и сходимости решения, а также оценки точности полученных результатов являются основными при использовании МКЭ.

По сравнению с другими численными методами МКЭ в лучшей степени алгоритмизирован и более гибок при описании геометрии и граничных условий рассматриваемой области. Кроме того, к достоинствам метода следует отнести его физическую наглядность и универсальность.

Применительно к стержневым системам МКЭ в форме метода перемещений может рассматриваться как матричная форма классического метода перемещений, отличающаяся только более глубокой формализацией алгоритма и ориентацией его на использование ЭВМ.

Метод конечных элементов позволяет практически полностью автоматизировать расчет стержневых систем, хотя, как правило, требует выполнения значительно большего числа вычислительных операций по сравнению с классическими методами строительной механики. Однако, в современных условиях большой объем вычислений не является серьезной проблемой, и, в связи с этим, при внедрении ЭВМ в инженерную практику МКЭ получил широчайшее распространение. Поэтому, знание основ метода конечных элементов и современных программных средств, позволяющих на его основе решать разнообразные задачи, в наше время для инженера является абсолютно необходимым.

Виды МКЭ

По способу получения основных, т. е. разрешающих, уравнений различают четыре основных вида метода конечных элементов: прямой, вариационный, взвешенных невязок и энергетического баланса.

Прямой метод аналогичен матричному методу перемещений для стержневых систем, в основе его лежат положения, которые использовались на ранней стадии развития МКЭ. Этот метод удобен своей простотой и очевидным геометрическо-физическим значением отдельных шагов аппроксимации. Соотношения для конечных элементов здесь строятся непосредственно на основе трех групп уравнений: физической, статической и геометрической. Однако область применения прямого метода весьма ограничена: его можно использовать лишь для конечных элементов простой геометрии с малым числом степеней свободы в узле.

Вариационный метод основан на принципах стационарности некоторой переменной, зависящей от одной или нескольких функций (такая переменная носит название *функционала*). Применительно к механике деформируемого твердого тела эта переменная представляет собой потенциальную (*функционал Лагранжа*) или дополнительную (*функционал Кастилиано*) энергию системы или формируется на основе этих двух энергий (*функционалы Хеллингера-Рейсснера, Ху-Вашицу*). Если в функционал подставить аппроксимирующие выражения искомых функций и применить к нему экстремальные принципы (соответственно *принцип Лагранжа, принцип Кастилиано* и т. д.), получим систему алгебраических уравнений, решением которой являются значения узловых неизвестных. В сравнении с прямым вариационным методом может одинаково успешно применяться как к простым, так и комплексным задачам.

Метод невязок представляет собой наиболее общий подход к построению основных соотношений МКЭ. Этот метод целесообразно применять при решении задач, у которых трудно или невозможно сформулировать вариационное уравнение, т.е. функционал. Суть метода взвешенных невязок заключается во введении некоторой невязки – отклонении приближенного аппроксимативного решения от точного решения дифференциальных уравнений для данной задачи. Чтобы получить «наилучшее» решение, необходимо минимизировать некий интеграл от невязок по расчетной области. Для повышения эффективности в подынтегральное выражение наряду с самой невязкой обычно вводится так называемая *весовая функция*, в этом случае метод называется *методом взвешенных невязок*. Выбор схемы минимизации и весовых функций определяет различные варианты метода невязок. Наиболее часто применяемые из них – *метод Галеркина*, который приводит к тем же уравнениям, что и вариационный подход, а также *метод наименьших квадратов*.

Метод энергетического баланса (*метод Одена*) основан на балансе различных видов энергии, записанном в интегральной форме. Этот метод успешно применяется при решении нелинейных и динамических задач.

Из приведенных видов МКЭ в строительной механике особенно актуальны вариационный метод и метод взвешенных невязок Галеркина, которые для рассматриваемой задачи представляют собой два взаимно дополняющих метода одинаковой точности. Широкое применение этих методов обусловлено тем, что выражения в функционале или во взвешенном интеграле, как правило, имеют низший порядок производных по сравнению с производными в соответствующем дифференциальном уравнении для данной задачи. Это позволяет выбирать аппроксимирующие функции из более широкого семейства простых функций. Можно сказать, что вариационный вид МКЭ вышел из классического метода Ритца, а метод Галеркина – из обобщенного метода Бубнова-Галеркина. В принципе, из других методов также выводятся соответствующие виды МКЭ, однако их применяют значительно реже.

Формы МКЭ

В МКЭ, аналогично классическим методам строительной механики, за основные неизвестные могут приниматься величины разного типа: кинематические (перемещения, деформации), статические (внутренние силы, напряжения и др.) или смешанные кинематические и статические параметры. В зависимости от выбора узловых неизвестных различают три формы МКЭ: метод перемещений, метод сил и смешанный метод. С этой точки зрения МКЭ можно рассматривать как обобщение традиционных методов строительной механики стержневых систем применительно к расчету континуальных систем.

Метод перемещений – в настоящее время наиболее распространенная форма МКЭ. Это объясняется тем, что для заданной конструкции легче получить кинематически определимую основную систему метода перемещений, нежели статически определимую основную систему метода сил. Кроме того, матрица жесткости метода перемещений составляется без особых затруднений и, как правило, имеет разряженную или ленточную структуру.

В основе математической формулировки МКЭ в форме метода перемещений лежит *вариационный принцип Лагранжа*, т. е. *принцип минимума потенциальной энергии системы*. Основными неизвестными здесь являются перемещения узловых точек дискретной схемы, напряжения же вторичны и определяются путем численного дифференцирования перемещений.

К достоинствам метода относятся: простота реализации; удовлетворительные точность и устойчивость решения с гарантированной сходимостью к нижней границе. Минусы: точность определения напряжений намного ниже, чем перемещений, хотя именно значения напряжений важны при прочностных расчетах, к тому же поскольку приближенное решение отвечает нижней границе, то значения и перемещений, и напряжений оказываются заниженными.

Принцип минимума дополнительной энергии и связанные с ним схемы МКЭ в форме *метода сил*, а также *вариационный принцип Рейсснера (смешанный метод)* не получили такого широкого распространения. Однако во многих случаях они могут быть эффективны, особенно в отношении вычисления напряжений. К тому же выполнение двойственных расчетов на основе альтернативных форм МКЭ позволяет, как правило, получить двухстороннюю оценку точного решения соответствующей задачи.

Главным плюсом МКЭ в форме *метода сил* является то, что основные неизвестные здесь – напряжения. И если бы в реализации метода сил не было определенных сложностей, значения напряжений можно было получать той же степени точности, что и перемещения в методе перемещений. Кроме того, использование принципа Кастилиано дает верхнюю границу приближенного решения (т. е. напряжения завышены), что в принципе лучше при расчетах на прочность, нежели заниженная оценка. Тем не менее, пока нет алгоритмов, в той же степени простых и устойчивых, имеющих гарантированную сходимость в обширном классе задач, подобно МКЭ в форме метода перемещений.

В основе вариационной формулировки *смешанного метода* лежит принцип стационарности различных форм функционала Рейсснера. При данном подходе перемещения и напряжения в пределах каждого КЭ аппроксимируются одновременно, поэтому нет необходимости завышать требования к непрерывности искомых функций и их производных. Напротив, можно задавать именно нужные аппроксимации, а поскольку смешанные вариационные принципы приводят и к смешанному виду соотношений между напряжениями и перемещениями для конечного элемента, можно получать более точное решение.

Однако имеются и большие минусы. Так, функционал Рейсснера не является выпуклым, поверхность его в точке стационарности имеет вырожденную седлообразную форму. Система разрешающих уравнений, отвечающая формулировке смешанного метода, не является положительно определе

ной. Эти обстоятельства значительно затрудняют прямое использование функционала Рейсснера в методе конечных элементов.

Также существуют различные *гибридные формы* как метода перемещений, так и метода сил. По сути, гибридные подходы схожи со смешанным методом. Отличает их то, что в гибридных моделях внутри конечного элемента за основные неизвестные принимаются величины одного типа, а на границах элемента независимо и в другой форме – величины другого или же обоих типов.

Как правило, гибридные формулировки приводят к значительному усложнению алгоритма, поэтому эффективны лишь для ограниченного класса задач. Например, если в *гибридном методе сил* внутри элемента задать аппроксимацию компонент напряжений, в традиционной форме метода сил это бы привело к решению, соответствующему верхней границе. Однако аппроксимация перемещений вдоль контура элемента накладывает некоторые ограничения на математическую модель, уменьшает податливость и тем самым смещает получаемое решение в сторону точного. Сложность в том, что имеется возможность перегрузить ограничениями функционал дополнительной энергии и легко проскочить точное решение в сторону нижней границы.

Аппроксимация

МКЭ относится к методам дискретного анализа. Однако в отличие от численных методов, основывающихся на математической дискретизации дифференциальных уравнений, МКЭ базируется на физической дискретизации рассматриваемого объекта. Реальная конструкция как сплошная среда с бесконечно многим числом степеней свободы заменяется дискретной моделью связанных между собой элементов с конечным числом степеней свободы. Так как число возможных дискретных моделей для континуальной области неограниченно велико, то основная задача заключается в том, чтобы выбрать такую модель, которая лучше всего аппроксимирует данную область.

Сущность аппроксимации сплошной среды по МКЭ состоит в следующем:

- 1) рассматриваемая область разбивается на определенное число КЭ, семейство элементов по всей области называется *системой* или *сеткой конечных элементов*;
- 2) предполагается, что КЭ соединяются между собой в конечном числе точек – *узлов*, расположенных по контуру каждого из элементов;
- 3) искомые функции в пределах каждого КЭ (например, распределение перемещений, деформаций, напряжений и т. д.) с помощью *аппроксимирующих*

функций выражаются через узловые значения, представляющие собой *основные неизвестные МКЭ*;

4) для анализа и расчета полученной системы конечных элементов действительны все принципы и методы, применяемые для любых дискретных систем.

Аппроксимирующие функции

Аппроксимация, как правило, дает приближенное, а не точное, описание действительного распределения искомых величин в элементе. Поэтому результаты расчета конструкции в общем случае также являются приближенными. Закономерно может быть поставлен вопрос о точности, устойчивости и сходимости решений, полученных МКЭ.

Под точностью понимается отклонение приближенного решения от *точного* или *истинного решения*. ***Устойчивость***, прежде всего, определяется ростом ошибок при выполнении отдельных вычислительных операций. Не устойчивое решение является результатом неудачного выбора аппроксимирующих функций, «плохой» разбивки области на КЭ, некорректного представления граничных условий и т. п. Под сходимостью подразумевается постепенное приближение последовательных решений к *предельному*, по мере того как уточняются параметры дискретной модели, такие как размеры элементов, степень аппроксимирующих функций и т. п. В этом смысле понятие сходимости аналогично тому значению, которое оно имеет в обычных итерационных процессах. Таким образом, в сходящейся процедуре различие между последующими решениями уменьшается, стремясь в пределе к нулю.

Перечисленные выше понятия иллюстрируются рис. 9.4. Здесь абсцисса обозначает степень уточнения параметров дискретной модели, а ордината определяет полученное при этом уточнении приближенное решение. На графике показан монотонный тип сходимости, при котором точность решения повышается плавно.

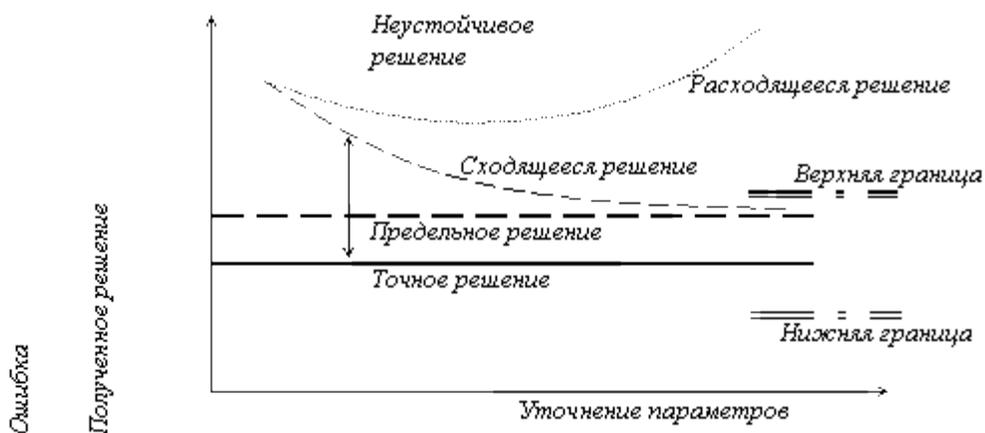


Рисунок 5 – График сходимостей

Ошибки метода конечных элементов

Как следует из вышеизложенного, критерии устойчивости, сходимости и точности в основном определяются погрешностями различного рода операций, проводимых в МКЭ. Наряду с обычными ошибками округления и погрешностью приближенных методов линейной алгебры, применяемых в МКЭ, есть и ошибки, имеющие непосредственное отношение к методу конечных элементов:

– *ошибки дискретизации*, являющиеся результатом различий между действительной геометрией рассчитываемой области и ее аппроксимацией системой конечных элементов;

– *ошибки аппроксимации*, обусловленные разностью между действительным распределением искомых функций в пределах КЭ и их представлением с помощью аппроксимирующих функций.

