

А. А. Ракицкий

**ИСПЫТАНИЯ,
МОДЕЛИРОВАНИЕ И СЕРТИФИКАЦИЯ
КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

**Минск
БНТУ
2015**

А. А. Ракицкий

ИСПЫТАНИЯ,
МОДЕЛИРОВАНИЕ И СЕРТИФИКАЦИЯ
КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Минск
БНТУ
2015

Ракицкий, А.А.

Испытания, моделирование и сертификация конструкций мобильных машин / А.А. Ракицкий. – Минск : БНТУ, 2015. – 314 с.: ил. – ISBN 978-985-550-737-7.

В монографии изложены методы испытаний образцов материалов и их соединений с целью определения характеристик сопротивления усталости и трещиностойкости. Рассмотрены принципы локального моделирования зон разрушения элементов конструкций. Предложены новые способы ускорения стендовых испытаний и прогнозирования усталостной долговечности деталей и узлов машин при случайном нагружении. Показаны особенности исследования нагруженности и напряженно-деформированного состояния автомобильных конструкций в условиях эксплуатации на полигоне. Особое внимание уделено компьютерному моделированию подвесок и шасси транспортных средств. Даны примеры совершенствования конструкций и технологий изготовления по результатам исследований. Проведен анализ проблемы обеспечения качества и оценки соответствия изделий установленным требованиям. Описано создание республиканского полигона для исследований, испытаний и сертификации мобильных машин и комплексной оценки их воздействия на дорожную инфраструктуру. Отражен опыт разработки систем менеджмента качества в учреждениях образования.

Предназначена для научно-педагогических работников и инженеров-исследователей в области машиностроения, а также студентов, магистрантов, аспирантов технических специальностей.

Табл. 48. Ил. 180. Библиогр. 139 назв.

Рекомендована к изданию
научно-техническим советом
Белорусского национального технического университета
(протокол № 6 от 30 июня 2015 года).

Рецензенты:

декан автотракторного факультета Белорусского национального технического университета, доктор технических наук, доцент *А.Г. Баханович*;

генеральный директор Белорусского научно-исследовательского института транспорта «Транстехника», доктор технических наук, профессор *И.В. Жук*

Содержание

Введение.....	7
1. ИСПЫТАНИЯ ОБРАЗЦОВ МАТЕРИАЛОВ И ИХ СОЕДИНЕНИЙ	9
1.1. Определение характеристик сопротивления усталости материалов с покрытиями	9
1.1.1. Выбор материалов и технологии нанесения покрытий	10
1.1.2. Описание образца и методики мониторинга трещин	12
1.1.3. Методика и результаты испытаний на кручение	16
1.1.4. Методика и результаты испытаний на растяжение-сжатие ...	25
1.1.5. Обобщение результатов.....	29
1.2. Определение характеристик сопротивления усталости сварных швов.....	30
1.2.1. Стандартизация расчетов на усталость сварных конструкций.....	31
1.2.2. Методика и результаты испытаний сварных соединений.....	34
1.2.3. Сравнение экспериментальных данных с нормированными кривыми усталости.....	35
1.3. Оценка трещиностойкости конструкционных сталей	38
1.3.1. Выбор и обоснование параметров образцов.....	39
1.3.2. Методика определения критического коэффициента интенсивности напряжений.....	43
1.3.3. Анализ результатов исследований.....	50
1.4. Совершенствование методов испытаний материалов	53
1.4.1. Разработка образцов и нагружающих устройств	54
1.4.2. Оценка влияния скорости деформирования на механические свойства сталей	64

2.	ИСПЫТАНИЯ ЛОКАЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ ЗОН РАЗРУШЕНИЯ	71
2.1.	Картеры мостов и балки осей грузовых автомобилей	71
2.2.	Рамы грузовых автомобилей	76
2.3.	Рамы карьерных самосвалов	81
2.4.	Рамы тракторных прицепов	87
2.5.	Рессоры грузовых автомобилей	90
2.6.	Совершенствование конструкций и технологий их изготовления	93
2.6.1.	Пластинчатые упругие элементы	93
2.6.2.	Тросовые элементы подвесок	97
2.6.3.	Способ изготовления осей прицепов	100
3.	СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ	103
3.1.	Метод ускорения усталостных испытаний при случайном нагружении	103
3.2.	Определение уровня неповреждающих напряжений при ускоренных испытаниях	108
3.3.	Способ ускоренного испытания на усталость при блочном нагружении	118
3.4.	Воспроизведение нестационарных процессов нагружения при стендовых испытаниях с управлением от ЭВМ	124
3.5.	Прогнозирование эксплуатационного ресурса по результатам рандомизированных испытаний	132
3.6.	Совершенствование испытательного оборудования	153
4.	ПОЛИГОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ МАШИН	158
4.1.	Исследование нагруженности шасси карьерных самосвалов грузоподъемностью 45-55 тонн	158
4.2.	Оценка напряженно-деформированного состояния опасных зон рамы карьерного самосвала грузоподъемностью 130 тонн	167

4.3.	Исследование асимметрии напряжений и расчет долговечности рам самосвалов МАЗ.....	177
4.4.	Выбор метода схематизации нагруженности при расчетном прогнозировании ресурса несущих конструкций МАЗ.....	185
4.5.	Оценка влияния климатических условий на динамическую нагруженность несущих узлов карьерных самосвалов БелАЗ	192
5.	КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ – ВИРТУАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ	199
5.1.	Моделирование подвески	199
5.1.1.	Полуактивная подвеска заднего моста легкового автомобиля.....	199
5.1.2.	Полуактивная подвеска ведущего моста седельного тягача	212
5.1.3.	Подвеска переднего моста колесного трактора.....	228
5.1.4.	Рессорная подвеска грузового автомобиля.....	233
5.2.	Моделирование несущих конструкций.....	237
5.2.1.	Шасси карьерного самосвала	237
5.2.2.	Элементы рам карьерного самосвала	246
5.2.3.	Картер ведущего моста лесовозного тягача	250
5.3.	Разработка систем поддрессоривания	257
5.3.1.	Кабина колесного транспортного средства	257
5.3.2.	Мост мобильной машины.....	261
6.	ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА И СЕРТИФИКАЦИЯ	266
6.1.	Структурно-функциональный анализ качества изделий машиностроения.....	266
6.2.	Сертификация комплектующих и одобрение типов транспортных средств.....	270

6.3. Создание республиканского полигона для исследований, испытаний и сертификации мобильных машин и комплексной оценки их воздействия на дорожную инфраструктуру	273
6.3.1. Научно-методическое обеспечение	274
6.3.2. Технико-экономическое обоснование и проектирование	279
6.4. Система менеджмента качества дополнительного образования взрослых	284
6.5. Пирамида качества	295
Заключение	299
Литература	300

Об авторе

Ракицкий Антон Антонович в 1971 году окончил с отличием машиностроительный факультет Белорусского политехнического института (ныне БНТУ). Распределен в Экспериментальный научно-исследовательский институт машиноведения (ныне Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси), где прошел путь от инженера до заместителя директора по научной работе института, первого заместителя генерального директора НИРУП «Белавтотракторостроение».

В 1978 году защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук, в 1984 году ему присвоено ученое звание старшего научного сотрудника по специальности «Машиноведение и детали машин». В 1986 году стал лауреатом Государственной премии БССР за разработку научно-методических основ электронного моделирования эксплуатационных процессов, создание и внедрение на Минском автомобильном заводе гибкой автоматизированной системы ускоренных испытаний конструкций на базе управляющих вычислительных комплексов с целью интенсификации проектно-исследовательских работ и повышения качества выпускаемых машин. Награжден дипломом «Изобретатель СССР», медалью Выставки достижений народного хозяйства СССР.

С 1993 года по настоящее время Ракицкий А.А. является экспертом-аудитором Госстандарта Республики Беларусь в области качества продукции и систем менеджмента. В этом направлении он был организатором и директором испытательного центра «ГЕСТМАШ», руководителем органа по сертификации изделий машиностроения, генеральным директором белорусско-германского совместного предприятия «БЕЛДЕКРА», директором Республиканского полигона для исследований, испытаний и сертификации мобильных машин и комплексной оценки их воздействия на дорожную инфраструктуру. Награжден нагрудным знаком «За заслуги в стандартизации» Республики Беларусь.

Избирался действительным членом Нью-Йоркской академии наук, членом SAE – Международного общества инженеров-автомобилестроителей, членом ESIS – Европейского общества структурной целостности.

Под научным руководством Ракицкого А.А. выполнены и защищены четыре кандидатские диссертации. В 2007 году ему присвоено ученое звание доцента по специальности «Машиностроение».

Автор более 200 научных работ, в том числе 4 монографий, 18 брошюр, 28 изобретений.

С 2009 года по настоящее время работает заместителем директора по научной работе Республиканского института инновационных технологий Белорусского национального технического университета, преподает в должности профессора ряд дисциплин в области менеджмента качества. Является членом бюро учебно-методического объединения в сфере дополнительного образования взрослых Республики Беларусь, членом рабочей группы «Системы менеджмента качества в области образования» технического комитета по стандартизации Республики Беларусь ТК ВУ 4 «Менеджмент качества».

Введение

Среди «прочнистов» – специалистов, занимающихся решением проблемы обеспечения надежности мобильных машин по критериям прочности, – бытует поговорка: расчетам не верит никто, кроме расчетчиков, испытаниям доверяют все, кроме испытателей. Сюда следует добавить компьютерное моделирование – своего рода виртуальные испытания, основанные на ряде аналитических допущений.

Истина, как всегда, находится где-то посередине. Какие бы методические подходы мы не применяли, к сожалению, отказы, аварии и даже техногенные катастрофы были, есть и будут. Главная задача инженеров и исследователей заключается в минимизации рисков и затрат в обеспечении безопасности людей и окружающей среды, а также высокого уровня качества жизни.

Предлагаемая монография, с одной стороны структурирована по принципу «от простого к сложному», от испытаний материалов до исследования уникальных машин, а с другой стороны, содержит широкий круг вопросов, относящихся к стадиям проектирования, изготовления и эксплуатации ряда изделий автотракторостроения. Особое место занимает проблематика качества и подтверждения соответствия мобильных машин требованиям безопасности, включая разработку систем менеджмента качества образования.

Данная книга является логическим продолжением и дополнением научных изданий: «Обеспечение ресурса рессорных подвесок» (Минск: Наука и техника, 1988) [1]; «Автоматизированная система ускоренных испытаний автомобильных конструкций» (Минск: Наука и техника, 1989) [2]; «Повышение долговечности несущих конструкций карьерных автосамосвалов» (Якутск: ЯНЦ СО РАН, 1991) [3]; «Инновационное развитие непрерывного технического образования» (Минск: БНТУ, 2013) [4], – и в совокупности с ними отражает многолетний опыт исследований автора.

1. ИСПЫТАНИЯ ОБРАЗЦОВ МАТЕРИАЛОВ И ИХ СОЕДИНЕНИЙ

В конструкциях мобильных машин используют разнообразные материалы: чугуны, стали, цветные металлы, пластмассы и др. При проектировании задаются исходными (справочными) свойствами материалов с учетом последующего влияния технологий изготовления и условий эксплуатации. В идеале конструкция должна быть равнопрочной, т.е. ресурс всех элементов примерно одинаковый. В действительности, вследствие множества взаимодействующих факторов, можно говорить только о некотором приближении к желаемому результату.

В машиностроении накоплен значительный опыт повышения надежности конструкций на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации. В каждом конкретном случае требуется экспериментальное или расчетное определение характеристик элементов по различным критериям утраты работоспособности с учетом динамики нагружения. Ниже приведены методики и результаты проведенных автором исследований в данном направлении.

1.1. Определение характеристик сопротивления усталости материалов с покрытиями

В зонах контактного взаимодействия элементов несущих конструкций мобильных машин происходят сложные процессы трения, износа и накопления усталостных повреждений. Присутствие пыли, грязи и других твердых частиц в условиях эксплуатации интенсифицирует абразивное изнашивание деталей. Окружающая атмосфера вызывает протекание дополнительных электрохимических взаимодействий на поверхностях трения. Существенными активизирующими факторами являются наличие вибраций различной частоты, внешних нагрузок и т.д. В любом случае в зонах контакта происходят нарушения фрикционных связей, которые можно разделить на следующие основные виды: микрорезание, пластические и упругие деформации, схватывание поверхностей, сопровождающееся глубинным вырыванием материала.