Ошибки дискретизации уменьшаются с увеличением числа конечных элементов и соответственно с уменьшением их размеров, причем они стремятся к нулю, когда размер элемента стремится к нулю. Эти ошибки уменьшаются и с применением криволинейных элементов на соответствующих границах области. Ошибки аппроксимации не обязательно уменьшаются по мере уменьшения размеров элементов или повышения степени аппроксимации, поэтому могут ухудшать сходимость к точному решению или даже приводить к расходимости. Однако эти ошибки можно свести к минимуму, если при построении аппроксимирующих функций обеспечить:

1) *непрерывность* искомой функции и ее производных в области КЭ до степени $m-1$ включительно (m – наибольший порядок производных искомой

функции, используемых в качестве основных неизвестных в эрмитовых элементах);

2) выполнение условий *полноты*, т. е. при уменьшении размеров КЭ аппроксимирующие функции должны обеспечить стремление значений искомой функции, а также ее производных к постоянным значениям;

3) выполнение условий *совместности* искомой функции и частично ее производных на границе между смежными элементами;

4) приближенное удовлетворение условий совместности не основных переменных (например, напряжений, если основные неизвестные – перемещения) на границах КЭ, а также *граничных условий* в рассматриваемой области;

5) исключение *концентрации напряжений* в КЭ, если в рассматриваемой области такие концентрации заведомо отсутствуют;

6) при перемещениях КЭ как *жесткого целого* в нем не должны возникать деформации.

Требование полноты аппроксимирующих функций необходимо для учета смещения КЭ как жесткого целого и обеспечения состояния постоянных деформаций в элементе. Механический смысл совместности заключается в непрерывности основных неизвестных на смежных границах соседних КЭ. В сложных эрмитовых элементах выполнение условий совместности достигается сложнее. Между тем имеются случаи, когда несовместные элементы дают очень хорошие результаты при быстрой сходимости решения к точному.

2.2. Общий алгоритм статического расчета МКЭ

В принципе общий алгоритм расчета МКЭ сводится к последовательности шагов (матричных операций), в результате выполнения которых определяются необходимые параметры решения задачи (перемещения, деформации, напряжения). На практике расчеты по МКЭ всегда выполняются с применением компьютерных технологий, реализующих известные матричные формулы и выражения для получения промежуточных и конечных результатов.

Ниже приведены основные этапы статического расчета конструкции МКЭ.

1. Дискретизация конструкции. Рассматриваемая область представляется в виде совокупности конечных элементов, соединенных между собой в узловых точках. Сами элементы могут иметь различную форму и размеры, например, в виде стержня, треугольной пластинки, прямоугольной в плане оболочки, пространственного тетраэдра (рис. 9.5, а). Выбор типа КЭ и общего

их числа зависит от вида и формы конструкции, от требуемой точности, от характера внешней нагрузки и наложенных связей. Например, при расчете стержневых систем каждый стержень постоянного сечения принимается за отдельный элемент (рис. 9.5, б). Решение в этом случае получается точным.

Дискретизация континуальных систем (пластины, оболочки, массивы) является более сложной задачей. Общих рекомендаций по нанесению сетки или разбивке области на отдельные элементы нет. Обычно руководствуются предварительными представлениями о характере ожидаемого результата и в местах предполагаемых высоких градиентов искомых величин сетку КЭ сгущают. Однако следует помнить, что применение неравномерной разбивки может вызвать дополнительные трудности, связанные с ухудшением обусловленности системы разрешающих уравнений. Вообще рациональная разбивка требует некоторых практических навыков. Она может быть самой разнообразной. При решении двумерных задач (балка-стенка, изгиб плиты) дискретизация области обычно производится треугольными и прямоугольными элементами (рис. 9.5, в). Предполагается, что вся действующая нагрузка приводится к узловой, поэтому, например, в случае распределенной нагрузки для ее более точного моделирования бывает необходимо вводить дополнительные узлы и элементы. Заданные перемещения, жесткие или упругие связи также должны быть отнесены к узлам.

Таким образом, первый этап заключается в составлении *конечно-элементной схемы* – дискретной модели конструкции. Здесь можно выделить следующие действия:

- а) выбор типа КЭ (по геометрии, виду аппроксимации и т. п.);
- б) разбивку области на КЭ (с нумерацией узлов и элементов);
- в) описание каждого элемента: топологические (номера узлов в сетке), физико-механические (модуль упругости и т. п.), геометрические характеристики;
- г) описание каждого узла (координаты в общей системе координат);
- д) описание заданных узловых нагрузок и перемещений.

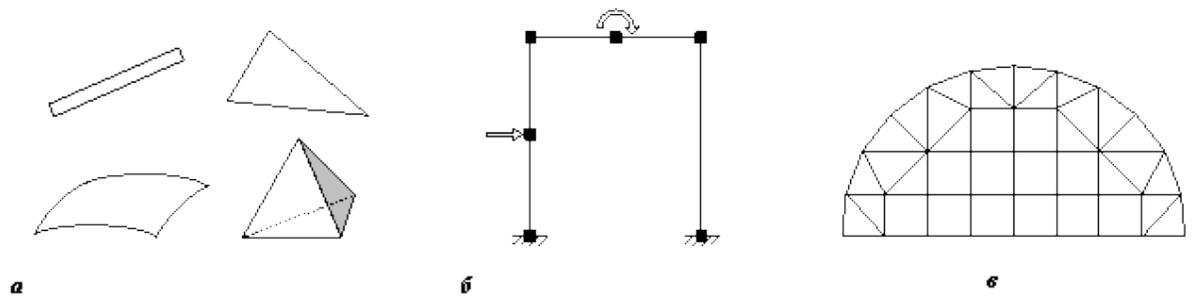


Рисунок 6 – Дискретизация

Несмотря на то, что перечисленные выше действия не опираются на строгие теоретические рекомендации и во многом выполняются интуитивно, первый этап имеет большое значение для дальнейшего расчета конструкции.

3 Пример анализа рамы погрузчика на основе программ ADAMS и ANSYS

Для понятия применения метода конечных элементов, необходимо перенять иностранный опыт. В качестве примера был взят анализ рамы вилочного погрузчика на основе программ ANSYS и ADAMS от Ляонинского технологического университета в Китае.

В качестве примера рассматривается структура рамы вилочного погрузчика серии CPCD (см. Рис. 7), динамический имитационный анализ проводился с использованием процесса загрузки и выгрузки рамы вилочного погрузчика с использованием ADAMS на основе задания на оптимизацию шарнирно-сочлененной рамы системы вилочного погрузчика. Кривая нагрузки каждого компонента была получена точно. Затем были проанализированы важные компоненты, несущие силу. Анализ CAE был проведен для системы рам вилочного погрузчика [3].

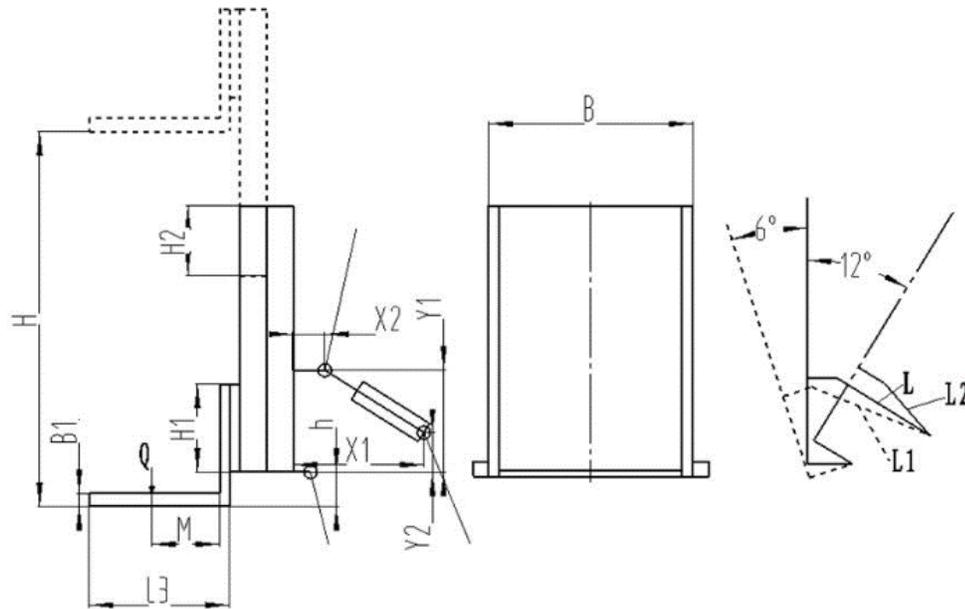


Рисунок 7 – Схема рамы вилочного погрузчика

3.1 Каркас вилочного погрузчика CAE Анализ и процесс проектирования

Анализ CAE для рамы вилочного погрузчика состоит в основном из четырех частей.

1) был разработан проект оптимизации для шарнирно-сочлененной рамы вилочного погрузчика на основе ADAMS.

2) принимая за результат анализа оптимизации основной параметр, была спроектирована, смоделирована и смонтирована конструкция рамы вилочного погрузчика.

3) была получена кривая нагрузки и смещения процесса рамы, и модель сборки рамы была направлена в ADAMS, затем анализ динамики завершен;

4) принимая данные динамического анализа в качестве условия нагрузки и удержания, проводится анализ напряжений, предоставляющий данные проектирования для дальнейшей оптимизации внутренней и внутренней рам. Подробный процесс проектирования CAE (computer-aided engineering) показан на рисунке 8.



Рисунок 8 – Компьютерное моделирование и анализ рамы погрузчика

3.2 Оптимизация проектирования каркасных систем погрузчиков на основе ADAMS

Модель виртуального прототипа системы рам вилочного погрузчика была построена на основе ADAMS, динамическая эмуляция выполнялась с фактическим рабочим состоянием рамы вилочного погрузчика, принимая в качестве цели проектирования оптимизации силу растяжения, которую испытывал наклонный цилиндр в процессе погрузки и разгрузки. Благодаря этим исследованиям и проектированию были получены наилучшие положения как нижнего шарнирного соединения наклонного цилиндра, так и наклонного цилиндра и внешней рамы [9].

3.3 Анализ динамического моделирования процесса работы рамной системы погрузчика на основе системы ADMAS

Трёхмерная модель каркасной системы вилочного погрузчика был построен с использованием PRO / E в соответствии с оптимизированной структурой системы рам вилочного погрузчика. В результате массового параметра и параметра положения компонентов системы рамы вилочного погрузчика в ADAMS, поэтому каждая часть построена в соответствии с фактическим размером Pro / E, чтобы гарантия точного параметра массы и параметра положения.

3D-модель в Pro / E была направлена в ADAMS с использованием специального назначения Pro / E и ADAMS процедура интерфейса Mechanism / Pro, применение ограничений и нагрузки для проведения динамического анализа в ADAMS.

Ограничение, привод и нагрузка были применены к модели, которая направлялась в ADAMS. Неподвижная пара была добавлена между вилкой и полкой, скользящая пара была добавлена между стойкой и внутренней рамой, внутренняя рама и внешняя рама, поршневой шток наклонного цилиндра и его блок цилиндров, вращающаяся пара была добавлена между внешней рамой и землей, пара колонн была добавлена между внешней рама и поршень цилиндра на клон, более высокая (точка и линия) пара была приложена между блоком цилиндров наклона и землей.

Применение перемещения и загрузки. Привод скольжения был применен к направляющим парам и внутренней раме, внутренней раме и внешней раме, штоку поршня наклона цилиндра и его блоку цилиндров, управление приводом

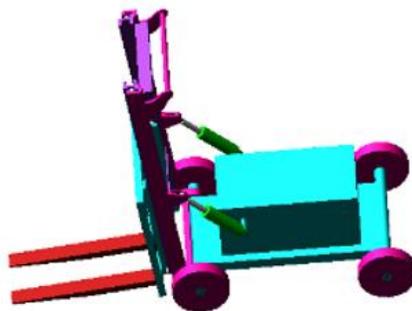
осуществлялось с помощью функции STEP. Нагрузка Q была введена функцией STEP:

$$\text{STEP}(\text{TIME}, 5, 0, 5.01, 1) * (-12\ 000 * 9.8 / 2) + \text{STEP}(\text{TIME}, 25, 0, 25.01, 1) * (12000 * 9.8 / 2).$$

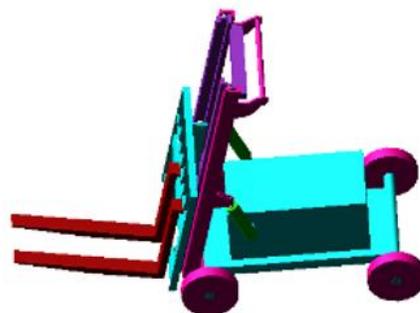
Существует контактное трение между внутренней рамой и внешней рамой, товарной рамой и гироскопом наружной рамки рулевого колеса. Контактное трение применялось в процессе виртуального моделирования. Моделирование динамики каркасной системы вилочного погрузчика. Рабочий процесс вилки можно разделить на шесть этапов.