Для повышения износостойкости рабочих поверхностей, эксплуатирующихся в условиях абразивного изнашивания, необходимо

обеспечить комплекс специфических, часто противоположных свойств: сопротивление сжатию и сдвигу, твердость и вязкость, концентрацию и равномерность распределения упрочняющих фаз. В машиностроении чаще всего в таких случаях увеличивают твердость контактирующих участков. Однако более перспективным представляется использование покрытий, которые обладают гетерогенной структурой, сочетающей высокую микротвердость дисперсных включений с износостойкой вязкой матрицей, препятствующей протеканию микрорезания. При этом для достижения максимальной износостойкости и замены механизма микрорезания трущихся поверхностей менее интенсивными процессами упругого или пластического сдвига к структуре упрочняющих слоев предъявляются дополнительные требования. Так, расстояние между твердыми включениями структуры должно быть меньше среднего размера абразивных частиц. Величина зерен карбидов и боридов должна быть достаточной для сопротивления абразивному изнашиванию, интенсивность которого уменьшается с ростом толщины твердых включений.

Повреждения поверхностей деталей являются очагами зарождения распространяющихся трещин, нарушающих целостность (сплошность) сечений и приводящих к утрате работоспособности или полному разрушению конструкций. При этом геометрические, физико-механические и другие параметры покрытий, а также наличие переходной зоны несомненно влияют на скорость роста усталостных макротрещин в матрицах. Таким образом, задача управления процессом контактного взаимодействия деталей состоит в правильном выборе и обосновании материалов, структуры, технологии нанесения покрытий с тем, чтобы исключить или замедлить накопление повреждений на всех стадиях зарождения, распространения трещин, долома, и в конечном счете, повысить ресурс несущей конструкции.

Наиболее подходящим объектом исследования в этом плане является рессорная подвеска автомобилей, где наблюдаются разнообразные по интенсивности механизмы трения, износа, фреттинга, питтинга, усталости [4].

1.1.1. Выбор материалов и технологии нанесения покрытий

Среди достаточно большого многообразия методов нанесения покрытий для повышения долговечности листовых рессор выбрано

газопламенное напыление порошков самофлюсующихся сплавов [5-7]. Суть процесса заключается в нагреве, распылении и ускорении частиц порошка в высокотемпературном газовом потоке. На поверхность изделия или основы напыляемый материал поступает в диспергированном состоянии в виде мелких расплавленных или пластифицированных частиц, которые ударяются, деформируются и, закрепляясь, накладываются друг на друга. При этом возможно возникновение трех видов связей: механических, локализованной диффузии или сплавления, сил Ван-дер-Ваальса.

Высокая эффективность и универсальность данного метода определяются следующими принципиальными особенностями:

- возможностью нанесения покрытий из различных материалов и в различных сочетаниях;
- получения покрытий практически на любых элементах конструкций;
- отсутствие деформации и существенного снижения прочности изделия, поскольку напыление не вызывает его значительного нагрева;
- небольшой потребностью в порошках, так как толщина покрытия обычно составляет 100-500 мкм;
- высокой производительностью и универсальностью применяемого оборудования.

Основное требование к наносимому на деталь покрытию – соответствие его параметров условиям эксплуатации изделия. Кроме того, материал покрытия должен обладать такими физико-химическими свойствами, которые обеспечивают совместимость со свойствами основы (матрицы).

Использованные в данной работе материалы – сплавы на основе никеля и хрома с добавлением бора и кремния. Они характеризуются тем, что после напыления могут быть оплавлены на воздухе. Образующиеся при их плавлении соединения бора и кремния связывают окислы никеля и хрома, а также железа, в стекловидные шлаки, всплывающие на поверхность оплавленного металла, и защищают его от дальнейшего окисления. При этом на детали образуется плотное малопористое покрытие.

Оплавленные покрытия из самофлюсующихся сплавов обладают высокой износостойкостью в условиях абразивного и эррозийного изнашивания. Они отличаются высокой химической стойкостью к

окислению, в т.ч. при повышенных температурах и в агрессивных средах, способностью удерживать граничные слои смазки и локализовать пластические деформации в поверхностных слоях. Вместе с тем, самофлюсующиеся сплавы имеют малую ударную вязкость и высокий коэффициент термического расширения. Поэтому после оплавления для предотвращения растрескивания покрытия необходимо медленное охлаждение, например, на воздухе.

Снижение пористости покрытий, а также повышение прочности сцепления с основным материалом может достигаться в режиме припекания с приложением активирующего давления. В этом случае вместо оплавления используется нагрев до более низкой температуры, что снижает опасность разупрочнения матрицы, и производится обжатие поверхностного слоя.

1.1.2. Описание образца и методики мониторинга трещин

Испытания образцов проведены автором в Институте исследований структурной целостности Шеффилдского университета (Structural Integrity Research Institute, University of Sheffield) [8-10].

Форма и размеры исследуемых образцов показаны на рис. 1.1.

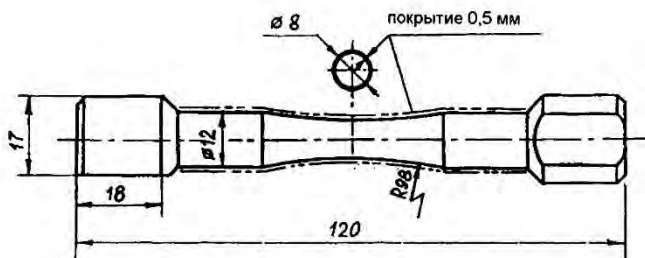


Рис. 1.1. Геометрия образца

Материал матрицы – среднеуглеродистая сталь, имеющая химический состав (в весовых процентах): 0,4 % C; 0,95 % Cr; 0,6 % Mn; 0,2 % Si; 0,15 % Ni; остальное – феррит. Механические свойства: предел текучести – 647 МПа, предел прочности – 892 МПа, твер-

дость – НВ 229. Вогнутая поверхность образца получена точением с последующим дробенаклепом для лучшего сцепления с покрытием.

Материал покрытия – никель-хромовый самофлюсующийся сплав, имеющий химический состав (в весовых процентах): 0,6 % С; 12,5 % Cr; 4,5 % Fe; 4,0 % Si; 75,5 % Ni и 2,9 % В. Использовался порошок в виде сферических частиц размерами 40...100 мкм. Для увеличения адгезии износостойкого слоя с основным материалом первоначально наносился связующий молибденовый подслой в несколько микрон. Молибден прочно соединяется со сталью и его шероховатая поверхность обеспечивает надежное сцепление с последующим слоем. Затем газопламенным способом напылялось никель-хромовое покрытие толщиной порядка 0,5 мм, которое оплавлялось с помощью горелки при температуре выше 1000°С. Окончательно рабочая поверхность образца шлифовалась и полировалась. Средняя твердость покрытия составила 50 HRC.

Микроструктура материалов исследовалась с помощью электронного микроскопа SEM Philips 500. При рассматриваемой технологии изготовления пористость получаемого покрытия как на поверхности образцов, так и по глубине составила до 10 % (рис. 1.2).

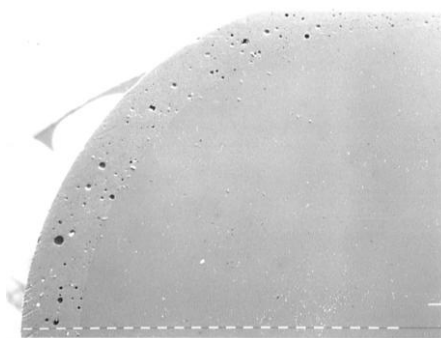


Рис. 1.2. Фрагмент поперечного сечения образца (длина штриха 100 микрон)

На рис. 1.3 показана структура матрицы, которая имеет «классический» вид среднеуглеродистой стали и представляет собой сочетание перлита и феррита.

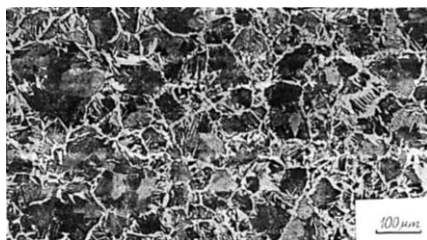


Рис. 1.3. Микроструктура матрицы

Изучение переходной зоны выявило существенную неоднородность и неравномерность расположения пор в напыленном слое, а также зону термического влияния технологического процесса нанесения порошка, так как у границы покрытия размер зерен перлита увеличивается по сравнению с серединой образца (рис. 1.4).

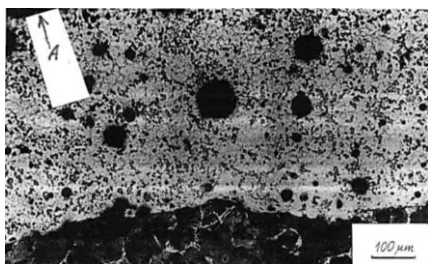


Рис. 1.4. Микроструктура переходной зоны «покрытие-матрица»:
А – поверхность образца

Для структурного анализа непосредственно покрытия проводилось травление микрошлифов раствором 50 % азотной и 50 % соляной кислот. Как видно из рис. 1.5, структура покрытия крайне неоднородная, содержащая частицы, связанные как металлургически, так и механически. Основу составляют твердые растворы никеля и хрома, а также их химические соединения, которые не содержатся в исходных материалах. Имеются также многочисленные включения боридов, карбидов и силикатов. Главной причиной видимых металлургических различий является быстрое охлаждение потока расплавленных частиц, когда они ударяются о матрицу и превращаются из сферических в продолговатые пластинки неправильной фор-

мы. Измерение микротвердости компонентов покрытия по Виккерсу показали существенно различные результаты от 300 до 1000 HV (при микротвердости зерен матрицы порядка 200 HV).

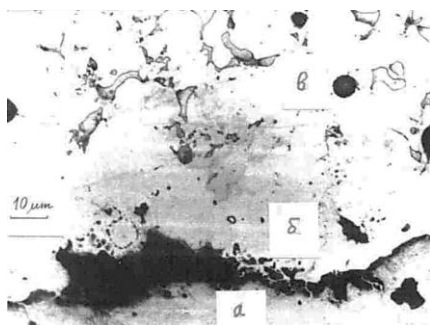


Рис. 1.5. Микроструктура покрытия:
a – сталь 0,4 % С; *б* – молибденовый связующий слой;
в – никель-хромовое покрытие

Для обнаружения зарождения усталостных трещин и регистрации их размеров использовался метод «реплик». В качестве датчика применялась прозрачная пленка толщиной 35 микрон из ацетата целлюлозы. Техника эксперимента состоит в следующем. Лист репликационного материала разрезается на полоски необходимых размеров порядка 10×20 мм. Поверхность исследуемого образца смачивается ацетоном и на выбранный его участок накладывается пинцетом вырезанная полоска. За счет реакции с ацетоном и размягчения последняя плотно прилегает к поверхности металла, точно копируя его форму. Спустя несколько минут «реплика» высыхает и легко снимается с образца. На ней зеркально отображается весь рельеф поверхности, включая дефекты, включения, трещины и т.п. Затем пленка закрепляется с помощью клеящей ленты на стекло, образуя таким образом слайд, готовый для наблюдения под микроскопом.

Реализация метода «реплик» возможна только в статическом состоянии образца, при этом для уверенного обнаружения и измерения дефектов необходимо зафиксировать нагружающее устройство стэнда в экстремальном положении цикла, т.е. при действии максимальных напряжений (деформаций) и соответственно при максимальном раскрытии трещин. Число остановок стэнда для контроля

зависит от особенностей поставленной задачи. Обычно используют 15-20 реплик в течение наработки образца до разрушения, что позволяет достаточно точно описать зависимости скорости роста усталостных трещин.

Мониторинг зарождения и развития дефектов осуществлялся с помощью аппаратурно-программной системы RepAn, разработанной в Шеффилдском университете. Она включает в себя оптический микроскоп Olympus, видеокамеру PIP-1024B, аналого-цифровые преобразователи и компьютер. Оптическое изображение «реплики», которое исследователь наблюдает в окуляре микроскопа, фотографируется видеокамерой и с помощью преобразователей превращается в электронные цифровые сигналы, передаваемые в компьютер. Изображение «реплики» на экране монитора может быть очерчено цветным лучом, управляемым «мышью», при этом возможно описать точки, линии и площади любой формы. Пакет программ позволяет автоматически вычислять любые статистические характеристики дефектов, касающихся их геометрии.

1.1.3. Методика и результаты испытаний на кручение

Испытания проводились на специальном стенде при синусоидальном симметричном цикле углов поворота образца с частотой нагружения около 2 Гц. Кратко принцип действия стенда состоит в следующем. Вращающий момент двигателя постоянного тока превращается в скручивающее движение образца посредством регулируемого кривошипа, резьбового шатуна и деформирующего рычага. Нагружающее устройство представляет собой сплошной стальной цилиндр, на котором наклеены четыре тензорезистора, соединенные таким образом, чтобы обеспечить максимальную чувствительность с одновременной компенсацией температуры, изгибающего и осевого нагружения.