- 1) Наклонный цилиндр выдвигается и наклон рамы 6° , реализуя нагрузку;
- 2) Вилка поднимается к верхней части рамы с вилкой и стойкой для вилки;
- 3) Затем внутренняя рамка поднимается до наибольшего максимума;
- 4) Наклонный цилиндр выдвигается, и рама возвращается в вертикальное положение, осуществляя погрузку и разгрузку;
- 5) Грузовая вилка и стеллаж рамы опускаются на дно внутренней дверной стойки, $t_6 = 25 \sim 30$ с;
- 6) Внутренняя дверная рейка опускается в исходное положение, доступ к следующей стадии загрузки. $t_7 = 30 \sim 35$ с;

Схема рамы погрузчика показана на Рис. 7. Процесс симуляции показан на Рис 9.



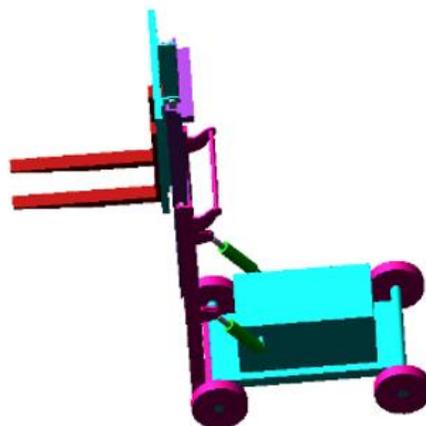
(a)



(б)



(в)



(г)

Рисунок 9 – Моделирование рамы при помощи ADAMS

- (а) наклон 6° и подача вилок на груз
- (б) ретроверсия 12° и удержание груза
- (в) подъем груза до верхней части
- (г) выгрузка груза

Усилие подшипника каждого компонента рамы вилочного погрузчика зависит от изменения нагрузки в процессе погрузки товара. Для обеспечения статического аналитического начального состояния компонентов системы рам вилочного погрузчика будет проведен динамический анализ и измерение в реальном времени с целью определения системы рам вилочного погрузчика.

Динамическое моделирование системы рамы вилочного погрузчика было выполнено с помощью функции управления имитацией программного обеспече

ния ADAMS, был измерен силовой подшипник компонентов системы рамы вилочного погрузчика и положение статического анализа силовой опоры, измененная кривая была решена с использованием функции постобработки ADAMS и каждого компонента. максимальное значение несущей силы и кривая измерения положения были получены, как показано на Рис. 10 на Рис.16.

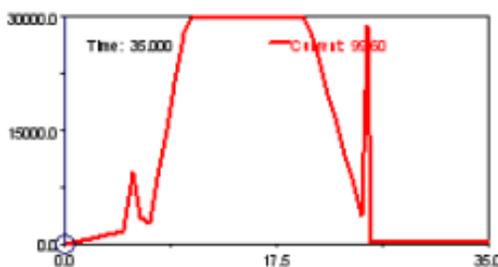


Рисунок 10 – Кривая несущей способности между вилкой и внутренней рамой

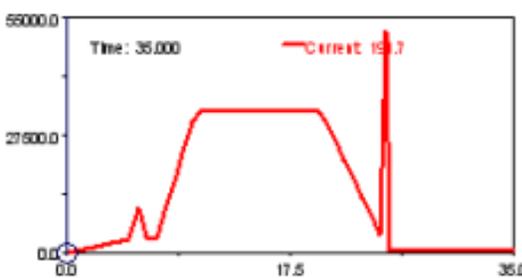


Рисунок 11 – Усиленная кривая между внутренней и внешней рамой

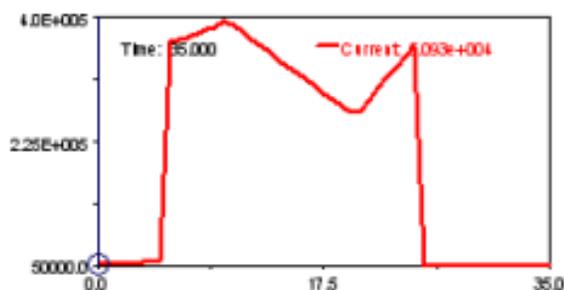


Рисунок 12 – Кривая силы заклепки под внешней рамой

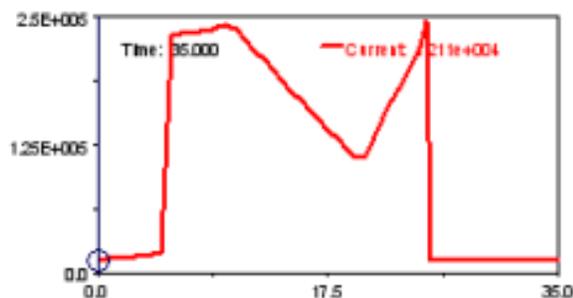


Рисунок 13 – Кривая растяжения цилиндра наклона

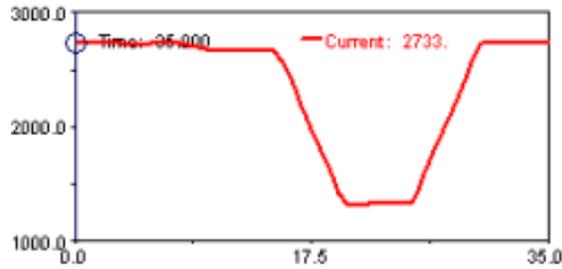


Рисунок 14 – Расстояние в процессе перемещения внутреннего и наружного каркаса по длине гироскопа

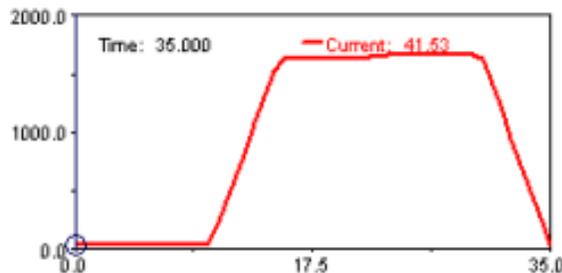


Рисунок 15 – Расстояние в процессе перемещения внутренней рамы и груза

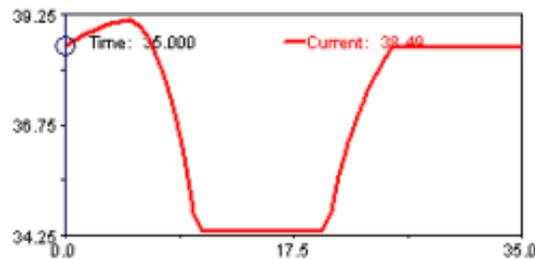


Рисунок 16 – Угол между наклонным цилиндром и землей в процессе движения
Максимальное значение и время симуляции для каждой составляющей силы показаны в таблице 1.

Таблица 1 – Система рамы вилочного погрузчика для каждого компонента, имеющего максимальное значение и время моделирования

Название подшипника	Максимальное значение несущей силы, Н	Время симуляции, с
Подшипник между грузом и	29,665.17	10~20

внутренней рамой		
Подшипник между внутренней и внешней рамой	54,683.58	25
Подшипник под внешней рамой	393,270.00	10
Натяжение цилиндра наклона масла	245,590.00	25

Следующий этап заключается в том, чтобы обеспечить положение и направление несущей силы каждого компонента для обеспечения граничного условия для дальнейшего анализа МКЭ согласно времени в таблице 1 и рисункам 12 и 13.

3.4 Анализ основных компонентов МКЭ, основанный на ANSYS

Построение модели МКЭ. Параметризованная модель в Pro / E была направлена в ANSYS с использованием интерфейса IGES, модель МКЭ была разделена путем принятия шестигранной ячейки. Предположим, что материал все время находится в диапазоне упругости, выбранный материал - легированная сталь, и свойства материала следующие: модуль упругости $E = 0,07 \cdot 10^9$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, допустимое значение напряжения $\sigma = 0,6 \cdot 10^9$ Па. Разделительная сетка МКЭ, внутренняя и внешняя сетка, как показано на рис.11. на рис.12. Применить Restrain и Load. UX, UY, UZ три направления степеней свободы были ограничены. Ограничение было применено под положение м кадра в модели МКЭ внутреннего кадра. Нагрузка была приложена к месту между продольным гироскопическим колесом и положением контакта внутренней рамы, внутренней и внешней рамой вдоль продольного гироскопа и положение м контакта внутренней рамы. UX, UY, UZ Трехнаправленная степень свободы была ограничена под внешней рамой в своей модели анализа МКЭ, нагрузка была приложена к внешнему гироскопу по длине рамы, по длине внутреннего колеса гироскопа и к контактному положению внешней рамы, а также к наклонному шарнирному соединению. Анализ МКЭ для внутреннего и внешнего каркаса обрабатывали в соответствии с максимальным значением несущей силы, как показано в таблице 1.

Анализ МКЭ и Расчет. Исходя из расчета расчета, нацеленного на модель выше МКЭ, можно получить условие распределения напряжений, деформация становится все более и более с углублением цвета. Максимальное значение на пружения для вилки и рамы для товаров составляет $0,344 \cdot 10^9$ Па, максимальное напряжение для внутренней рамы составляет $0,722 \cdot 10^8$ Па, максимальное на пружение для внешней рамы составляет $0,290 \cdot 10^9$ Па, максимальное значение напряжения не превышает допустимого значения напряжения $0,6 \cdot 10^9$ Па. Максимальное напряжение меньше предела текучести материала, и оно достигло требуемой интенсивности структуры. Если допустимый диапазон напряжений был превышен, дальнейший анализ можно провести, изменив параметр модели или изменив материал, тем самым получив удовлетворительный результат. График распределения напряжений внутри и снаружи рамы выполнен, как показано на рисунках 17 и 18.

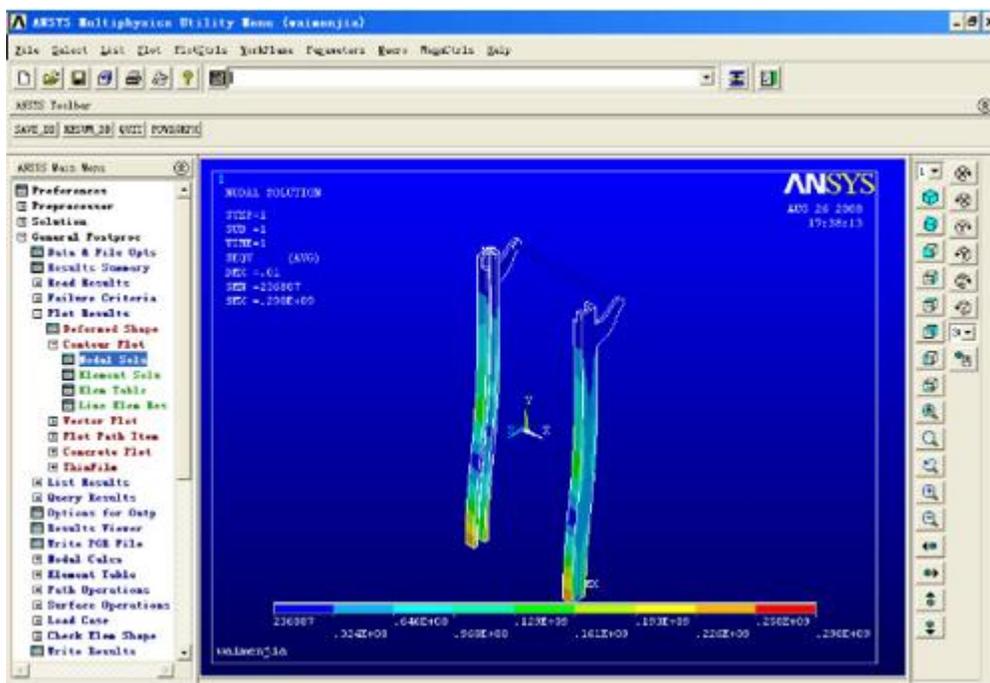
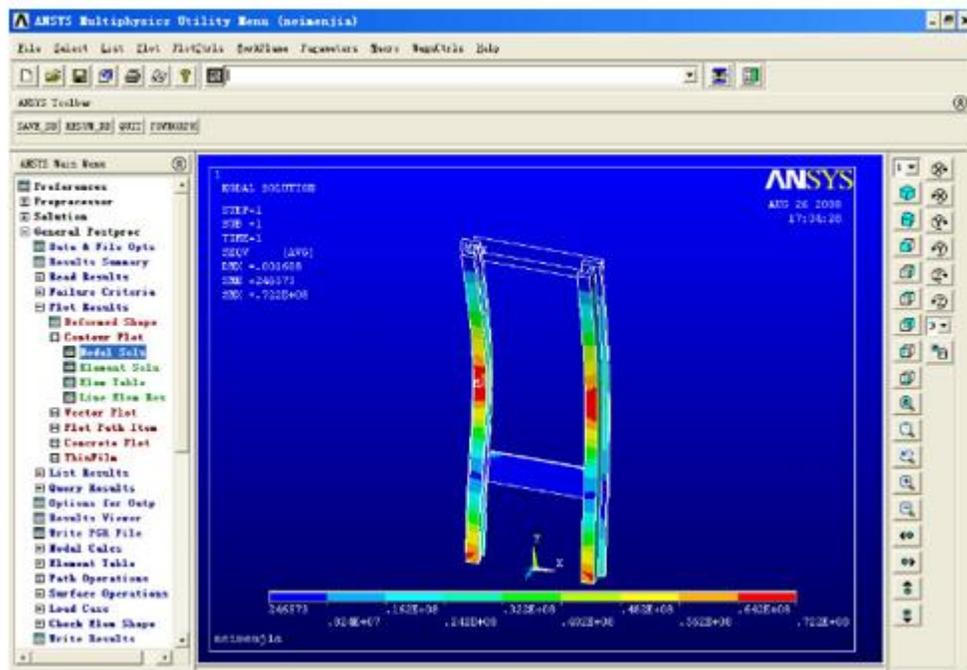