Измерительная система калибруется для считывания непосредственно угла поворота образца с чувствительностью 0,01 градуса на милливольт выходного сигнала преобразователей. Входной сигнал для угла поворота во время калибровки создавался посредством редуктора с передаточным отношением 3000:1, что обеспечило высокую точность измерения.

Исследование роста поверхностных трещин, как и детальное изучение изломов, проводилось на всех испытуемых образцах. Ниже приведены наиболее типичные иллюстрации, характеризующие механизм роста усталостных повреждений в среднеуглеродистой стали с термонапыленным Ni-Cr покрытием.

На рис. 1.6 прослежена кинетика роста усталостной трещины от нескольких микрон практически до разрушения, произошедшего при $N_f = 105240$ циклов, и действии размаха касательных напряжений $\Delta\tau = 391$ МПа.

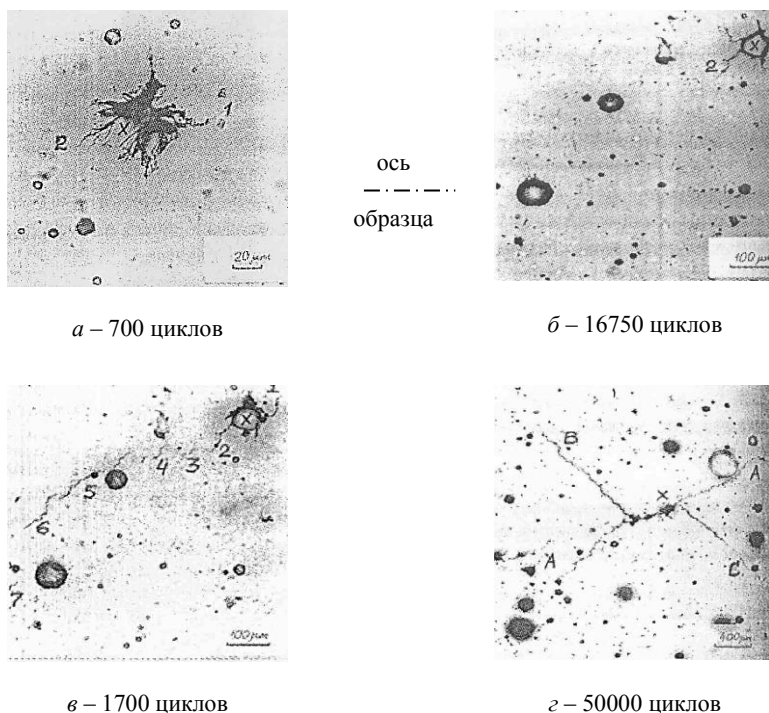


Рис. 1.6. Зарождение и распространение поверхностных трещин при кручении ($\Delta\tau = 391$ МПа, $N_f = 105240$ циклов)

Прежде всего следует отметить, что при знакопеременном кручении буквально после первых циклов нагружения образуются поверхностные микротрещины от пор по любым из восьми возмож-

ных направлений их распространения, представляющих собой исходящие из точки лучи, расположенные равномерно через каждые 45° . Они могут далее и не распространяться, однако это очевидно свидетельствует о наличии концентрации остаточных и рабочих напряжений по контуру таких дефектов. После относительно медленного роста микротрещины 2 в плоскости действия максимальных касательных напряжений на пути будущей магистральной трещины образуется ряд небольших трещин 3...7 (хрупкое растрескивание покрытия), которые затем соединяются в непрерывную трещину $A-A$, исчисляемой уже миллиметрами. Примерно после половины циклической долговечности образца появляются и быстро растут перпендикулярно дополнительные трещины B и C вследствие знакопеременного кручения.

На рис. 1.7 приведен фотоснимок излома рассматриваемого образца, сделанного с помощью электронного микроскопа.

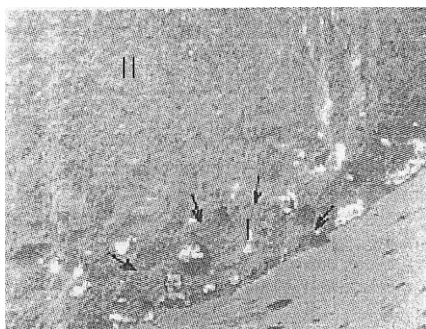


Рис. 1.7. Зона зарождения и стадии роста трещин при кручении ($\Delta\tau = 391$ МПа, $N_f = 105240$ циклов)

Следует обратить внимание, что трещина в покрытии, зародившись от поры, на стадии I развивалась в плоскости деформации сдвига (контуры ее обозначены стрелками), а на стадии II перешла в плоскость деформации отрыва. При этом, судя по излому, образец с покрытием (биметалл) вел себя при разрушении как сплошное макрооднородное тело. Это свидетельствует о достаточной прочности соединения покрытия с матрицей, достигаемой предложенной технологией изготовления и примененными материалами.

Сопоставляя фрактографию изломов образцов при различных уровнях действующих напряжений, можно выделить ряд характерных особенностей. Так, при высоких напряжениях ($\Delta\tau = 498$ МПа, $N_f = 5100$ циклов), близких к пределу прочности, превалирует хрупкое разрушение как на поверхности, так и по сечению образца, вплоть до отделения покрытия от матрицы (рис. 1.8).

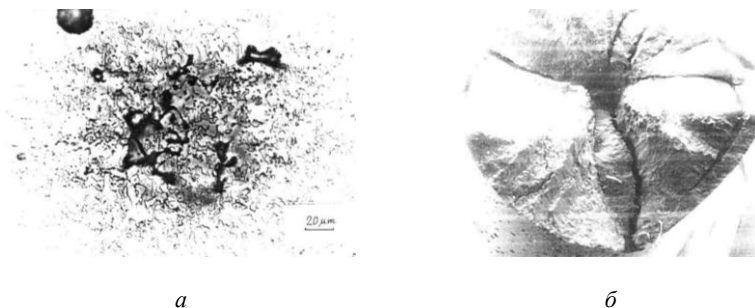


Рис. 1.8. Трещинообразование *a* и излом *б* образца при кручении ($\Delta\tau = 498$ МПа, $N_f = 5100$ циклов)

И наоборот, при напряжениях, близких к пределу выносливости ($\Delta\tau = 261$ МПа, $N_f = 750800$ циклов), излом имеет классический для кручения 45° наклон к оси образца (рис. 1.9).

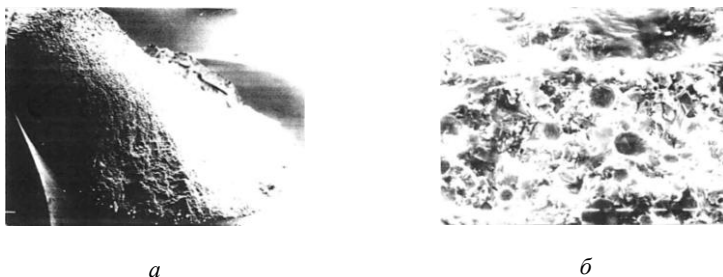


Рис. 1.9. Излом образца *a* и поверхность разрушения *б* в зоне интерфейса между покрытием и матрицей ($\Delta\tau = 261$ МПа, $N_f = 750800$ циклов; длина штриха 100 микрон)

На изломе по изменению шероховатости хорошо видны зоны медленного и быстрого распространения трещины.

При тщательном изучении изломов в отдельных зонах обнаруживаются линии поциклового развития усталостных трещин, а также расслоения в зоне встречи фронтов макротрещин (рис. 1.10).

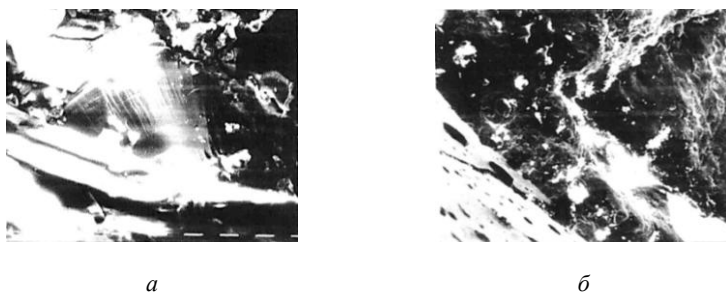


Рис. 1.10. Усталостные бороздки *a* и зона пересечения фронтов макротрещин *б* ($\Delta\tau = 379$ МПа, $N_f = 19780$ циклов; длина штриха 100 микрон)

После испытаний до разрушения образцов вырезанные фрагменты покрытий исследовались также с помощью акустического микроскопа SIRIUS, принцип действия которого основан на разном сопротивлении структурных составляющих материалов прохождению звуковых волн. Полученные контрастные снимки границ зерен и дефектов покрытия показывают, что трещины от пор образуются не только на поверхности, но и в глубине покрытия (рис. 1.11).

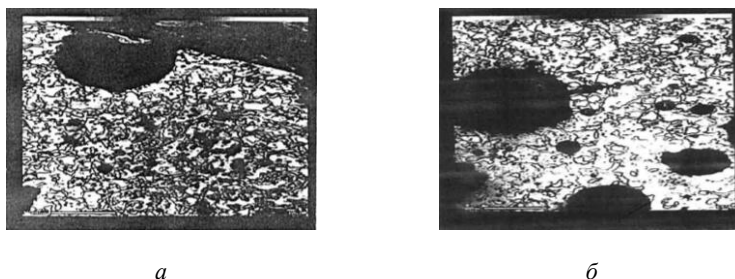


Рис. 1.11. Микроструктура покрытий, полученная при исследованиях с помощью акустического микроскопа SIRIUS:
a – полуоткрытая пора на поверхности образца;
б – микротрещины от поры внутри покрытия (белая линия – 100 микрон)

Результаты усталостных испытаний на кручение образцов с само-флюсующимися Ni-Cr покрытиями даны в табл. 1.1 и на рис. 1.12, на котором штриховой линией показаны характеристики сопротивления усталости конструкционной среднеуглеродистой стали.

Таблица 1.1

Результаты испытаний на кручение

Тип образца	Минимальный диаметр, мм	Размах крутящего момента, Н·м	Размах напряжений среза, МПа	Число циклов до разрушения
Без покрытия неполированный	8,18	64,98	506	3420
Без покрытия полированный	7,74	48,76	449	28870
С покрытием неполированный	8,22	51,46	395	7850
С покрытием полированный	8,12	62,50	498	5100
	8,14	50,80	391	105240
	8,15	48,16	379	19780
	8,22	45,45	349	111370
	8,05	31,33	261	750800



Рис. 1.12. Влияние никель-хромового покрытия на сопротивление усталости среднеуглеродистой стали при кручении (сплошная линия определена регрессионным анализом результатов испытаний образцов с покрытием)

Из рис. 1.12 следует, что влияние покрытия при кручении заключается в небольшом снижении сопротивления усталости образцов при сохранении угла наклона кривой в полулогарифмических координатах.

Обработка и анализ результатов измерения длин трещин l по мере циклической наработки образца позволила выявить ряд закономерностей (рис. 1.13).

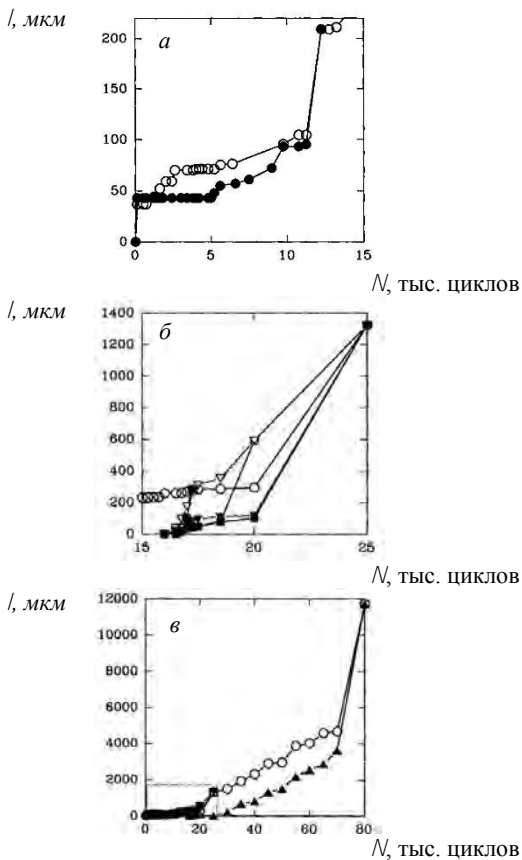


Рис. 1.13. Рост трещин в образце с покрытием при симметричном кручении: ($\Delta\tau = 391$ МПа, $N_f = 105240$ циклов); малый прямоугольник на б содержит данные, показанные на в

Графики иллюстрируют последовательное соединение нескольких микротрещин на одной и той же поверхности образца при кручении: на ранней стадии (рис. 1.13, а) две первоначальные трещины объединились после 12 тысяч циклов; на промежуточных стадиях (рис. 1.13, б) слились вместе шесть субтрещин; на последних стадиях (рис. 1.13, в) две главные трещины соединяются в интервале 2 снятых реплик при 70 и 80 тысячах циклов.