Рисунок 17 – Диаграмма распределения внутренних и внешних напряжений в раме



4 Динамический анализ вилочного погрузчика при подъеме груза с использованием моделирования и симуляции

4.1 Моделирование погрузчика и моделирование процесса подъема на программе Nastran 4D

Поняв принцип построения из примера китайских коллег, было решено использовать программу Nastran 4D, а не ANSYS. После создания модели с ее частями в программном обеспечении Inventor ее смоделированные детали импортируются в программное обеспечение Visual Nastran 4D и связываются с соответствующими ограничениями (Dresig et al, 2001). Этими ограничениями являются жесткие соединения, вращающиеся соединения, жесткие соединения в прорезях, канат или вращающийся двигатель. Груз, который поднимается, имеет призматическую форму с размерами (1200 x 800 x 1000 мм - груз на поддонах), с массой $Q = 2000$ кг, которая является максимальной грузоподъемностью вилочного погрузчика. Мы считаем, что наилучшие результаты динамических процессов, если исследование проводится с максимальной несущей, как указано производителем (Таблица 2).



Рисунок 19 – Фотография погрузчика (KOMATSU FD20-17)

Моделирование будет обрабатываться для достижения результатов параметров, которые мы считаем важными для общего динамического анализа (Dresig et al, 2001). Для правильного процесса подъема подъемные вилы с грузом находятся в самом нижнем положении ($h = 0,05$ м), (Рис.3). Моделирование начнется без подъема до момента времени $t = 0,3$ с ($h = 0,05$ м). Это делается для достижения статической устойчивости до начала процесса подъема. По истече

нии времени $t = 0,3$ с подъем начнется с подъема гидроцилиндров со скоростью $v_c = 0,33$ м / с до максимальной высоты $h=3,15$ м (время $t = 5,5$ с), после чего подъем будет остановлен. Моделирование будет продолжаться до $t = 9$ с, чтобы отслеживать события после остановки подъема. Мы считаем, что анализ событий до начала процесса, во время процесса и после его остановки является наилучшим способом моделирования процесса подъема в вилочных погрузчиках (Ilir Doçi, 2012).

Таблица 2 – Технические особенности погрузчика (Komatsu FD20-17)

Характеристики	Значение	Размерность
Грузоподъемность	2 000	кг
Тип мачты (стандартный)	2	секция
Высота опущенной мачты h_1	2 227	мм
Высота мачты (вытянутой) h_4	3 703	мм
Наибольшая высота h_3	3 150	мм
Общая ширина	1 180	мм
Общая длина l_1	3 635	мм
Длина вил l	1 000	мм
Угол наклона мачты α / β	6 / 12	°
Скорость движения вперед	22.5 / 24.1	км/ч
Скорость движения подъема, с грузом / без груза	0.33 / 0.40	м/с
Скорость движения опускания, с грузом / без груза	0.36 / 0.41	м/с
Мощность двигателя	30	кВт

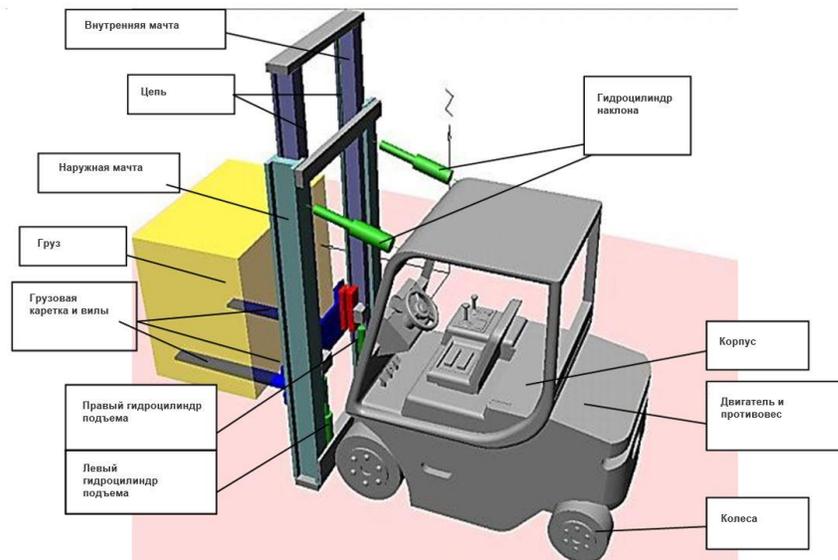


Рисунок 20 – Модель погрузчика с его основными частями

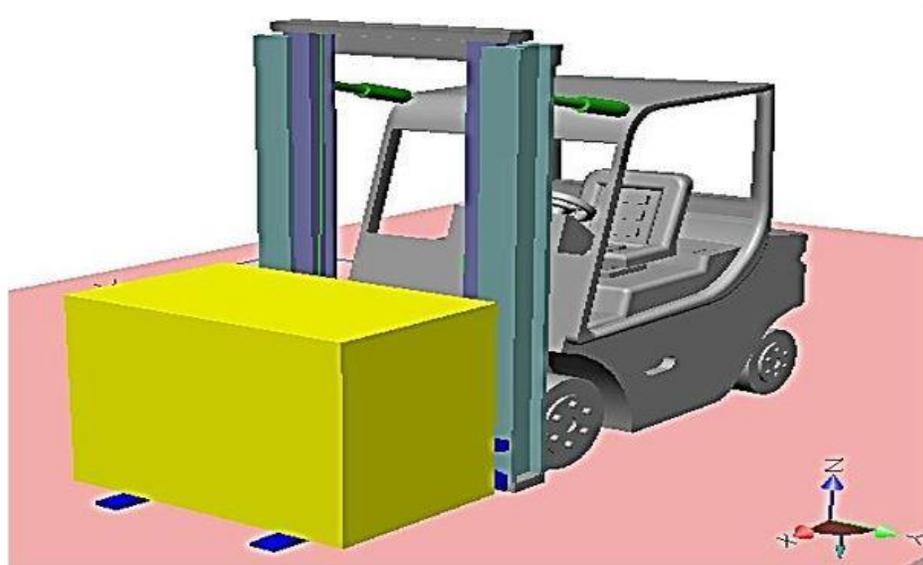


Рисунок 21 – Первоначальная позиция $h = 0.05$ м

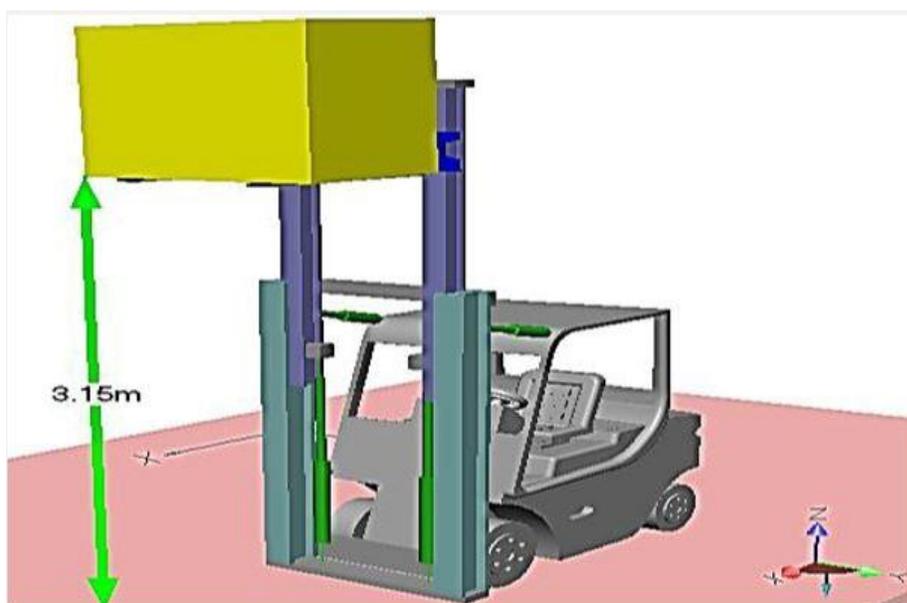


Рисунок 22 – Наивысшая позиция подъема $h = 3.15$ м

4.2 Результаты

4.2.1 Сила в подъемных гидравлических цилиндрах

Это сила натяжения в гидроцилиндрах - F_{cv} , возникающая в результате подъема груза. Результаты показаны на фиг.5 и фиг.6. Графики для левого и правого цилиндров. Грузоподъемность составляет $Q = 2\ 000$ кг, а скорость подъема $v = 0,33$ м / с. Природа этой силы - осевая сила - давление, действующее на цилиндры, которое объясняет отрицательное значение на графиках.

Исходя из рис.5 и рис.6, между временем $0 \leq t \leq 0,3$ с подъема нет, статическое давление на цилиндры увеличивается до $F_{rcv} \approx -12\ 000$ Н. На интервалах $0,3 \leq t \leq 5,5$ с (подъем от 0 м до 3,15 м) - период подъема с помощью баллонов. Сила в цилиндрах усиливает динамические эффекты и колебания, которые имеют негармоническую частоту с нерегулярными амплитудами.

4.2.2 Сила натяжения в цепях

Есть две цепи грузоподъемника, который поднимает груз - левую и правую цепи. Сила натяжения является наиболее важным результирующим параме

тром в цепях. На рисунке 25 приведены максимальные значения динамического характера, с частотами и амплитудами, которые могли бы объяснить причины усталости или обрыва цепей. Статическая сила в цепях [8]:

$$F_{stch} = \frac{Q + Q_f}{m \cdot \eta_p} = \frac{2\,000 + 100}{2 \cdot 0.99} = 1\,060.6 \text{ кг} \cdot 9.91 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} = 10\,404 \text{ Н},$$

где $Q_f = 100$ кг – масса вил и каретки,

$\eta_p = 0.99$ – рабочий коэффициент подъема,

$m = 2$ – количество цепей, тянущих груз.

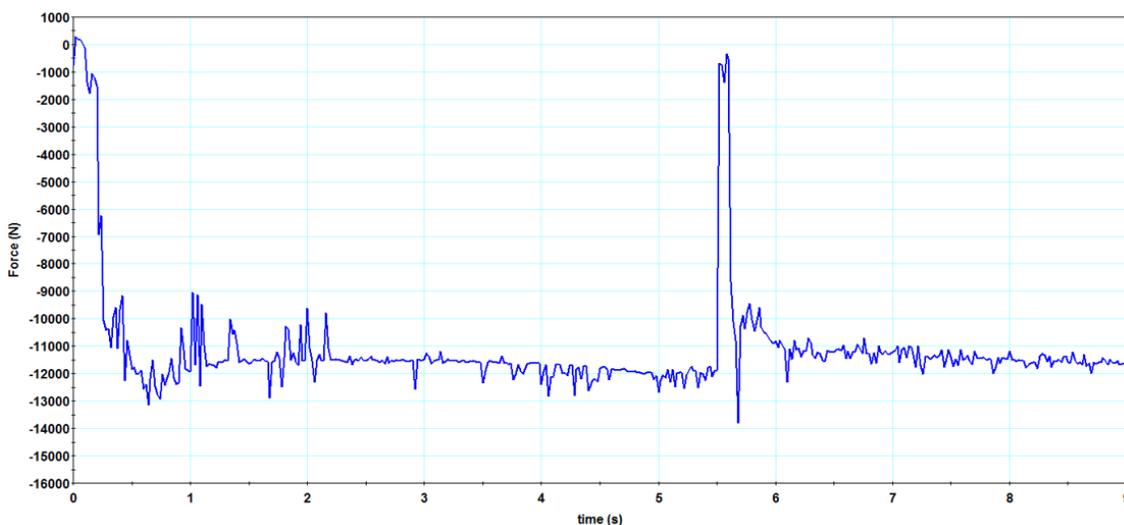


Рисунок 23 – Сила натяжения на правый цилиндр

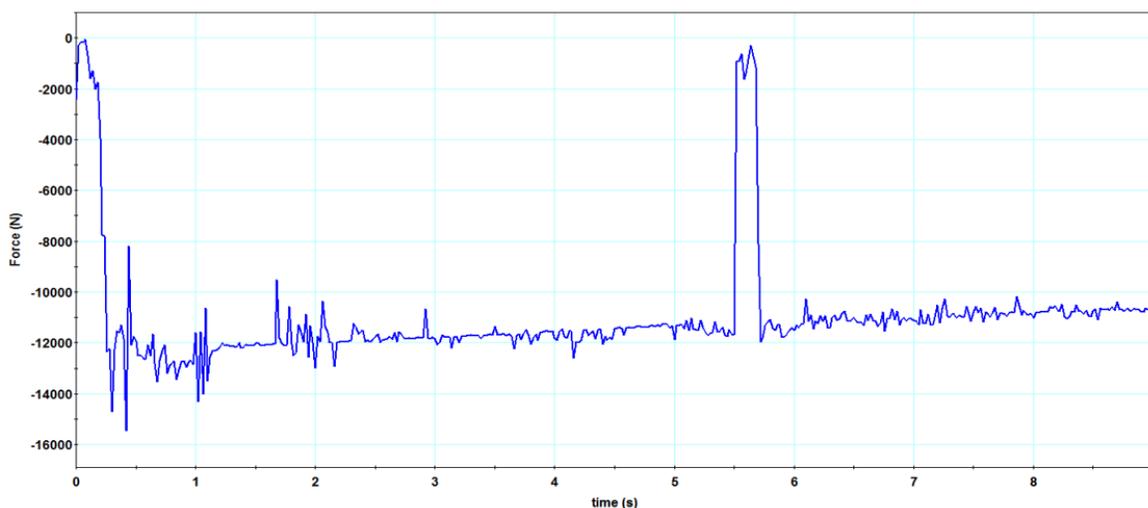


Рисунок 24 – Сила натяжения на левый цилиндр

Таблица 3 – Результаты силы натяжения на цилиндры на основе Рисунков 5 и 6

<i>Характеристики цилиндров</i>	<i>Значения - правый цилиндр</i>	<i>Значения - левый цилиндр</i>
Средняя сила натяжения (близкая к статической)	-12 000 Н	-12 000 Н
Наивысшая сила натяжения F_{\max}	-13 100 Н	-15 000 Н
Время и высота подъема	$t = 0.5$ с ($h = 0.07$ м)	$t = 0.5$ с ($h = 0.07$ м)
Динамический коэффициент: $\psi = F_{\max} / F_{st}$	1.09	1.25
Наивысшая сила натяжения, Действующая при подъеме (от пика до пика)	$F_{\max c} = -15\ 100$ Н $F_{\min c} = -8\ 200$ Н $A_F = 6\ 900$ Н	$F_{\max c} = -12\ 500$ Н $F_{\min c} = -9\ 000$ Н $A_c = 3\ 500$ Н
Время и высота подъема	$t = 0.4$ с ($h = 0.08$ м)	$t = 1.2$ с ($h = 1.1$ м)
Частота колебаний силы (средняя)	8.5 Гц	8.5 Гц

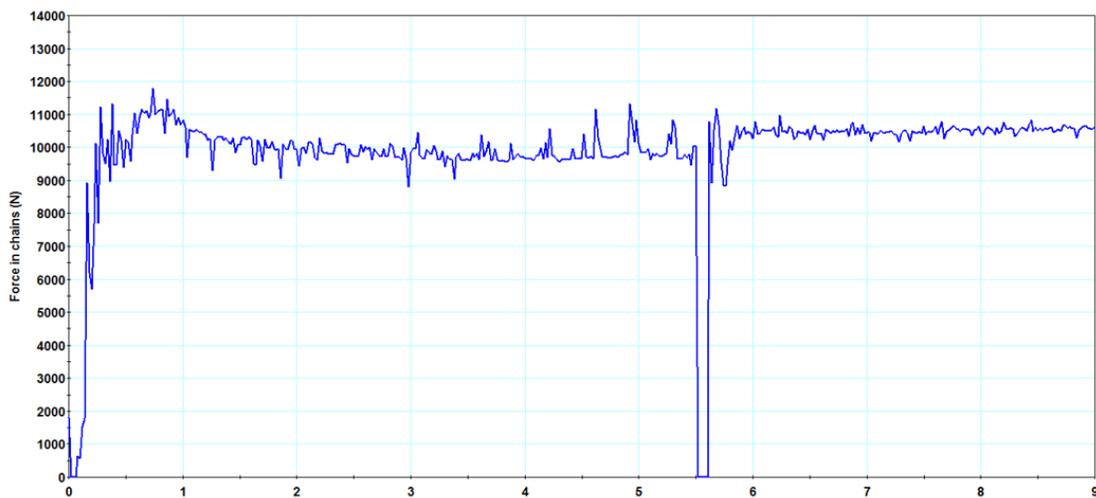


Рисунок 25 – Сила натяжения в цепях

Таблица 4 – Результаты характеристик в цепях, основанные на Рисунка 7

<i>Характеристики цепи</i>	<i>Значение</i>	<i>Позиция подъема</i>
Статическая сила натяжения F_{stch}	10 404 Н	
Наивысшая сила натяжения $F_{\max ch}$	11 900 Н	$t = 0.8$ с ($h = 7.5$ см)
Динамический коэффициент: $\psi = F_{\max} / F_{st}$	1.14	

Наивысшая амплитуда силы натяжения, при подъеме (от пика к пику)	$F_{\max} = 11\,200\text{ Н}$ $F_{\min} = 9\,650\text{ Н}$ $A_{Fch} = 1\,550\text{ Н}$	$t = 4.7\text{ с}$ ($h = 2.9\text{ м}$)
Частота колебаний силы (средняя)	11 Гц	$0.3 \leq t \leq 5.5\text{ с}$ ($0.05\text{ м} < h < 3.15\text{ м}$)

4.2.3 Напряжения во внутренней и внешней мачтах

Напряжения (фон Мизеса) получены с использованием методов конечных элементов (МКЭ) путем зацепления частей вилочного погрузчика. Части вилочного погрузчика, которые рассчитываются для напряжений, — это подъемная (внутренняя) мачта и статическая (наружная) мачта, которые мы считаем наиболее важными для анализа напряжений (Рисунок 26 и Рисунок 27).

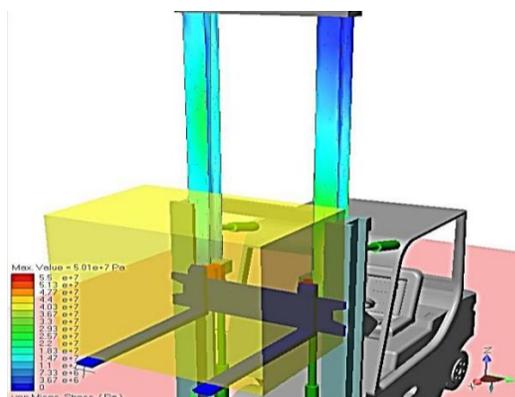


Рисунок 26 – Распределение напряжений в подъемной (внутренней) мачте

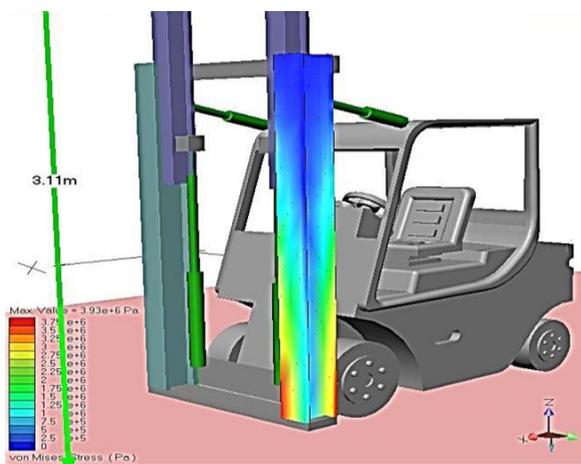


Рисунок 27 – Распределение напряжений в статической (наружной) мачте

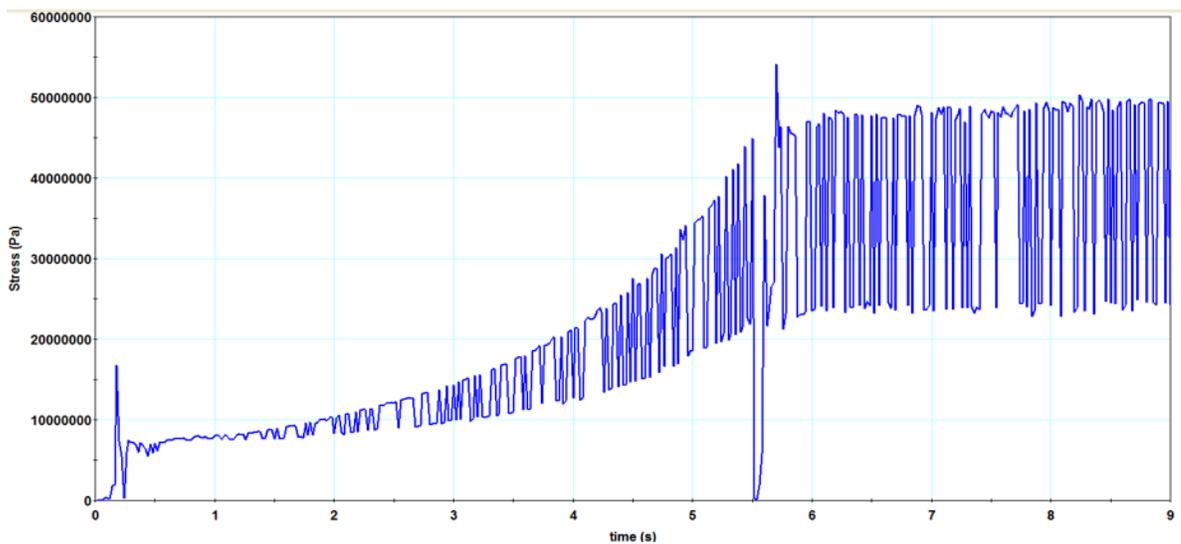


Рисунок 28 – График напряжений в подъемной (внутренней) мачте

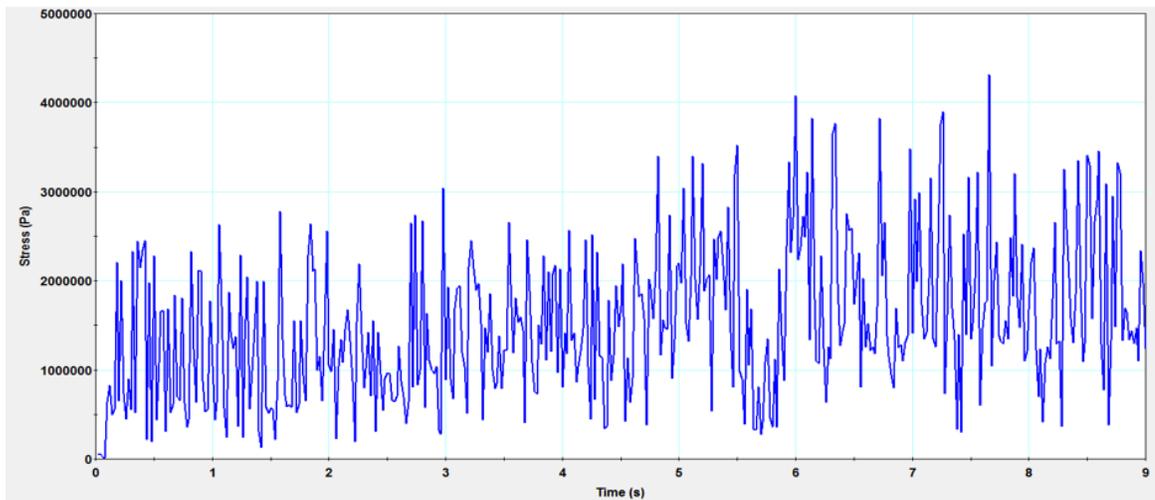


Рисунок 29 – График напряжений в статической (наружной) мачте

Таблица 5 – Результаты характеристик напряжений для подъемной мачты, основанной на Рисунке 28

Подъемная мачта		
<i>Результаты напряжения (фон Мизеса)</i>	<i>Значение</i>	<i>Позиция подъема</i>
Среднее напряжение σ_{med1}	$7 \cdot 10^6$ (Па)	- начало подъема
Наивысшее напряжение σ_{max1}	$7.6 \cdot 10^6$ (Па)	
Динамический коэффициент: $\psi = \sigma_{max} / \sigma_{med}$	1.08	
Среднее напряжение σ_{med1}	$35.5 \cdot 10^6$ (Па)	- окончание подъема
Наивысшее напряжение σ_{max1}	$50 \cdot 10^6$ (Па)	