Как отмечалось выше, трещины на образцах с покрытиями растут вначале от пор вдоль направления, нормального к максимальному растягивающему напряжению, что относится к хрупкому типу развития по отношению к тому, который наблюдается на образцах без покрытий, где трещины вначале растут вдоль направлений максимального сдвига. Далее поверхностные микротрещины объединяются между собой, создавая трещину растяжения на всю толщину покрытия, которая, благодаря сильной адгезии покрытия с матрицей, вызывает раннее трещинообразование растяжения (стадия II) в матрице, таким образом снижая долговечность, как показано на рис. 1.12. Следует помнить, что при скручивающем нагружении образцов без покрытий деформация сдвига (стадия I, трещинообразование на поверхности II и III видов – продольного и поперечного сдвига) является причиной повышения долговечности в сравнении с одноосным растягивающим нагружением.

Рис. 1.14 показывает скорость распространения доминирующей (приводящей к разрушению) трещины, построенной по измерениям ее длины на репликах, периодически снимаемых с образца.

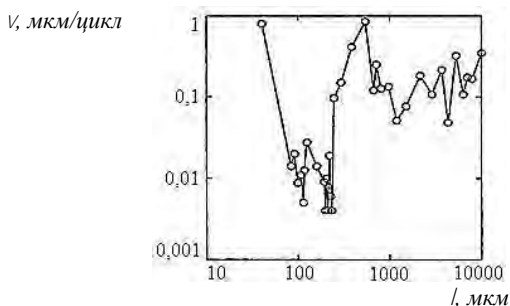


Рис. 1.14. Скорость роста доминирующей трещины в образце с покрытием ($\Delta\tau = 391$ МПа, $N_f = 105240$ циклов)

Из рис. 1.14 видно, что трещина проходит две ступени низкой скорости распространения. Первая появляется, когда длина поверхностной трещины составляет 100...200 мкм, что соответствует задержке перед соединением микротрещин (см. рис. 1.13, *a*) и последующему незначительному ускорению. Вторая имеет место, когда длина поверхностной трещины достигает примерно 800...1000 мкм (удвоенная толщина покрытия), которая для полукруглой формы трещины коррелирует с моментом, когда фронт разрушения достигает интерфейса между покрытием и матрицей. Дальнейшие флуктуации скорости роста наблюдаются на больших длинах трещин, которые вызваны интерактивными эффектами соседних повреждений. Один из примеров показан на рис. 1.15, где ускорения вторичных трещин *B* и *C* следуют за замедлением основной трещины *A*, и наоборот.

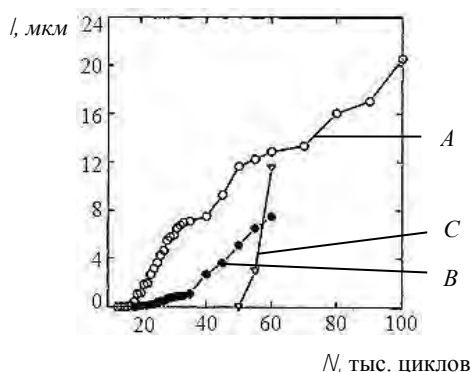


Рис. 1.15. Влияние дополнительных трещин на характеристики роста основной трещины при кручении ($\Delta\tau = 349$ МПа, $N_f = 111370$ циклов)

Из этого следует, что при описании развития повреждений материала с покрытием слияние и взаимодействия трещин должны рассматриваться и учитываться самым тщательным образом.

1.1.4. Методика и результаты испытаний на растяжение-сжатие

Испытания проводились при знакопеременном нагружении на стандартной сервогидравлической установке мощностью ± 50 кН. Предельное повреждение определялось как полное разрушение при контроле по нагрузкам. Три образца с покрытиями испытаны при уровнях напряжений, данных в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Данные испытаний при растяжении-сжатии

Тип образца	Минимальный диаметр, мм	Размах нагрузки, кН	Размах напряжения, МПа	Число циклов до разрушения
С покрытием полированный	8,16	52,20	998	5165
	8,16	42,60	816	29837
	8,14	33,20	638	62313

На рис. 1.16 графически проведено сравнение результатов испытаний с литературными данными для непокрытой среднеуглеродистой стали (штриховая линия).

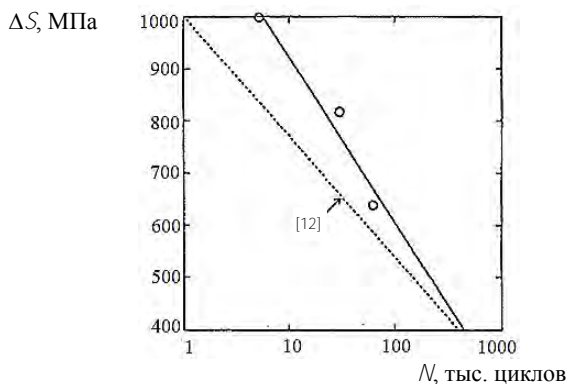


Рис. 1.16. Влияние покрытия на сопротивление усталости 0,4 % С стали при растяжении-сжатии (сплошная линия определена регрессионным анализом результатов эксперимента)

Из рис. 1.16 видно, что покрытие в данном случае проявляет эффект увеличения усталостных характеристик, особенно в области высоких амплитуд напряжений.

Ясно, что не следует делать количественных утверждений, базирясь только на трех образцах. Тем не менее очевидно, что долговечность не снижается покрытием образца.

Проследим механизм накопления повреждений в образце с долговечностью $N_f = 62313$ циклов при размахе нормальных напряжений $\Delta S = 638$ МПа (рис. 1.17).

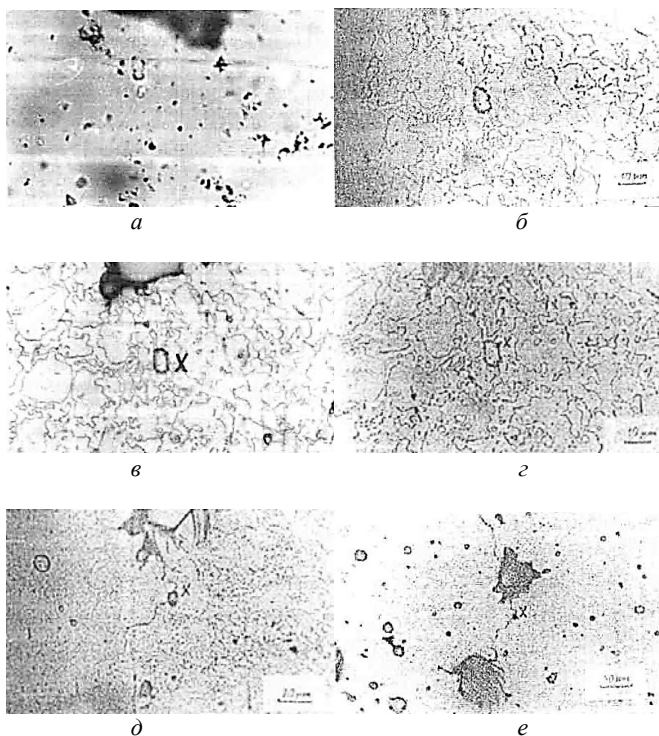


Рис. 1.17. Зарождение и рост усталостных трещин в покрытом образце при растяжении-сжатии ($\Delta S = 638$ МПа, $N_f = 62313$ циклов):
a – реплика с зоны зарождения трещины до травления поверхности и начала испытаний; *б* – реплика после травления и $N_f = 50$ циклов нагружения;
в – $N_f = 24000$ циклов; *г* – $N_f = 26000$ циклов; *д* – $N_f = 34000$ циклов;
е – $N_f = 60000$ циклов

Следует заметить, что раскрытию механики процесса способствовало предложенное автором усовершенствование методики контроля трещин, заключающееся в травлении раствором соляной кислоты и хлорида железа исследуемой поверхности образца до нагружения. Если травление не производить, то практически невозможно установить ход трещины в элементах структуры (сравните на рис. 1.17 реплики *a* и *б*).

До $N_f = 24$ тысячи циклов никаких трещин не обнаружилось (рис. 3.17, *в*). Затем при следующей остановке стенда при $N_f = 26$ тысяч циклов были замечены две микротрещины в пределах зерен (рис. 1.17, *з*), после чего начался медленный рост трещины (рис. 1.17, *д*). За 2 тысячи циклов до разрушения образовалась магистральная трещина, приведшая вскоре к долому образца (рис. 1.17, *е*).

Анализируя полученные «реплики», а также зависимость скорости роста трещины от ее длины (рис. 1.18), можно заключить, что и при этой схеме нагружения покрытие первоначально разрушается в хрупкой манере, но только до глубины ~ 50 мкм (длина поверхностной трещины ~ 100 мкм).

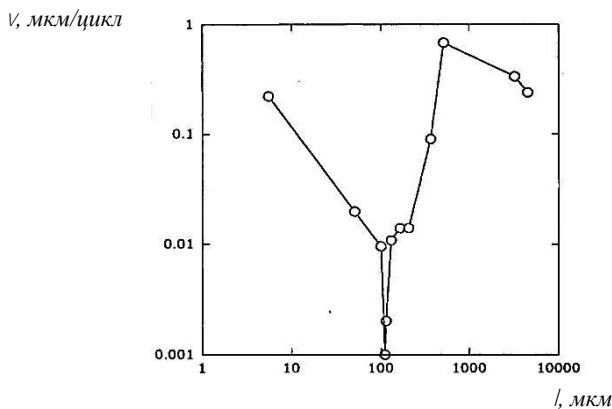


Рис. 1.18. Типичная зависимость скорости роста трещины при растяжении-сжатии ($\Delta\sigma = 638$ МПа, $N_f = 62313$ циклов)

Вследствие податливого поведения зерен феррита в матрице, это, возможно, является существенным для роста трещин сдвига (сдвиг l) в матрице до или после трещинообразования в покрытии.

В результате наблюдаются резкие изменения длин трещин, показанные на рис. 1.19.

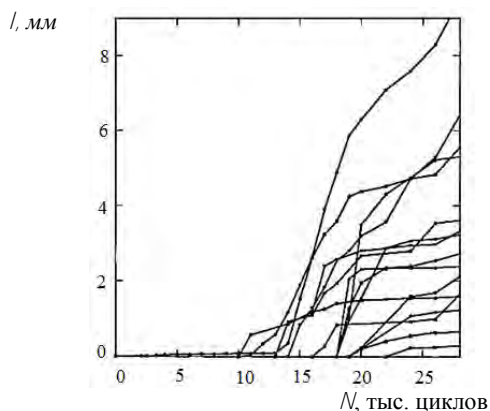


Рис. 1.19. Зависимости роста усталостных трещин в образце с покрытием при растяжении-сжатии (параллельно развивались несколько трещин; $\Delta\sigma = 816$ МПа, $N_f = 29837$ циклов)

Только когда два-три зерна феррита матрицы разрушены, наступает рост трещины отрыва (стадия II), что приводит к повреждению основного сечения образца.

Характерное разрушение образца при растяжении-сжатии показано на рис. 1.20.

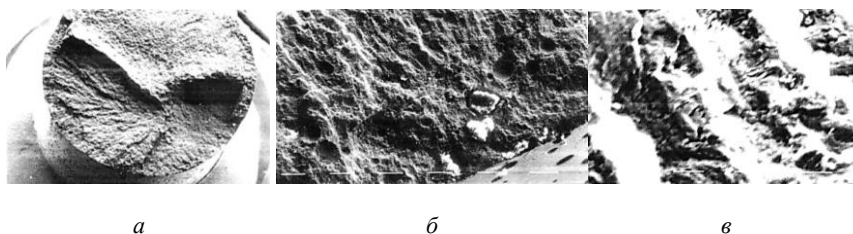


Рис. 1.20. Разрушение покрытого образца при растяжении-сжатии ($\Delta S = 816$ МПа, $N_f = 29837$ циклов): *a* – излом; *б* – микротрещина от поры внутри покрытия; *в* – усталостные бороздки (на глубине 1,25 мм от поверхности)

На изломе *a* видно, что две доминирующие трещины развивались в параллельных по длине образца сечениях, которые затем

объединились с отделением матрицы от покрытия в продольном направлении. В зоне зарождения трещины была замечена нераспространяющаяся микротрещина от поры *б*, а также наблюдались линии фронта повреждений в покрытии *в*.

Аналогичный характер излома (рис. 1.21) получен и при близком к пределу прочности напряжении, причем в зоне интерфейса между покрытием и матрицей имеет место внутризеренное разрушение структурных элементов.

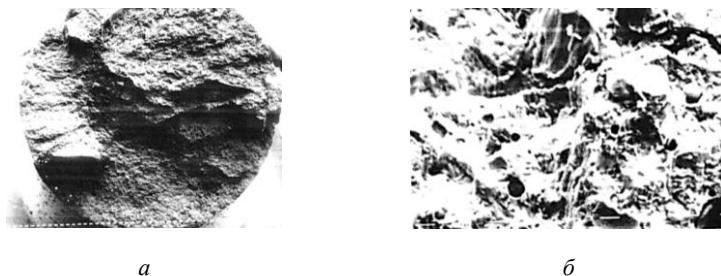


Рис. 1.21. Поверхность разрушения покрытого образца при растяжении-сжатии ($\Delta\sigma = 998$ МПа, $N_f = 5165$ циклов): *а* – излом; *б* – внутризеренное трещинообразование в зоне интерфейса между покрытием и матрицей

1.1.5. *Обобщение результатов*

Термонапыленное покрытие на основе самофлюсующегося Ni-Cr сплава не ухудшает усталостные свойства среднеуглеродистой стали. На интерфейсе матрица-покрытие создается связь, которая обладает достаточной прочностью для сопротивления различным видам циклических нагрузок, что позволяет использовать детали с покрытием в сложных эксплуатационных условиях [13-14].

Процесс повреждения в образцах с покрытиями включает элементы хрупкого разрушения. В большинстве случаев очагами зарождения трещин являются поры в покрытии.

Испытания при знакопеременном симметричном кручении круглых образцов с покрытиями показали, что:

- сопротивление усталости их несколько ниже, чем конструкционной 0,4 % С стали;

– механизмы разрушения покрытия нетривиальны, так как несколько микротрещин одновременно растут в плоскостях максимального растягивающего напряжения, а затем объединяются друг с другом как до, так и после прохождения границы между покрытием и матрицей.

Испытания при симметричном растяжении-сжатии показали, что:

– сопротивление усталости образцов с покрытиями несколько выше, чем среднеуглеродистой стали;

– зарождение и распространение трещин в матрице подтверждает классический переход от стадии I (сдвиг) к стадии II (отрыв) после раннего хрупкого трещинообразования в покрытии.

1.2. **Определение характеристик сопротивления усталости сварных швов**

Методический подход к определению характеристик сопротивления усталости сварных соединений проиллюстрирован на примере испытаний материалов, применяемых при изготовлении рам карьерных самосвалов на Белорусском автомобильном заводе [15].

Несущие конструкции мобильных машин в условиях эксплуатации подвержены многократному воздействию случайных динамических нагрузок. Следствием этого является накопление и развитие усталостных повреждений вплоть до разрушения. Очевидно, в расчетах на долговечность таких конструкций должны учитываться характеристики сопротивления усталости компонентов. Без достоверных параметров состояния материалов невозможно прогнозирование ресурса ни компьютерным моделированием с помощью метода конечных элементов, ни тензометрией в условиях эксплуатации или дорожных испытаний.

Рама карьерного самосвала особо большой грузоподъемности является сварной конструкцией и, хотя сварные швы составляют не более 1 % от массы рамы, до 80 % всех отказов связано со сваркой [16]. Значит, при расчете долговечности рамы в первую очередь должны закладываться усталостные характеристики именно сварных соединений.

1.2.1. Стандартизация расчетов на усталость сварных конструкций

Анализ литературных источников показывает, что какой-либо строгой связи между усталостными характеристиками металлов и сварных соединений не установлено, более того они свидетельствуют о существовании собственных усталостных характеристик швов независимо от свариваемых металлов [17]. На основании многолетних теоретических и экспериментальных исследований в СССР были разработаны и введены в действие методические указания по вероятностному расчету на усталость сварных конструкций РД 50-694-90. Однако информации о применимости данного нормативного документа для расчета автомобильных деталей на долговечность не обнаружено. С другой стороны, экспериментально определять характеристики сопротивления усталости для каждой новой конструкции – процесс длительный и дорогостоящий.

В этой связи представляет интерес зарубежный опыт в этой области, в частности использование европейских норм и стандартов:

- Проектирование металлоконструкций. Общие правила и правила строительства – Eurocode 3, 1993;
- Свод правил для проектирования усталости и оценки металлоконструкций – BS 7608, 1993 / AMD 8337, 1995;
- Проектирование усталости сварных соединений и узлов. Рекомендации – IIW XIII-XV. XIII-1539-96 / XV-845-96, 1996;
- Проектирование металлоконструкций – N-004, 1998;
- Морские сооружения. Руководство по проектированию, строительству и сертификации – HSE, 1995;
- Нефтяная и газовая промышленности. Морские конструкции. Стационарные металлоконструкции – ISO/CD 13819-2, 1999;
- Краны: принципы анализа напряжений стальной конструкции – DIN 15018-1, 1984;
- Стандарт железнодорожного транспорта – DS 952.

Согласно вышеперечисленным нормативным документам расчет долговечности следует проводить для каждого отдельного элемента конструкции, подвергающегося переменным напряжениям. Любая часть конструкции, любое сварное соединение или другая форма концентрации напряжений являются потенциальными источниками

зарождения усталостных трещин и должны оцениваться индивидуально.

Усталостное повреждение сварных соединений, о котором говорится в стандартах, подразумевает тот факт, что в основном зарождение трещин происходит не в толще сварного металла, а в «носке» или «корне» шва (рис. 1.22).

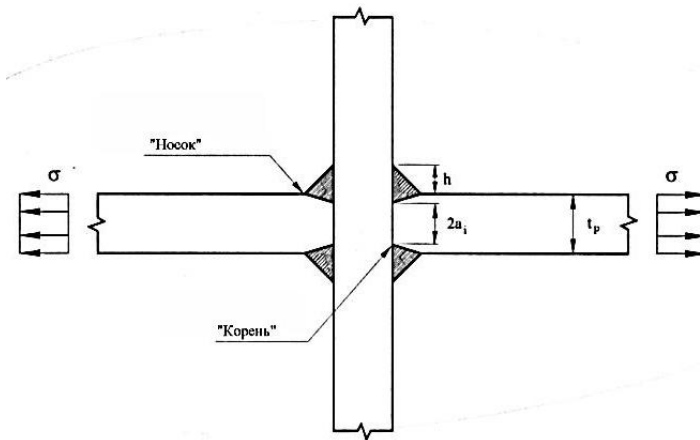


Рис. 1.22. Основные зоны усталостного повреждения сварного соединения

Для практического расчета долговечности в данных стандартах и рекомендациях сварные соединения разделены на определенное количество групп конструктивных элементов, каждой из которых соответствует своя кривая усталости. Классификация сварных соединений построена в зависимости от ряда параметров:

- геометрической компоновки элемента;
- направления колебаний напряжений;
- метода изготовления и контроля качества.

Кривые усталости для каждой группы элементов задаются соотношением между размахом напряжения и циклической долговечностью:

$$\lg N = \lg a_0 - dS - m \lg \Delta \sigma = \lg a - m \lg \Delta \sigma, \quad (1.1)$$

где N – долговечность в циклах;

a_0 – точка пересечения оси $\lg N$ и средневероятной кривой усталости;

d – множитель величины среднего квадратического отклонения, на который смещается средневероятная кривая усталости;

S – среднее квадратическое отклонение $\lg N$;

m – обратная величина наклона кривой в логарифмических координатах $\lg \Delta \sigma - \lg N$;

$\Delta \sigma$ – размах напряжения, МПа;

a – точка пересечения оси $\lg N$ и кривой усталости, используемой в целях расчетной оценки долговечности при соответствующей вероятности неразрушения соединения.

Нормированные усталостные кривые в стандартах приведены для базовых толщин металлических элементов: в Eurocode 3, N-004 и рекомендациях IIW базовой является толщина 25 мм, в ISO 13819-2, BS 7608 и рекомендациях HSE – 16 мм. Для оценки ресурса деталей толщиной больше базовой с учетом масштабного коэффициента производится пересчет размахов напряжений по формуле

$$\Delta \sigma_t = \Delta \sigma \cdot \left(\frac{t}{t_0} \right)^q, \quad (1.2)$$

где $\Delta \sigma_t$ – увеличенный размах напряжения;

$\Delta \sigma$ – действительная величина размаха напряжения;

t – толщина рассматриваемого элемента;

t_0 – базовая толщина элемента;

q – экспонента коррекции толщины.

Экспонента коррекции толщины задается в диапазоне 0...0,3, либо в зависимости от применяемой кривой усталости.

1.2.2. Методика и результаты испытаний сварных соединений

Для анализа возможности применения вышеперечисленных нормативных документов при проектировании несущих конструкций карьерного самосвала использованы результаты исследований стандартных сварных образцов из применяемых на БЕЛАЗ сталей. Плоские образцы для испытаний на растяжение-сжатие изготавливались из листового проката толщиной 16 мм сталей 10ХСНД и 12ХГН2МА. Соединение элементов образцов производилось на сварочном полуавтомате в среде углекислого газа сварочной проволокой св08Г2С. При сварке образцов их половины выставлялись в одной плоскости и заневоливались встык на горизонтальной поверхности стола. Стыковой сварной шов находился в рабочей зоне образца поперек направления приложения нагрузки. После сварки фрезеровалась шейка образца до размера 70 мм. Данные образцы соответствуют по классификации, приведенной в указанных стандартах, классу стыковых двухсторонних поперечно нагруженных швов, выполненных ручной или автоматической сваркой.

Испытания проводились на стандартной машине SCHENCK PC 1.0D четырех серий сварных образцов: из сталей 10ХСНД и 12ХГН2МА с разделкой кромок фрезерованием или резкой газовой горелкой.

Описание экспериментальных данных проведено с использованием степенного уравнения [18]

$$N = a_1 \sigma_a^{-m} \text{ или } \lg N = a - m \lg \sigma_a. \quad (1.3)$$

Так как исследуемые образцы относятся к одному классу (по стандартной классификации), данные испытаний всех серий образцов объединялись и статистически обрабатывались по методике, изложенной в работе [19]. По результатам регрессионного анализа коэффициент наклона экспериментальной средневероятной кривой усталости для объединенной выборки равен $m = 3,57$. Кривая усталости для 95 % вероятности неразрушения строилась смещением линии регрессии на два среднеквадратических отклонения величины $\lg N$.

1.2.3. Сравнение экспериментальных данных с нормированными кривыми усталости

Рекомендуемые международными стандартами уравнения, описывающие сопротивление усталости стыковых поперечных соединений, сваренных с двух сторон ручной или автоматической сваркой, для 95 % вероятности неразрушения, сведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3
Уравнения кривых усталости в соответствии с международными стандартами

Нормативный документ	Обозначения и уравнения кривых усталости
Eurocode 3	$\lg N = 12,151 - 3 \lg \Delta\sigma$, $\lg N = 15,786 - 5 \lg \Delta\sigma$
BS 7608	$\lg N = 12,182 - 3 \lg \Delta\sigma$, $\lg N = 15,636 - 5 \lg \Delta\sigma$
IIW Recommendations	$\lg N = 12,301 - 3 \lg \Delta\sigma$, $\lg N = 16,036 - 5 \lg \Delta\sigma$
NORSOK N-004	$\lg N = 11,764 - 3 \lg \Delta\sigma$, $\lg N = 15,606 - 5 \lg \Delta\sigma$
HSE GNs	$\lg N = 12,182 - 3 \lg \Delta\sigma$, $\lg N = 15,637 - 5 \lg \Delta\sigma$
ISO/CD 13819-2	$\lg N = 12,182 - 3 \lg \Delta\sigma$, $\lg N = 15,637 - 5 \lg \Delta\sigma$

На рис. 1.23 представлены нормированные и экспериментальные кривые усталости для 50 % и 95 % вероятностей неразрушения сварных образцов сталей 10ХСНД и 12ХГН2МА с разделкой кромок фрезерованием или резкой газовой горелкой.