Динамический коэффициент: $\psi = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{med}}$	1.42	
Трендовой увеличение напряжений	$\sigma = 0.2 \cdot 6 \cdot t^2 - 1.22 \cdot t + 8.852$	$0.3 \leq t \leq 5.5 \text{ с}$ ($0.05 < h < 3.15 \text{ м}$)
Амплитуда напряжений (A_{σ}) (от пика к пику)	$A_{\sigma 1} = 3 \cdot 10^6 \text{ (Па)}$ $A_{\sigma 2} = 8.5 \cdot 10^6 \text{ (Па)}$ $A_{\sigma 3} = 25 \cdot 10^6 \text{ (Па)}$	$t = 2 \text{ с}$ ($h = 0.8 \text{ м}$) $t = 4 \text{ с}$ ($h = 2.45 \text{ м}$) $t = 5.5 \text{ с}$ ($h = 3.3 \text{ м}$)
Амплитуда напряжений (A_{σ}) коэффициент роста	8.33	$0.3 \leq t \leq 5.5 \text{ с}$ ($0.05 < h < 3.15 \text{ м}$)
Частота колебаний напряжения	7 Гц 16 Гц	$0.3 \leq t \leq 1.3 \text{ с}$ ($0.05 \text{ м} < h < 0.33 \text{ м}$) $4.5 \leq t \leq \text{с}$ ($2.8 < h < 3.15 \text{ м}$)

Таблица 6 – Результаты характеристик напряжений для статической мачты, основанной на Рисунке 29

Статическая мачта		
<i>Результаты напряжения (фон Мизеса)</i>	<i>Значение</i>	<i>Позиция подъема</i>
Среднее напряжение σ_{med1} Наивысшее напряжение σ_{max1}	$1.6 \cdot 10^6 \text{ (Па)}$ $4.1 \cdot 10^6 \text{ (Па)}$	$0.3 \leq t \leq 5.5 \text{ с}$ ($0 < h < 3.15 \text{ м}$)
Динамический коэффициент: $\psi = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{med}}$	2.56	
Наивысшая амплитуда на напряжений (A_{σ}) (от пика к пику)	$A_{\sigma\text{-max}} = 3.22 \cdot 10^6 \text{ (Па)}$	$t = 5.8 \text{ с}$ ($h = 3.3 \text{ м}$)
Частота колебаний напряжения (средняя)	16 Гц	$0.3 \leq t \leq \text{с}$ ($0.05 \text{ м} < h < 0.33 \text{ м}$)

5 Анализ аномального усталостного разрушения вилочных погрузчиков

5.1 Исходная информация для изучения усталостного разрушения

Циклическая нагрузка происходит при нормальном режиме работы различных узлов машины, что приводит к действию механизма усталостного разрушения [9-10]. Помимо оборудования для непосредственного производства, вспомогательные механизмы, такие как транспортировочные и грузоподъемные элементы, подвергаются жестким нагрузкам и условиям окружающей среды. Автопогрузчики – это обычные производственные транспортные средства, которые доставляют сырье на производственную линию, лом и конечные продукты в зоны хранения или в периодические напряженные условия различных нагрузок и частотных спектров, включая циклы погрузки и разгрузки и вибрации, возникающие при движении по неровной местности. условия. Анализ отказов вилочных погрузчиков также изучался в [11, 12].

Наличие ремонта сварного шва вилочного погрузчика указывает на видимое условие усталостного растрескивания (см. Также [11]), в то время как жесткие условия и условия перегрузки (высокие нагрузки и скорости движения) вызывают усталостное разрушение, см. Также [12]. Инцидент с поломкой вилочных погрузчиков, произошедший в среде металлообрабатывающего завода, активировал процедуру анализа отказов для расследования первопричины. Вилочные погрузчики (размеры поперечного сечения, $b \times h = 150 \times 50$ мм) выходят из строя после семи лет эксплуатации. Условия максимальной нагрузки включают в себя подъем общей массы 2 200 кг при максимальном расстоянии центра тяжести от вертикальной балки 3 м. Это приводит к максимальному изгибающему моменту ($M_{и}$) 18 000 Нм на одну вилку. Визуальная, макроинспекционная, оптическая и сканирующая электронная микроскопия для фрактографической и микроструктурной оценки наряду с тестированием твердости были использованы в качестве основных аналитических методов в контексте настоящего исследования. Опорные элементы вилок вилочных погрузчиков подвергаются воздействию повторяющихся напряжений различных нагрузочных и частотных спектров, включая циклы нагрузки и разгрузки, а также вибрации, возникающие при движении по неровной местности.

5.2 Методика эксперимента

Проверка морфологии поверхности и разрушения при малом увеличении проводилась с использованием стереомикроскопа Nikon SMZ 1500. Микроструктурная характеристика была проведена в установленных сечениях. Мокрая шлифовка проводилась с использованием последовательных абразивных бумаг SiC до зернистости # 1200 с последующей тонкой полировкой с использованием алмазной и кремнеземной суспензий. Чтобы выявить микроструктуру, иммерсионное травление было выполнено с использованием стандартного 2% раствора Nital (2% азотной кислоты в этаноле) с последующим промыванием этанолом и сушкой струей горячего воздуха. Металлографические исследования проводились с использованием инвертированного металлургического микроскопа Nikon Epiphot 300. Испытания на твердость проводились с использованием твердомера Instron-Wolpert с использованием твердости по методу Роквелла С и устройства для микроиндентирования Instron-Wolpert Vickers при нагрузке 0,2 кг. Кроме того, фрактографические наблюдения с большим увеличением проводились на образцах, очищенных ультразвуком, с использованием сканирующего электронного микроскопа FEI XL40 SFEГ с использованием вторичного электронного (SE) детектора для топографической оценки. SE-изображения также были реализованы в срезах с золотым напылением для металлографической характеристики.

5.3 Результаты исследования усталостного разрушения

5.3.1 Химический анализ

Химический состав сломанной вилки, проанализированный с помощью оптической эмиссионной спектроскопии (OES), показал, что вилки изготовлены из обычной конструкционной стали марки 34Cr4 (W.Nr. 1.7033), см. Таблицу 1 [13]. Эта марка стали представляет собой термообрабатываемый сплав, обычно используемый в качестве элемента станка при изготовлении осей и валов.

5.3.2. Фрактографический анализ

Фрактографическая оценка представляет собой мощный аналитический метод, предназначенный для идентификации механизма (ов) разрушения в контексте анализа отказов компонентов машины, см. Также Ref. [14]. Общий вид поверхностей разрушения обеих вилок представлен на рис. 1. Макроскопические картины переломов, полученные во время визуального осмотра,

предполагают появление механизма изгибной усталостной нагрузки (рис. 1 и 2). Ориентация зоны усталости свидетельствует о том, что возникновение трещины произошло на внешней стороне вилки, которая составляет спроектированную зону сжатия. Детальная оценка поверхностей разрушения позволила выявить некоторые характерные признаки усталостного разрушения: (i) следы от пляжа, которые представляют собой следы развития фронта усталостной трещины, и (ii) метки трещотки, которые являются признаками возникновения множественных трещин вследствие высокой концентрации напряжений (рис. 2). Фрактографические особенности усталостных переломов также представлены в [15-17]. Точный усталостный механизм довольно устойчив к однонаправленному изгибу в условиях нагрузки.

Макрофрактографические наблюдения указывают на то, что вилка А является, скорее всего, главным неисправным компонентом, что приводит к несбалансированному напряженному состоянию, сконцентрированному в вилке В, где зона усталости, по-видимому, развита в меньшей степени (см. Рис. 1 и рис. 2). SEM-анализ подтвердил работу механизма усталости, выявив типичные особенности возникновения и роста усталостной трещины, см. Рисунки 3 и 4; (а) метки трещотки, показывающие многочисленные источники трещин, (б) размазывание вследствие процессов трения между поверхностями трещин и (в) усталостные бороздки, соответствующие скорости роста трещины (то есть продвижению трещины за цикл напряжения). Степень усталости зоны и расстояние между полосами соответствует высокой усталости цикла (HCF). Зона быстрого роста трещины (окончательное разрушение) соответствует зоне грубого разрушения, содержащей характерные шевронные метки, исходящие от конца зоны усталости; эти признаки соответствуют хрупкому трансгранулярному перелому (рисунки 30 и 31). Оценка SEM показала, что картина расщепления является доминирующим режимом разрушения в зоне перегрузки (Рис. 34 а и b). В результате окончательного сдвигового перелома также отмечается ограниченная зона пластичной ямочечной области (Рис. 34 с и d).

5.3.3 Металлографическая оценка

Оптические микрофотографии полированного и травленого поперечных сечений показали наличие закаленной микроструктуры, состоящей в основном из отпущенного мартенсита (рис. 35а и 36а). Тем не менее, внешняя область вилки имеет размягченную обезуглероженную зону, расширенную на глубину приблизительно 200 мкм (рис. 35b). Сердцевина вилочной секции состоит из

игольчатой феррито-перлитной микроструктуры; феррит диспергируется на границах зерен и в виде пластин внутри перлита; аналогичные микроструктуры листовой стали представлены в работе. [18]. Включения TiN и MnS, выявленные при металлографической оценке, не считаются основными причинами разрушения. Наличие внешней поверхности, состоящей из обезуглероженной ферритной микроструктуры и последующего отпущенного мартенсита, подчеркивается с помощью SEM-анализа, как показано на рисунке 37. Микроструктура вилки способствует возникновению термической обработки заковки и отпуска, проводимой с целью улучшения, статическая и циклическая прочность компонента.

Обезуглероживание приводит к развитию мягкой ферритной микроструктуры, склонной к механическим повреждениям и усталостному растрескиванию. Неправильная термообработка или сварка могут быть потенциальными причинами обезуглероживания и ослабления поверхности.

5.3.4. Испытания на твердость и анализ напряжений

Измерения твердости, выполненные с использованием методов микротвердости по Роквеллу С и Виккерсу, приведены в таблице 8. Уровень твердости стали соответствует закаленной и отпущенной микроструктуре, в то время как было зафиксировано заметное снижение твердости на самом внешнем слое внешней области вилки. (243 HV против 349-352 HV микроструктуры отпущенного мартенсита). Средняя твердость (34 HRC) соответствует пределу прочности при растяжении (UTS) 1035 МПа в соответствии со стандартом BS EN ISO 18265: 2003. На основании информации, относящейся к условиям погрузки вилочного погрузчика, максимальный изгибающий момент на вилку (Мб) равен 18000 Нм. Следовательно, максимальное растягивающее напряжение (σ_{max}) может быть достигнуто с помощью следующего уравнения:

$$\sigma_{max} = 6 \cdot M_b / (b \cdot h^2)$$

Размеры поперечного сечения: $b = 150$ мм, $h = 50$ мм и $M_b = 18000$ Н.м. Это простое аналитическое выражение для расчета максимального растягивающего напряжения, см. Также [12]. Следовательно:

$$\sigma_{max} = 288 \text{ МПа} \sim 0,28 R_m$$

R_m - предел прочности при растяжении.

В случае изгибающей нагрузки она достаточно близка или даже превышает предел усталости из-за дополнительных синергетических факторов, которые стимулируют чувствительность к усталостному растрескиванию и резко снижают усталостную прочность, например, наличие размягченной обезуглероженной зоны и механическое повреждение поверхности, которые увеличивают шероховатость и способствуют усталостное растрескивание.

Таблица 7 – Химический состав сломанной вилочной вилки (образец 1) по сравнению с соответствующей маркой стали (%).

Образец / стандарт	C	Mn	S	P	Si	Cr	Ni	Mo	Cu	Al	Ti
Образец 1	0,34	0,65	0,01	0,01	0,28	0,92	0,07	0,03	0,12	0,08	0,02
34Cr4 (W.Nr. 1.7033)	0,3- 0,37	0,6- 0,9	≤0,035	≤0,035	≤0,4	0,9- 1,2	-	-	-	-	-

Таблица 8 – Измерения средней твердости секций вилочного погрузчика.