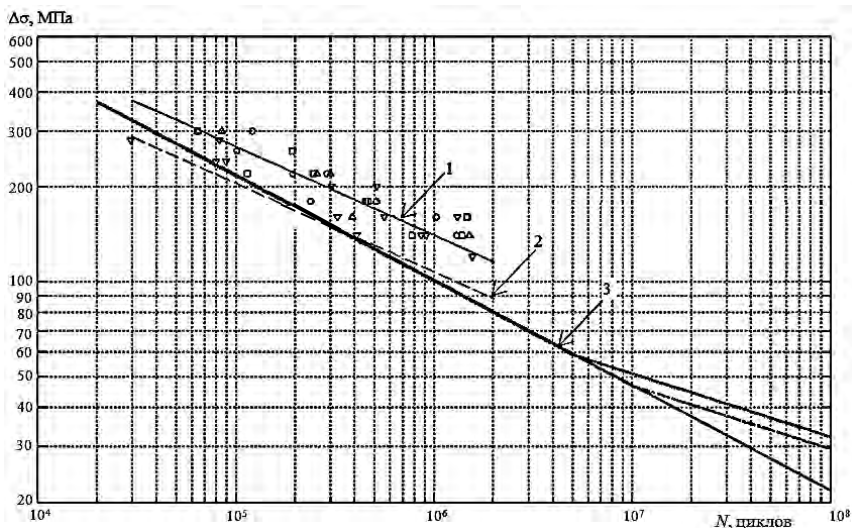


Рис. 1.23. Сравнение результатов испытаний с нормированными международными стандартами кривыми усталости (экспериментальные данные: \circ – 10XСНД, \triangle – 10XСНД+12XГН2МА, \square – 12XГН2МА – разделка кромок фрезерованием, ∇ – 12XГН2МА – резка газовой горелкой): 1 – линия регрессии экспериментальных данных для 50 % вероятности неразрушения, 2 – линия регрессии экспериментальных данных для 95 % вероятности неразрушения, 3 – кривые усталости в соответствии с международными стандартами для 95 % вероятности неразрушения

Из рис. 1.23 видно, что расчетные и эмпирические данные практически совпадают, следовательно, для заводской практики можно выбрать любой из шести европейских стандартов.

Такая же процедура сравнения результатов проведенных испытаний с рекомендуемыми кривыми усталости выполнена по РД 50-964-90 (рис. 1.24). Следует отметить, что кривые усталости в соответствии с этим нормативным документом значительно отличаются от приведенных в международных стандартах из-за различного вида уравнений и подхода к учету рассеивания усталостных характеристик. Наибольшие расхождения наблюдаются в области больших чисел циклов нагружения с амплитудами, близкими к пределу выносливости.

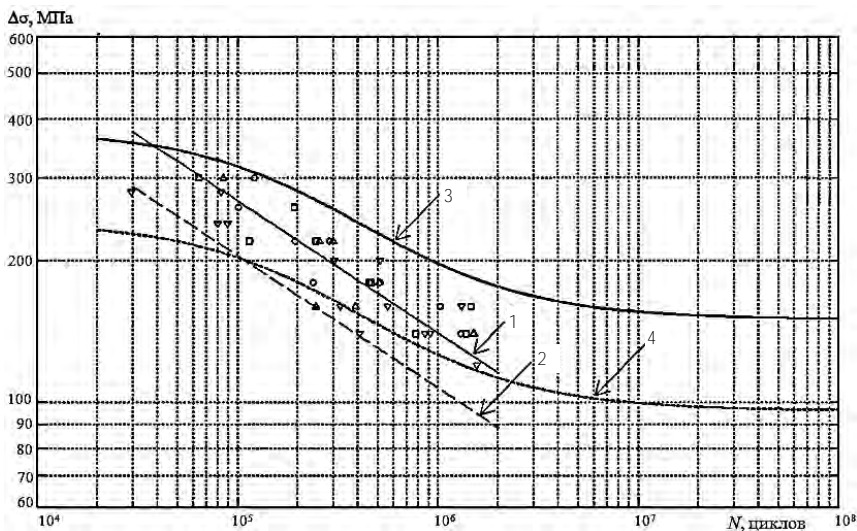


Рис. 1.24. Сравнение результатов испытаний с нормированными РД 50-964-90 кривыми усталости (экспериментальные данные: \circ – 10ХСНД, \triangle – 10ХСНД+12ХГН2МА, \square – 12ХГН2МА – разделка кромок фрезерованием, ∇ – 12ХГН2МА – резка газовой горелкой): 1, 2 – линии регрессии экспериментальных данных для 50 % и 95 % вероятностей неразрушения соответственно; 3, 4 – кривые усталости в соответствии с РД 50-964-90 для 50 % и 95 % вероятностей неразрушения соответственно

Как видно из рис. 1.24, экспериментальные данные наилучшим образом аппроксимируются прямой линией в логарифмических координатах. Расчетная кривая усталости имеет более пологий наклон по сравнению с эмпирической линией, расхождение в результатах оценки долговечности может быть существенным.

На основании проведенных исследований можно сделать следующее заключение. Международные стандарты и рекомендации по проектированию сварных конструкций содержат универсальные нормы прочности, определяющие приемлемую по точности методику вычисления предельного состояния конструкции в зависимости от характера нагрузки и требуемого уровня безопасности. Рекомендуемые названными нормативными документами кривые усталости для одинаковых классов сварных соединений незначительно отличаются друг от друга в диапазоне наработки до 5 млн. циклов.

Таким образом, общность усталостных характеристик сварных соединений для разных сталей позволяет воспользоваться рекомендациями по расчету сварных конструкций, выработанными мировой практикой, и, следовательно, сократить расходы и время на отработку несущих конструкций карьерных самосвалов и других машин.

1.3. Оценка трещиностойкости конструкционных сталей

Большинство мобильных машин эксплуатируются в условиях переменного динамического нагружения, а зачастую случаются экстремальные (аварийные) ситуации, когда конструкции воспринимают ударные нагрузки. В этой связи, первостепенное значение приобретает оценка трещиностойкости материалов, особенно при высоких скоростях нагружения [20].

Использование при расчетах конструкций стандартных механических характеристик: предела текучести, предела прочности, относительного сужения и удлинения и др., не всегда в полной мере характеризуют поведение материала в условиях эксплуатации реальных конструкций. Это связано с тем, что механические свойства материала оцениваются без учета его исходных дефектов, в частности таких, как вакансии в кристаллической решетке, границы блоков и т.п., являющихся причиной появления усталостной трещины при циклическом нагружении.

Известно, что у многих конструкционных материалов с увеличением скорости нагружения и снижением температуры, возникает опасность хрупкого разрушения. В результате многочисленных исследований в качестве количественных характеристик сопротивления материала распространению в нем трещины (трещиностойкости) были приняты следующие показатели [21]:

а) критическое значение коэффициента интенсивности напряжений при максимальном стеснении пластических деформаций и разрушении нормальным отрывом (условие плоской деформации) K_{IC} ;

б) критическое значение раскрытия трещины σ_c ;

в) удельная энергия разрушения (γ).

В инженерной практике наиболее широко используется такая характеристика трещиностойкости, как критический коэффициент интенсивности напряжений, который связывает величину средних напряжений и критическую длину трещины. Долговечность кон-

струкции при наличии дефектов типа трещины с позиций механики разрушения определяется способностью материала сопротивляться их распространению, следовательно, при выборе материала необходимо руководствоваться не только значениями предела текучести, косвенно характеризующего зарождение трещины, но и значениями критического коэффициента интенсивности напряжений. Исходя из этого, предварительный расчет конструкций, а также выбор материала, проводимые по пределу текучести, необходимо завершать оценкой трещиностойкости, определяемой через K_{Ic} или K_c .

Это объясняется тем, что значения коэффициента интенсивности напряжений и предела текучести носят обратно-пропорциональную зависимость, вследствие чего максимальная конструкционная прочность при выборе материала изделия может быть обеспечена лишь оптимальным сочетанием высоких значений предела текучести и критического коэффициента интенсивности напряжений сопоставляемого ряда сталей.

Использование величины K_{Ic} (K_c), как показателя трещиностойкости, по сравнению с другими критериями оценки способности материала сопротивляться хрупкому разрушению, позволит обеспечить надежную работу изделия в процессе эксплуатации. В частности, зная K_{Ic} , можно рассчитывать критическую длину трещины, при которой произойдет преждевременное разрушение элемента при заданном уровне напряжений, а также определить максимально безопасный размер дефекта (трещины), при котором рост трещины не будет происходить. Кроме того, оценка этого показателя на стадии проектирования и отработки конструкций позволяет провести выбор материала и необходимые расчеты для обеспечения заданной долговечности.

1.3.1. Выбор и обоснование параметров образцов

Среди многообразия образцов, применяемых при исследовании трещиностойкости конструкционных материалов, наиболее широкое применение получила конструкция, показанная на рис. 1.25 [22].

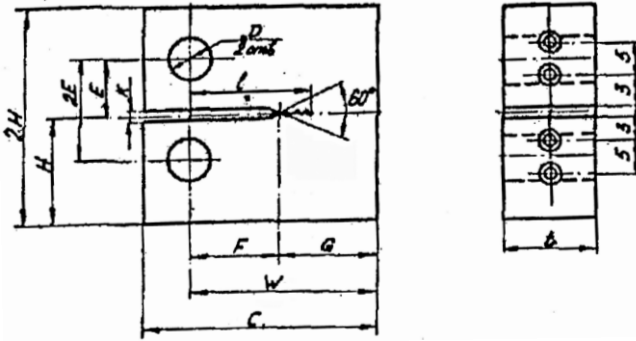


Рис. 1.25. Образец с трещиной для внецентренного растяжения

Основные размеры образца приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Параметры образцов для исследования трещиностойкости

t	w	C	l	K	e	F	H	D	G
13	26	32,5	14,5	1,5	7,2	11,7	15,6	6,5	14,3
25	50	62,5	27,5	3,1	13,8	22,5	30	12,5	27,5
50	100	125	55	6,3	27,5	45	60	25	55
75	150	188	82,5	9,4	41,5	67	90	38	83
100	200	250	110	12,5	55	90	120	50	110
150	300	375	165	18,5	82,5	135	180	75	165

Кроме этого, соотношения между размерами образца должны удовлетворять следующим условиям:

$$\begin{aligned}
 t &= 0,5w; \quad l = (0,45..0,55)w; \quad C = 1,25w; \quad D = 0,25w; \\
 K &= 1/16 w; \quad e = 0,275w; \quad F = 0,45w; \quad G \geq 0,55w; \quad (1.4) \\
 w &< 2H < C.
 \end{aligned}$$

Максимальная нагрузка, необходимая для разрушения образца при внецентренном растяжении определяется по формуле

$$P_{\max} \geq 0,2(w-l)t(\sigma_{0,2} + \sigma_b), \quad (1.5)$$

где $\sigma_{0,2}$ – предел пропорциональности;
 σ_b – предел прочности материала.

Образцы имеют надрез, выполненный перпендикулярно к осевой линии центров отверстий и граням, назначение которого обеспечить быстрое создание усталостной трещины. Основное требование, предъявляемое к размерам и форме надреза, заключается в том, что он должен вписываться в контур равнобедренного треугольника с углом $30 \dots 60^\circ$ при вершине.

Предварительно толщину образца t устанавливают по величине отношения предела текучести $\sigma_{0,2}$ к модулю упругости e испытуемого материала (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Определение толщины образца

$\sigma_{0,2}/e$	t , мм
0,0050 и меньше	100
0,0050...0,0057	75
0,0057...0,0062	63
0,0062...0,0065	50
0,0065...0,0071	38
0,0071...0,0080	25
0,0080...0,0095	12
0,0095 и больше	6

При выборе размеров образца необходимо соблюдать условие, чтобы глубина трещины l и толщина t образца были не менее расчетного значения $2,5(K_{Ic}/\sigma_{0,2})^2$, где K_{Ic} – критический коэффициент интенсивности напряжений.

При изготовлении образцов предпочтительно делать вырезки из натуральных конструкций, например, рессорных листов, корпуса редуктора и т.п.

Создание усталостной трещины. Для исследования сопротивления материала хрупкому разрушению при статическом и динамическом нагружении в условиях плоской деформации образцы долж-

ны иметь исходные механические надрезы, эквивалентные по «остроте» трещине. Подобные надрезы (прямой-радиус в основании $\rho \leq 0,1$ мм и шевронный – $\rho \leq 0,25$ мм) обеспечивают высокую концентрацию напряжений в вершине, позволяют избежать появления усталостной трещины в нескольких местах, максимально сокращают время «выращивания» трещины, а также дают наиболее полное приближение к условиям работы натурной конструкции. Чтобы форма надреза не оказывала влияние на поле напряжений в вершине трещины, последняя должна быть более 5 % от общей глубины надреза, но не менее 1,25 мм в случае прямого надреза для образцов толщиной ≤ 25 мм и 1,5 мм в случае шевронного для образцов толщиной ≥ 25 мм. Увеличение радиуса надреза и глубины усталостной трещины в образце ведет к завышенным значениям критического коэффициента интенсивности напряжений.

Создание усталостной трещины в образцах для испытаний на внецентренное растяжение может осуществляться на универсальных испытательных машинах необходимой мощности с механическим, гидравлическим или электрогидравлическим приводом. При этом необходимо выдерживать следующие требования:

а) максимальное значение циклического коэффициента интенсивности напряжений должно соответствовать условию

$$K_{I \max} \leq 0,75 K_{Ic}; \quad (1.6)$$

б) конечный участок развития усталостной трещины глубиной не менее 0,3 от всего размера следует создавать при более низких напряжениях с соблюдением условия

$$K_{f \max} \leq 0,6 K_{Ic}; \quad (1.7)$$

в) максимальное напряжение при заключительном этапе создания усталостной трещины должно определяться выражением

$$\sigma_{\max} = \left(1 + 3 \frac{W+l}{W-l} \right) \cdot \frac{P_{\text{цикл}}}{t(W-l)} \leq 0,5 \sigma_{0,2}, \quad (1.8)$$

где $P_{\text{цикл}}$ – действующее циклическое усилие;

г) трещина должна выйти на обе поверхности образца;

д) равноудаленность концов усталостной трещины от основания надреза противоположных поверхностей образца не должна превышать 5 %;

е) наклон усталостной трещины от плоскости надреза не более 15 %;

ж) конечная глубина усталостной трещины должна удовлетворять условию

$$0,45 \leq e/w \leq 0,55. \quad (1.9)$$

В случае невыполнения требований испытания дают неполноценные результаты. Размеры усталостных трещин регистрируются с помощью инструментального микроскопа с точностью до 0,005 мм.

1.3.2. Методика определения критического коэффициента интенсивности напряжений

Испытания по определению критического коэффициента интенсивности напряжений при статическом нагружении можно проводить на универсальных испытательных машинах различного типа, оснащенных специальными нагружающими приспособлениями (скорость деформирования до 100 мм/мин.).

Динамические испытания материалов основываются на использовании энергии сжатого газа, взаимодействии электромагнитных полей, энергии взрыва. Наиболее широкое распространение получили ротационные копры, позволяющие бесступенчато регулировать скорость вращения маховика, способного накапливать большой запас энергии и обеспечить в определенной мере постоянную скорость деформирования до 60 м/с.

Статическое нагружение. При определении критического коэффициента интенсивности напряжений статически нагружаемые образцы 1 с выращенной трещиной оснащаются двухконсольным датчиком смещения 2 (рис. 1.26).

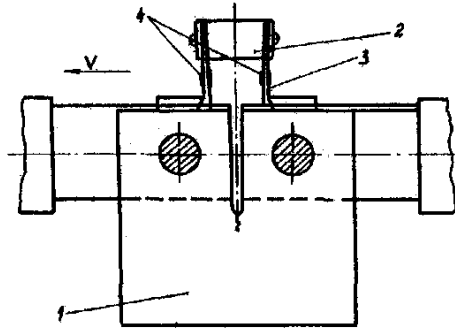


Рис. 1.26. Образец для внецентренного растяжения с установленным датчиком смещения

Основное требование, предъявляемое к датчику смещения, заключается в обеспечении линейности и высокой чувствительности. Для достижения этой цели в качестве гибких упругих элементов *3* используются консольные балки, изготовленные из титанового сплава с большой величиной отношения $\sigma_{0,2}/\epsilon$. На каждой из балок с обеих сторон наклеиваются тензорезисторы *4*, смонтированные в мостовую схему. Двухконсольный датчик смещения устанавливается на образце в сжатом состоянии между опорными призмами, расположенными у конца надреза на разных его сторонах. Тарировка датчика осуществляется с помощью микрометрического винта с ценой деления 5 мкм. В диапазоне 0...2,6 мм датчик обеспечивает линейную характеристику. При нагружении сигналы от датчика смещения и динамометра поступают на вход регистрирующего устройства типа двухкоординатного самописца, который записывает зависимость «нагрузка-смещение».

Схема нагружающего устройства для определения трещиностойкости приведена на рис. 1.27.

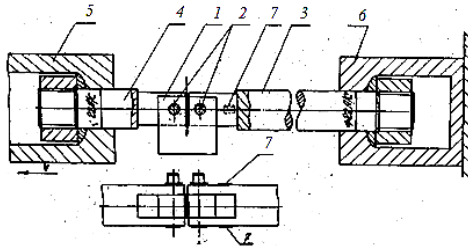


Рис. 1.27. Схема нагружения образцов для внецентренного нагружения при исследовании трещиностойкости

Образец для внецентренного растяжения 1 штифтами 2 крепится к нагрузочному 3 и измерительному 4 стержням. Центрирование стержней осуществляется в подвижном и неподвижном захватах 5 и 6 испытательной машины, посредством сферических гаек, обеспечивающих соосность приложения нагрузки. Длина измерительного стержня выбирается таким образом, чтобы исключить влияние отраженной от конца стержня упругой волны на тензорезисторы 7. Нагрузка определяется по показаниям тензорезисторов 7, наклеенных на динамометр 4.

Скорость статического нагружения составляла $35 \dots 48 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2} / \text{мин}$. Статические диаграммы имели линейный передний фронт (за исключением начального участка) и, по достижении трещиной критической длины, разрушение сопровождалось образованием одного скачка. Этот скачок, как правило, соответствует критическому значению коэффициента интенсивности напряжений.

Типичные диаграммы «нагрузка-смещение» при статическом нагружении приведены на рис. 1.28.

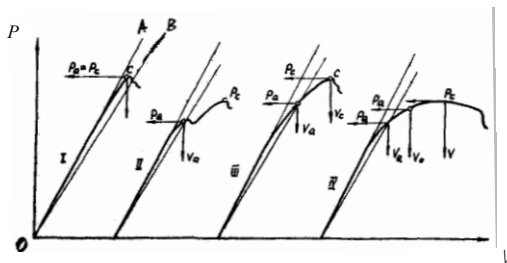


Рис. 1.28. Диаграммы «нагрузка-смещение»

В варианте I, когда разрушение происходит в упругой области, за расчетную величину усилия при определении критического коэффициента интенсивности напряжений принимается величина разрушающей нагрузки. Такой тип диаграмм характерен для хрупких материалов. Для высокопрочных конструкционных материалов преобладают диаграммы II и III. При их обработке с целью определения критической нагрузки, на диаграмме проводятся касательная OA и секущая линия OB, тангенс угла наклона которой к оси абсцисс на 5 % меньше, чем тангенс угла наклона касательной OA. Тогда точка пересечения секущей линии OB кривой зависимости «нагрузка-смещение» даст величину усилия, которое принимается за расчетную силу P_0 при определении K_{Ic} . Для вязких материалов характерна диаграмма IV. За расчетную силу P_0 принимается максимальная нагрузка в секторе диаграммы, ограниченной линиями OA и OB.

Значение величины критического коэффициента интенсивности напряжений K_{Ic} вычисляется по формуле

$$K_{Ic} = \frac{P_0 y}{t \sqrt{W}}, \quad (1.10)$$

где

$$y = \left(\frac{l}{W}\right)^{\frac{1}{2}} \left[29,6 - 185 \left(\frac{l}{W}\right) + 655 \left(\frac{l}{W}\right)^2 - 1017 \left(\frac{l}{W}\right)^3 + 639 \left(\frac{l}{W}\right)^4 \right]. \quad (1.11)$$

Если при разрушении получаются диаграммы III и IV, то необходимо учитывать размер пластической зоны в вершине трещины путем введения поправки, прибавляемой к начальной длине трещины:

$$l_{кр} = l_0 + \frac{1}{6\pi} \left(\frac{K_{Ic}}{\sigma_{0,2}} \right)^2. \quad (1.12)$$

Динамическое нагружение. Для определения критического коэффициента интенсивности напряжений при динамическом нагру-

жении K_{lc} используется зависимость (1.10) с заменой P_0 на P_0^d . Величина усилия P_0^d изменяется по осциллограммам зависимости «усилие-время» $P = f(\tau)$, регистрация которых осуществляется электронным двухлучевым осциллографом в условиях высокоскоростного деформирования образцов.

После полного разрушения образцов, как при статическом, так и при динамическом нагружении, по излому измеряется длина трещины. За расчетную величину принимается среднее значение:

$$l_{кр} = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{3}, \quad (1.13)$$

где l_1, l_2, l_3 – глубина трещин, измеренные в сечениях, соответствующих 0,25; 0,50 и 0,75·толщины образца.

Для образцов из малоуглеродистых сталей определяется доля вязкой F_v и хрупкой F_x составляющих в изломе. Схема измерений показана на рис. 1.29.

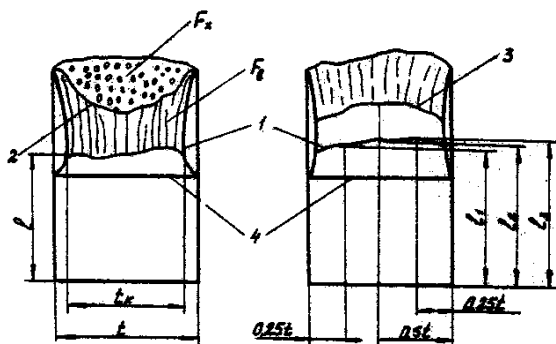


Рис. 1.29. Схема измерения вязкой и хрупкой составляющих излома образца: 1 – фронт усталостной трещины; 2 – граница перехода волокнистой поверхности излома в кристаллическую; 3 – фронт после статического нагружения; 4 – граница механического надреза

Максимальное утонение поперечного сечения образца в зоне разрушения определяется из выражения

$$\psi = \frac{t - t_k}{t} \cdot 100\%, \quad (1.14)$$

где t , t_k – толщина образца до и после разрушения.

Условная динамическая нагрузка P_Q^d в случае линейной зависимости $P = f(\tau)$ и появления скачка определяется непосредственно с осциллограммы «усилие-время» (рис. 1.30).

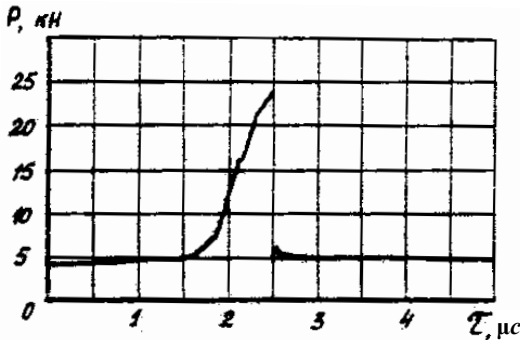


Рис. 1.30. Осциллограмма разрушения образцов при внецентренном растяжении

Очевидно, что образец в течение большого периода деформирования находится в упругом состоянии. Некоторое отклонение от линейности наблюдается перед самым разрушением образца (образование губ среза).

Одновременно с определением K_{Ic} и K_{Ic}^d , на основании значений P_Q и P_Q^d , вычисляются значения остаточной прочности образцов с трещиной, оцениваемой напряжением в центре нетто-сечения в условиях:

статического

$$\sigma_{\text{нетто}}^c = \frac{2P_{\text{max}}^c (2W + l_{\text{кр}})}{l(W - l_{\text{кр}})^2}, \quad (1.15)$$

или динамического нагружения

$$\sigma_{\text{нетто}}^{\text{разр.д}} = \frac{2P_{\text{max}}^d (2W + l_{\text{кр}})}{t(W - l_{\text{кр}})^2}. \quad (1.16)$$

Испытания по определению K_{IC} и K_{IC}^d считаются достоверными, если:

а) длина трещины и толщины образца удовлетворяют условию

$$l \geq 2,5(K_{IC}/\sigma_{0,2})^2 \leq t; \quad (1.17)$$

б) коэффициент интенсивности напряжений цикла

$$K_{f\text{max}} \leq 0,6K_Q; \quad (1.18)$$

в) номинальное разрушающее напряжение по ослабленному (нетто) сечению

$$\sigma_{\text{нетто}} = \frac{2P_{\text{max}} \cdot (2W + l)}{t \cdot (W - l)^2} \leq 0,8\sigma_{0,2}; \quad (1.19)$$

г) максимальное утонение поперечного сечения образца в месте разрушения

$$\psi_{\text{max}} = \frac{t - t_k}{t} \cdot 100\% \leq 1,5\%; \quad (1.20)$$

д) величина K_Q принимается равной K_{IC} , если $P_{\text{max}} \leq 1,1P_Q$.

1.3.3. Анализ результатов исследований

Режимы термической обработки и механические характеристики широко используемых в автомобилестроении материалов приведены в табл. 1.6.