Расположение	Твердость (HRC)	Микротвердость по Виккерсу (HV0.2)
Внутренняя поверхность	34	349
Сердцевина	30	265
Наружная поверхность	38	352 (Внешний поверхностный слой: 243)

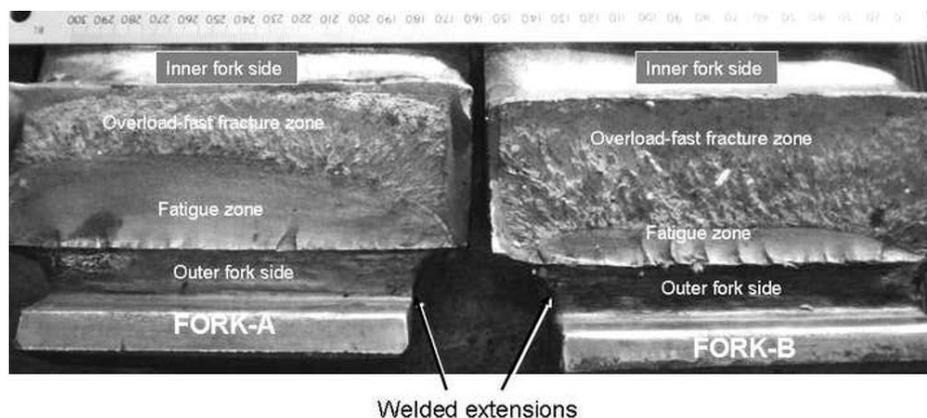


Рисунок 30 – Общий вид сломанных вилочных погрузчиков

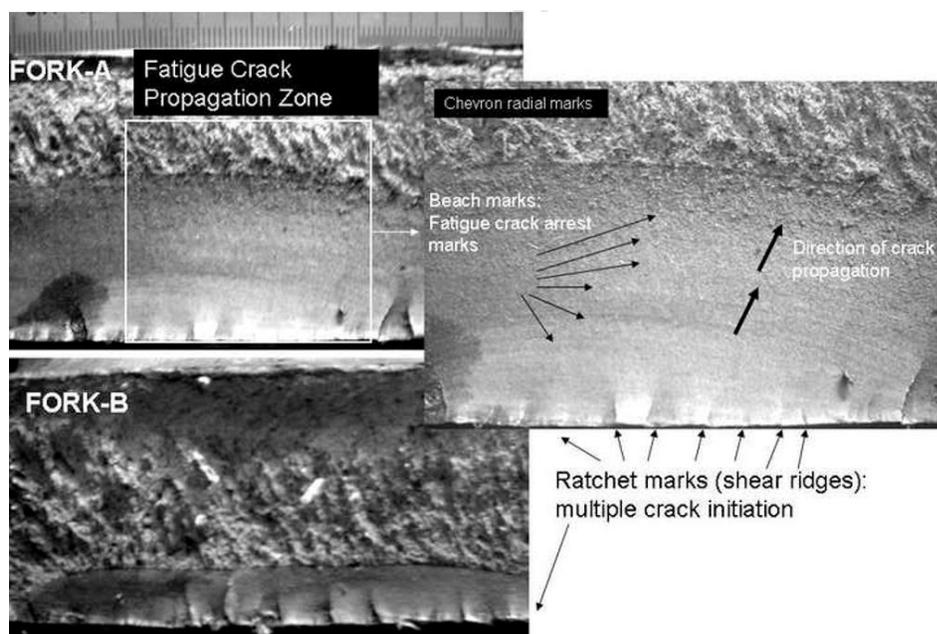


Рисунок 31 – Макроснимки, показывающие детали поверхности разрушения вилочных погрузчиков

Следует обратить внимание на четкое различие гладкой зоны усталости и конечной перегрузки. В вилке А, по-видимому, усталостная трещина росла в большей степени по сравнению с вилкой В, что приводило к быстрой перегрузке и не сбалансированному напряженному состоянию, наложенному на вилку В, где зона усталости занимала ограниченную область.

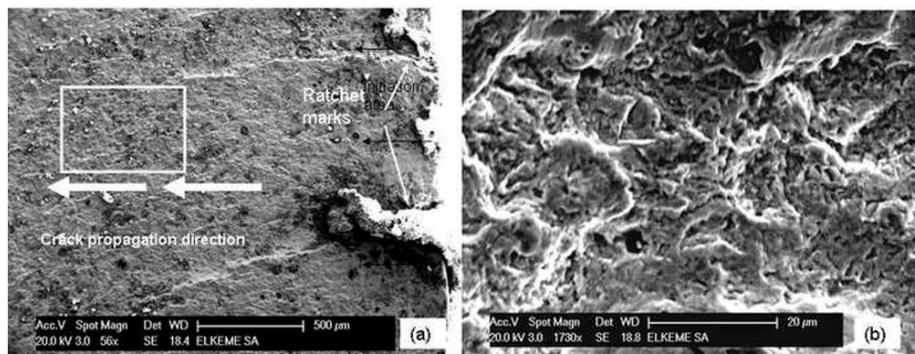


Рисунок 32 – Топографические особенности зоны усталости: (а) возникновение множественных трещин, показываемое наличием трещоток, (б) размытие из-за трения поверхностей, соответствующих трещинам.

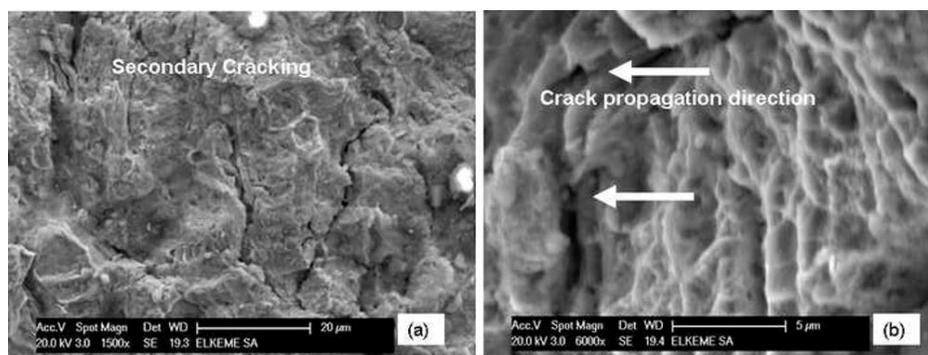


Рисунок 33 – Зоны распространения усталостных трещин: (а) вторичное растрескивание, вероятно, связано с факторами высокой интенсивности напряжений и (б) усталостные полосы, соответствующие скорости роста локальной трещины (да / дН).

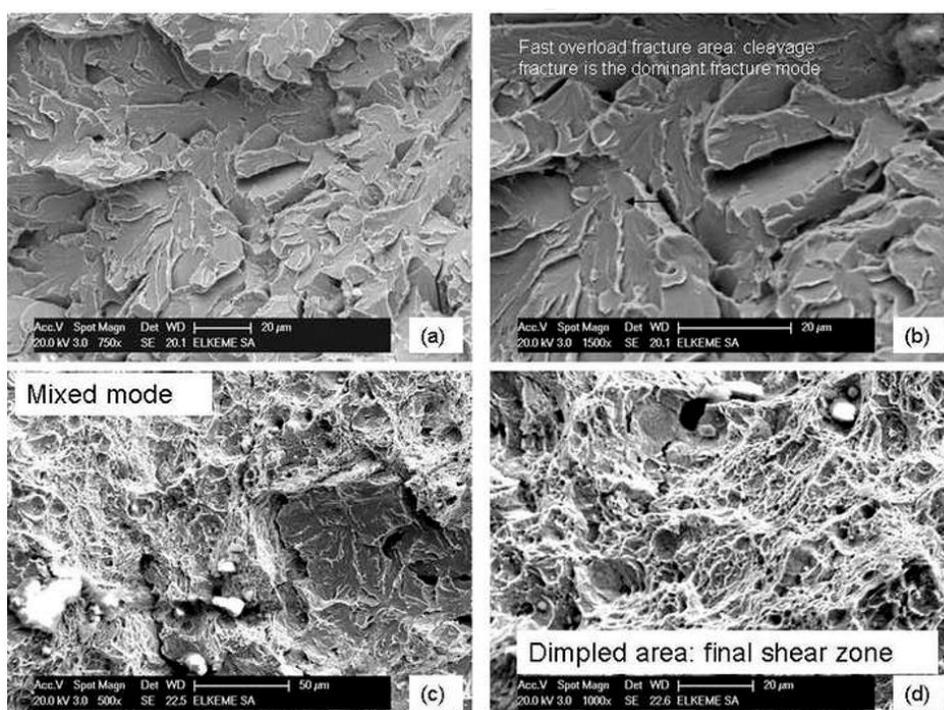


Рисунок 34 – Микроструктура конечной области перегрузки (зона быстрого роста трещины):

(а) хрупкое трансгранулярное (расщепление) в качестве доминирующего режима разрушения;

(б) деталь (а), (с) зоны смешанного режима вблизи конечной зоны кромки сдвига, содержащей пластичные разрывные ямочки;

(д) деталь зоны ограниченного сдвига, состоящая из мелких пластичных ямочек.

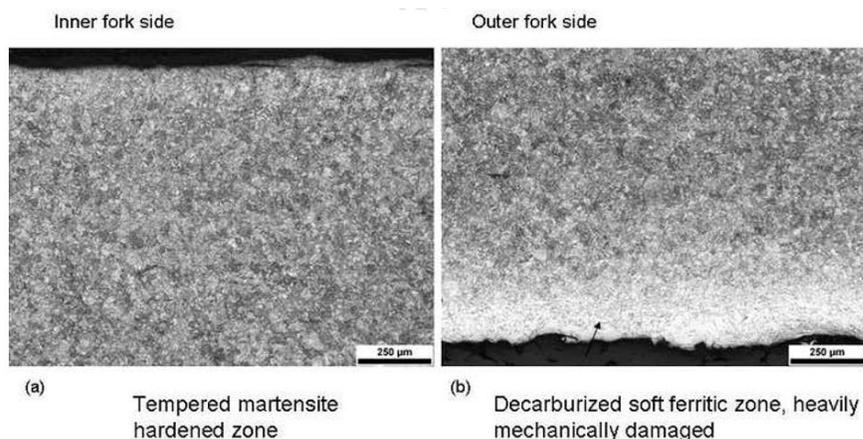


Рисунок 35 – Поперечные сечения, показывающие микроструктуру (а) внутренней стороны и (б) внешней стороны вилочного погрузчика.

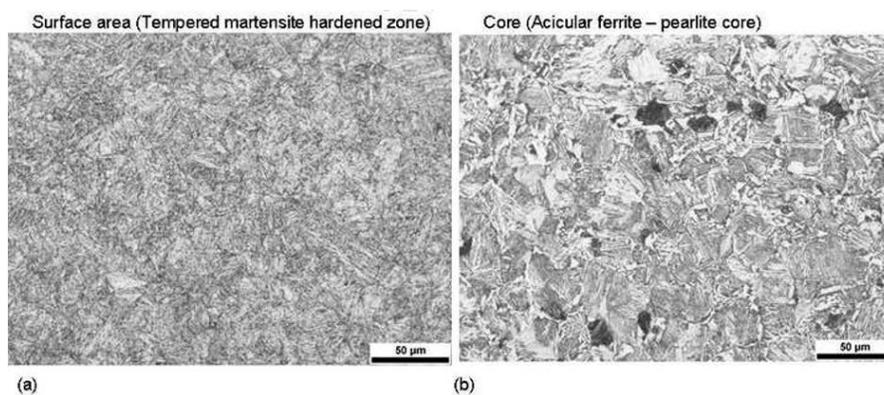


Рисунок 36 – Поперечные сечения, показывающие микроструктуру (а) площади поверхности и (б) сердечника вилочного погрузчика

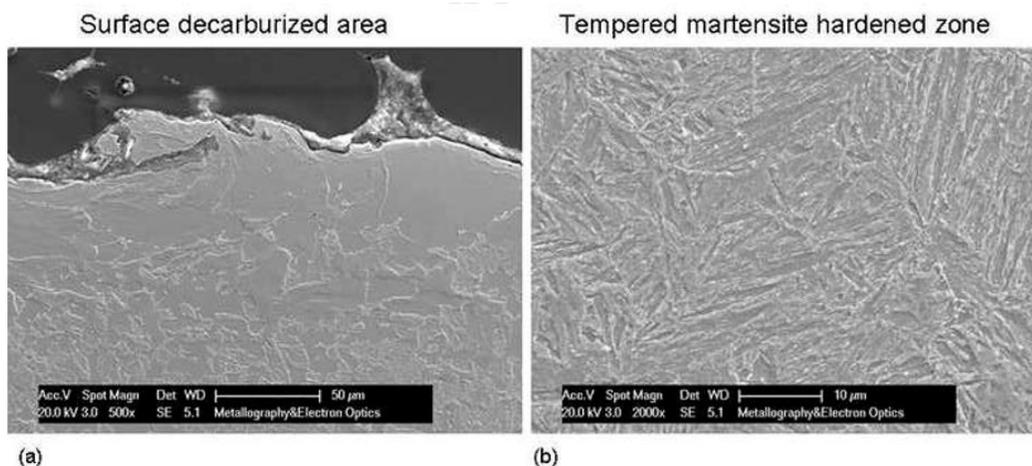


Рисунок 37 – Микроструктура (а) поверхности обезуглероженной зоны и (б) затвердевшей зоны

6 Краткий анализ рынка вилочных погрузчиков

6.1 Основные показатели

В последнее время значительный рост наблюдается благодаря спросу на современное оборудование для обработки материалов.

В настоящее время вилочные погрузчики используются не только для подъема материала, но и для мониторинга и отслеживания работы оператора, а также для мониторинга механических и силовых систем. Аналогичным образом, в нынешних сценариях дизельные вилочные погрузчики, по оценкам, имеют экспоненциальный рост в течение прогнозируемого периода, начиная от самых простых до заранее изготовленных вилочных погрузчиков, которые включают двигатели с электронным управлением и системы связи GPS.

В результате, благодаря внедрению передовых технологий, появляются значительные рыночные возможности благодаря усилиям производителей, которые занимаются производством вилочных погрузчиков с технологическим приводом. Между тем, согласно отчету по логистическому опросу, опубликованному BNP Paribas Leasing Solutions, глобальный рынок вилочных погрузчиков пережил подъем благодаря общему количеству онлайн-заказов, которые увеличились на 14,1%, что отражает сдвиг в сторону онлайн-покупок.

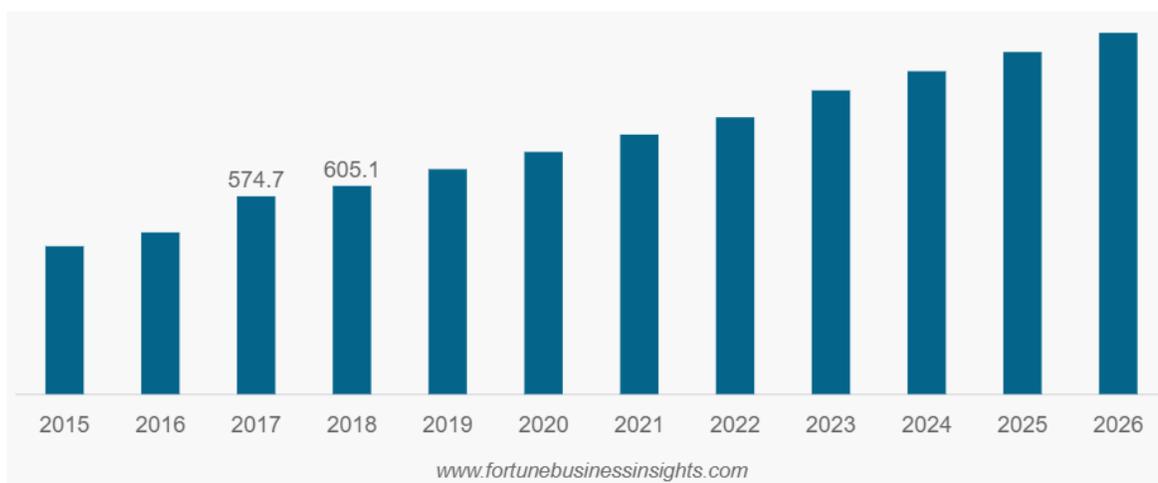


Рисунок 38 – Объем рынка вилочных погрузчиков Азии в период 2015-2026, тысячи единиц

6.2 Сегментация по классам

Сегмент класса III обеспечит максимальный доход в течение прогнозируемого периода». Ассоциация промышленных грузовиков (ITA) отвечает за опре

деление классификации промышленных автопогрузчиков, а также за навязывание ряда правил и положений для отраслей, использующих автопогрузчики. В этой области исследований анализируются вилочные погрузчики классов I, II, III, IV и V и оценивается доход.

Ожидается, что вилочные погрузчики класса III будут занимать значительную долю в 2018 году вследствие спроса на электрические вилочные погрузчики. Автопогрузчики класса III включают в себя двухколесные грузовики и универсалы, а также высокопроизводительные автопогрузчики - штабелеры, которые позволяют перевозить грузы с помощью оператора, но также поднимают грузы на высоту примерно до 15 футов. Предполагается, что робототехнические технологии будут использоваться на вилочных погрузчиках класса III в течение прогнозируемого периода.

По оценкам, класс V имеет значительные возможности для роста, за которыми следует класс III, поскольку они эргономично приняты и экономичны.

Класс I, II и IV имеют умеренный темп роста в течение прогнозируемого периода, поскольку конечные пользователи в основном применяют вилочные погрузчики III и V класса для различных применений.

6.3 Сегментация по регионам

Рыночная стоимость и объем погрузчиков зависят от выручки и от продаж вилочных погрузчиков в Северной Америке, Азиатско-Тихоокеанском регионе, на Ближнем Востоке и в Латинской Америке.

Азиатско-Тихоокеанский регион был привязан к 605,1 тыс. единиц в 2018 году и, как ожидается, станет доминирующим на этом рынке в течение прогнозируемого периода. Рост региона обусловлен спросом на современное погрузочно-разгрузочное оборудование в таких отраслях, как строительство, горнодобывающая промышленность, производство продуктов питания и напитков, а также полиграфия. Кроме того, использование в этом регионе технологически хорошо разбирающихся вилочных погрузчиков набирает максимальную тягу и дополняет рост автомобильной промышленности. Кроме того, присутствие компаний по всему Китаю является основной причиной для Азиатско-Тихоокеанского региона доминировать в доходах и объемах погрузчиков.

Ожидается, что в Северной Америке будет наблюдаться самый высокий рост объема продаж в регионе. Это происходит главным образом из-за присутствия выдающихся игроков по всей территории США. Эти игроки потра

тили большие средства на внедрение современных и современных автопогрузчиков, а не обычных автопогрузчиков. Кроме того, спрос на электропогрузчик наблюдается в основном по всему региону Северной Америки.

6.4 Ключевые игроки на рынке

Toyota Material Handling имеет самую высокую долю в США благодаря своей обширной клиентской базе и научно-исследовательской деятельности, а также наличию высокопроизводительных заводов по всей стране. Компания не только занимается увеличением продаж, но и обеспокоена безопасностью своих сотрудников и низкими эксплуатационными расходами.

Для разработки современных автопогрузчиков компания Hyster-Yale Materials играет важную роль в распространении технологии подключенных устройств в автомобильной промышленности. В дальнейшем компания планирует добавить функцию спутниковой глобальной системы позиционирования (GPS) в свою систему видеонаблюдения, которая позволит оператору отслеживать неисправности.

Ключевые игроки в основном ориентированы на покупателей малого и среднего бизнеса, включая ландшафтных подрядчиков, поставщиков мульчи, производителей и поставщиков дерны, подрядчиков, занимающихся жилищно-коммунальным хозяйством, коммунальных подрядчиков, подрядчиков по электрооборудованию, подрядчиков по строительству дорог, ферм, молочных заводов и правительственных организаций, таких как отделы общественных работ. Среди ключевых игроков Komatsu занимает 11 место в глобальном рынке

1. Toyota Industries Corporation
2. Kion Group AG
3. Hyster-Yale Materials Handling Inc.
4. Hyundai Heavy Industries
5. Mitsubishi Nichiyu Forklift Co., Ltd
6. Jungheinrich AG
7. Hyster-Yale Materials Handling
8. Anhui Forklift Truck
9. Doosan Industrial Vehicle
10. Hangcha Group
11. Komatsu Ltd.
12. Hangcha Group Co. Ltd.
13. Godrej & Boyce Manufacturing [19]

Заключение

Использование моделирования и симуляции является очень эффективным методом для изучения динамики вилочных погрузчиков. Мы можем сделать вывод, что процессы подъема в погрузчике имеют интенсивную динамическую природу с тяжелыми колебаниями и не должны игнорироваться для расчетов и анализа погрузчиков.

- Динамические явления более интенсивны в начале подъема, и до и не много позже после остановки подъема. В течение этого времени процесс имеет высокие амплитуды колебаний и частот, как показано на графиках и в таблицах. Начало подъема и конец подъема должны быть приняты во внимание для устойчивости погрузчика. Колебания и амплитуды силы натяжения в гидроцилиндрах следует принимать во внимание при подъеме.
- Для того, чтобы окончание процесса подъема было плавным, необходимо, чтобы контроль за скоростью было размеренным и в цилиндрах было меньше динамического усилия (Таблица 2).
- Колебания с высокими амплитудами силы натяжения в цепях и высокими частотами, полученными в результате, могут быть причиной их усталости и отказа (Таблица 3).
- Из результатов напряжения в подъемной мачте, можно сделать вывод, что эта часть рабочих элементов подвергается наибольшим колебаниям и амплитудам по сравнению с другими частями и должна быть под постоянным контролем (Таблица 4).
- Динамический коэффициент имеет наибольшие значения для статической мачты, выраженные напряжением (Таблица 5). Из этого можно сделать вывод, что эта часть вилочного погрузчика испытывает наивысшие динамические нагрузки.
- Скорость подъема должна быть минимально возможной для процесса подъема, чтобы иметь более плавный подъем и меньшие значения динамических характеристик. В основном последнее игнорируется операторами, для достижения более высокой производительности погрузчика.

Выводы по усталостному разрушению ви

Пара сломанных вилочных погрузчиков, вышедших из строя после семи (7) лет службы, была получена для расследования отказов. Результаты исследования могут привести к следующим выводам:

1. Вилы погрузчика вышли из строя из-за усталости (изгиб), сопровождаемой внезапной перегрузкой. Фрактографическая оценка предполагает работу однонаправленного изгиба с высоким циклом усталостного разрушения при высокой концентрации напряжений и условиях от средней до высокой рабочей нагрузки.
2. Возникновение множественных трещин во внешней зоне вилки (спроектированная сторона сжатия) является однозначным свидетельством ненормальной операции подъема вилочной вилки (растягивающее напряжение внешней зоны вилки).
3. Кроме того, внешняя область вилки обладает различными дефектами и областями потенциальной слабости, такими как поверхностное повреждение, сварные удлинительные и мягко обезуглероженные (ферритовые) слои, которые снижают усталостную прочность, обеспечивая преждевременное зарождение трещины и быстрое распространение в тяжелых условиях нагрузки.
4. Рекомендуемые действия по предотвращению и минимизации риска будущих отказов считаются следующими: (а) Избегание ненормальных условий нагрузки и (б) Периодическое техническое обслуживание и проверка, включая испытания на проникновение красителя и магнитных частиц, которые могут быть дополнительными профилактическими мерами для дальнейшего снижения риска повторения таких инцидентов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. <https://en.wikipedia.org/wiki/Forklift>
2. <http://www.stroitmeh.ru/lect31.htm>
3. J.J. Liu and D.Q. Wang: Electron Engineering Machine, (2008) No.2, pp.55-59. (In Chinese)
4. H. Zeng, Y. Li and W.G..Zhang: Lifting Transports Machinery, (2009) No.3, pp.46-49. (In Chinese)
5. Dresig, Hans, Schwingungen mechanischer Antriebssysteme (2001), Modellbildung, berechnung, analyse, synthese, 128-144, Springer Verlag, Berlin.
6. Visual Nastran Desktop 4D User Manual, MacNeal-Shwendler Corporation, Santa Ana, 2003.
7. Musli Bajraktari (1986), Mjetet Transportuese, Fakulteti Teknik, Prishtinë, 112-114.
8. Ilir Doçi, Musli Bajraktari, Vegim Imeri, Studying dynamic effects on warehouse forklift during forward movement with full loading, 16th International Research Expert Conference, TMT 2012
9. G. Pantazopoulos, A. Vazdirvanidis: "Fractographic and metallographic study of spalling failure of steel straightener rolls", J. Failure Analysis and Prevention, Vol. 8 (6), 2008, p. 509- 514.
10. G. Pantazopoulos, A. Vazdirvanidis, A. Toulfatzis, A. Rikos: "Fatigue failure of steel links operating as chain links in a heavy duty draw bench", Engineering Failure Analysis, 16(7), 2009, 2440-2449.
11. M.V. Figueiredo, F.M.F. Oliveira, J.P.M. Goncalves, .P.M.S.T. de Castro, A.A. Fernandes: "Fracture analysis of a heavy duty lift truck", Engineering Failure Analysis, 8 (2001), 411-421.
12. J.M. Massone, R.E. Boeri: "Failure of forklift forks", Engineering Failure Analysis, 17 (2010), 1062-1068.
13. Stahlschlüssel (Key to Steel), Verlag Stahlschlüssel Wegst, GmbH, D-71672 Marbach, 2004.
14. G.A. Pantazopoulos: "Damage assesement using fractography as failure surface evaluationn: application to metalworking machinery", J. Failure Analysis and Prevention, 11(6), 2011, 588-594.
15. N. W. Sachs "Practical Plant Failure Analysis", CRC Press 2009.

16. N.W. Sachs: “Understanding the surface features of fatigue fractures: how they describe the failure cause and the failure history”, *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 5(2), 2005, 11-15.
17. D.J. Wulpi: “Understanding How Components Fail”, 2nd ed. Materials Park (OH), ASM International, 2000.
18. ASM Handbook, Vol. 7: “Atlas of Microstructures of Industrial Alloys”, 8th ed., ASM International, OH, 1973.
19. <https://www.fortunebusinessinsights.com/industry-reports/forklift-trucks-market-101541>