Таблица 1.6
Режимы термической обработки и механические характеристики исследуемых материалов

Марка стали	Режимы термообработки	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	δ , %	ψ , %
Ст.3	Прокат в состоянии поставки	270	380	20	20
40Л	Нормализация при 900...950°C. Отжиг при 650...700°C	300	350	14	25
40	Прокат в состоянии поставки	340	580	19	45
25ХГСНФЛ	Нормализация при 900...950°C. Отжиг при 650...700°C	380	610	8	22
35ХЗНМ	Закалка в масле при 880...910°C, отпуск при 470...490°C с выдержкой 2 часа, охлаждение на воздухе	1200	1710	-	-
55С2	Закалка в масле при 850...870°C, отпуск при 480...500°C, охлаждение на воздухе	1200	1300	6	30
50ХЗНМА	Закалка в масле при 870...900°C, отпуск при 200°C с выдержкой 4 часа, охлаждение в масле	1350	1670	-	20
60С2	Закалка в масле при 850...870°C, отпуск при 400...450°C, охлаждение на воздухе	1400	1600	5	25
35ХЗНМ	Закалка в масле при 880...910°C, отпуск при 180...210°C с выдержкой 4 часа, охлаждение на воздухе	1500	1940	-	-
50ХЗНМА	Закалка в масле при 870...900°C, отпуск при 500°C с выдержкой 2 часа, охлаждение на воздухе	1590	2100	-	26

Основные результаты экспериментальных исследований по оценке трещиностойкости конструкционных сталей в условиях плоской деформации при статическом нагружении даны в табл. 1.7.

Обращает на себя внимание более низкое (на 35%) значение K_{IC} стали 25ХГСНФЛ, что объясняется наличием крупных неметаллических включений в литье.

Таблица 1.7

Параметры трещиностойкости конструкционных сталей при статическом нагружении

Марка стали	N , цикл	$\sigma_{цикл}$, МПа	K_{fmax} , МПа·м ^{1/2}	$\sigma_{нетто}$, МПа	K_{IC} , МПа·м ^{1/2}	Ψ_{max} , %
Ст.3	38050	106	9,58	208	18,1	1,48
40	49100	123	12,01	271	22,6	1,36
40Л	46820	107	11,75	154	19,8	1,29
25ХГСНФЛ	53810	119	11,19	290	28,3	1,46
55С2	20450	102	12,41	169	19,6	0,21
60С2	21150	121	13,66	204	21,7	0,22

Результаты эксперимента по определению критического коэффициента интенсивности в условиях динамического нагружения приведены в табл. 1.8.

Таблица 1.8

Параметры трещиностойкости конструкционных сталей при динамическом нагружении

K_{IC} , МПа·м ^{1/2} /C	N , цикл.	$\sigma_{цикл}$, МПа	K_{fmax} , МПа·м ^{1/2}	$\sigma_{нетто}$, МПа	K_{IC} , МПа·м ^{1/2}	Ψ_{max} , %
Сталь 35ХЗНМ, отпуск 470...510°C						
0,12·10	312...512	145	12,2	1030	80,0	0,96
0,75·10 ³	312...512	145	12,2	1120	81,5	1,40
1,95·10 ³	312...512	145	12,2	820	57,5	1,33
Сталь 35ХЗНМ, отпуск 180...210°C						
0,12·10	432...582	910	10,0	1090	83,4	1,31
0,30·10 ³	432...582	910	10,0	928	72,2	1,20
2,20·10 ³	432...582	910	10,0	615	65,1	0,92
Сталь 50ХЗНМА, отпуск 500°C						
0,12·10	243...330	191	12,6	1130	86,5	1,18
0,54·10 ³	243...330	191	12,6	1110	71,8	0,80
2,23·10 ³	243...330	191	12,6	1080	66,3	0,62

Сталь 50ХЗНМА, отпуск 200°С						
0,06·10	540...672	730	7,8	1010	75,9	0,67
0,48·10 ³	540...672	730	7,8	778	62,6	0,39
1,20·10 ³	540...672	730	7,8	775	57,0	0,24
0,30·10 ⁴	540...672	730	7,8	694	54,0	0,22

Анализ показывает, что скорость изменения коэффициента интенсивности напряжений:

$$\dot{K}_{Ic} = dK_{Ic}/dt, \quad (1.21)$$

оказывает существенное влияние на величину критического коэффициента интенсивности напряжений, который заметно уменьшается относительно статических значений (τ – время разрушения). Например, для стали 50ХЗНМА (отпуск 200°С) K_{Ic} снижается на 25 % при увеличении \dot{K}_{Ic} до $1,2 \cdot 10^3$ МПа·м^{1/2}/с. Аналогично изменяется и номинальное разрушающее напряжение по ослабленному сечению $\sigma_{\text{нетто}}$ при тех же условиях испытания: для данного материала оно уменьшается на 31 %. Трещиностойкость материалов определялась в интервале скорости изменения коэффициента интенсивности напряжений от 0,6 до $0,3 \cdot 10^4$ МПа·м^{1/2}/с, что соответствовало скорости деформирования от 10^{-4} до 20 м/с.

Увеличение \dot{K}_{Ic} для стали 35ХЗНМ (отпуск 470...510°С) на начальном участке приводит к незначительному увеличению с последующим плавным снижением критического коэффициента интенсивности напряжений при росте \dot{K}_{Ic} до $1,95 \cdot 10^3$ МПа·м^{1/2}/с. Подобным образом изменяется и напряжение разрушения – увеличение \dot{K}_{Ic} до $0,75 \cdot 10^3$ МПа·м^{1/2}/с способствует росту на 8 % с последующим снижением на 20 % относительно статических значений при увеличении \dot{K}_{Ic} до $1,95 \cdot 10^3$ МПа·м^{1/2}/с. Для этой же стали, но при отпуске 180...210°С, увеличение скорости нагружения до $2,2 \cdot 10^3$ МПа·м^{1/2}/с приводит к падению K_{Ic}^d на 22 % по сравнению с

K_{Ic} . Поведение стали 50X3НМА при исследовании трещиностойкости незначительно отличается от стали 35X3НМ. С ростом \dot{K}_{Ic} от 1,2 до $1,23 \cdot 10^3$ МПа·м^{1/2}/с значение критического коэффициента интенсивности напряжений снижается на 23 % для стали с высоким отпуском и на 29 % с низким отпуском.

Общим для исследуемых сталей является тенденция к уменьшению сопротивления разрушению с ростом скорости изменения коэффициента интенсивности напряжений. Уменьшение критического коэффициента интенсивности напряжений можно объяснить тем обстоятельством, что с ростом скорости нагружения резко сокращается время локального деформирования объема металла, ограниченного размерами пластической зоны и затрудняется локальная пластическая деформация, что, по-видимому, связано с адиабатическим разогревом у вершины трещины.

В процессе эксперимента определялась глубина трещины, которая также существенно зависит от \dot{K}_{Ic} . При высоком отпуске для обеих сталей величина l_0 растет при увеличении скорости нагружения до некоторого максимального значения: $l_0 = 1,48$ мм для стали 35X3НМ и 1,02 мм для стали 50X3НМА. В дальнейшем с ростом \dot{K}_{Ic} величина l_0 уменьшается. Для сталей с низким отпуском l_0 уменьшается до 47 % от первоначального значения.

Таким образом, увеличение \dot{K}_{Ic} способствует сокращению времени разрушения и увеличению скорости распространения трещины и, как следствие, снижается трещиностойкость материала, так как при динамическом нагружении происходит интенсивный процесс выделения энергии упругой деформации в вершине трещины, что вызывает ее ускоренный рост.

1.4. Совершенствование методов испытаний материалов

Методология определения механических свойств материалов достаточно хорошо разработана и даже во многом унифицирована. Вместе с тем, решение конкретных задач вызывает необходимость развития и усовершенствования стандартных методов в целях полу-

чения более достоверной информации, максимального учета разнообразия взаимовлияющих и взаимодействующих факторов.

1.4.1. Разработка образцов и нагружающих устройств

Одним из примеров такого усовершенствования может служить конструкция образца для усталостных испытаний при осевой нагрузке [23], изображенная на рис. 1.31.

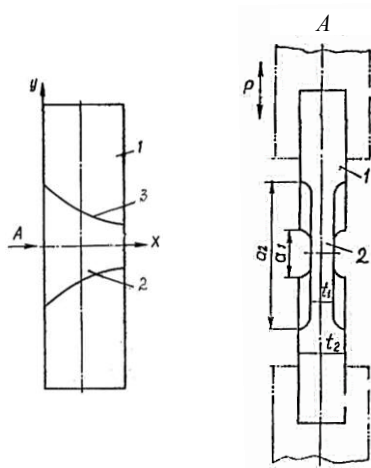
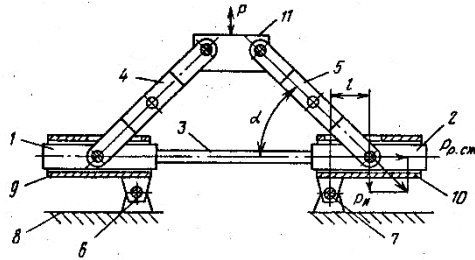


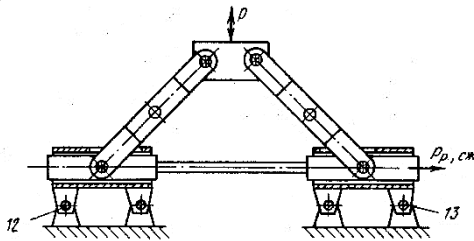
Рис. 1.31. Конструкция усовершенствованного плоского образца

Главным ее отличием от известных является переменная длина рабочей части 2 образца 1 вдоль поперечной оси симметрии x . Криволинейные границы 3 рабочей части приведут к наложению на одноосное растяжение-сжатие изгибных напряжений, т.е. к созданию градиента напряжений вдоль оси x , что позволит изучить его влияние на усталостные характеристики материала.

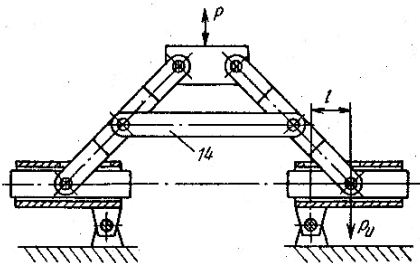
На рис. 1.32 представлено оригинальное устройство для испытаний круглых образцов на прочность [24], позволяющее создавать растяжение-сжатие и изгиб в любых сочетаниях.



a



б



в

Рис. 1.32. Варианты устройства для нагружения образцов:
 а – комбинацией осевой силы и изгибающего момента; б – только
 растяжением-сжатием; в – только изгибом

Устройство содержит захваты 1 и 2 для крепления образца 3, тяги 4 и 5, шарнирно соединенные с захватами 1 и 2 и расположенные к ним под острым углом, шарнирные узлы 6 и 7, закрепленные на основании 8 и соединенные с направляющими 9 и 10, в которых размещены захваты 1 и 2 с возможностью осевого перемещения от-

носительно направляющих. Тяги 4 и 5 шарнирно соединены с нагружающей траверсой 11. Кроме того, устройство содержит дополнительные шарнирные узлы 12 и 13, соединенные с основанием 8 и направляющими 9 и 10, а также фиксатор 14 тяг 4 и 5, соединенный с ними шарнирно. Оси всех пар шарнирных узлов расположены симметрично относительно нормали к основанию, совпадающей с осью приложения нагрузки через нагружающую траверсу.

Устройство работает следующим образом. Для нагружения образца 3 осевой нагрузкой с изгибом направляющие 9 и 10 с захватами 1 и 2 устанавливаются на шарнирных узлах 6 и 7. Внешняя нагрузка P через тяги 4 и 5 передается на захваты 1 и 2 под углом α к ним. Точка приложения силы расположена на захватах на расстоянии l . Изменением положения шарнирных узлов 6 и 7 на основании 8 достигают заданной комбинации сил, вызывающих изгиб ($R_{изг}$) и растяжение-сжатие ($R_{р,сж}$) на образце 3.

Для нагружения образца только осевой нагрузкой направляющие 9 и 10 соединяют с двумя дополнительными шарнирными узлами 12 и 13. Для нагружения образца только изгибом перемещения тяг 4 и 5 ограничивают фиксатором 14. Изменением положения шарнирных узлов 6 и 7 на основании 8 (размера l) изменяют величину изгибающего момента.

Разработана гамма устройств для испытаний материалов на прочность с приводом роторного (маховичного) типа.

В первом варианте [25] реализована схема нагружения растяжением с кручением, причем как в статике, так и в динамике (рис. 1.33).

Устройство содержит пассивный 1 и активный 2 захваты образца 3, первый из которых является динамометром, корпус 4, выполненный в виде соосного захвата 1 и 2 полого цилиндра с упорами 5 и 6, расположенными в цилиндре в средней части его длины и у торца, обращенного от образца 3, тягу для передачи нагрузки на образец 3, выполненную в виде расположенной с возможностью перемещения в корпусе 4 у его торца, обращенного к образцу 3, обоймы 7 со ступенчатым изменением ее внутреннего диаметра, штока 8 с упором 9 на его торце, шлицевым соединением 10, которым он взаимодействует с обоймой 7, и упорами 11 в средней части его длины, которыми шток 8 взаимодействует с упорами 5, пружины 12 сжатия,

расположенной между упорами 6 корпуса 4 и упорами 11 штока 8, и рабочей части 13 тяги, расположенной соосно захватам 1 и 2.

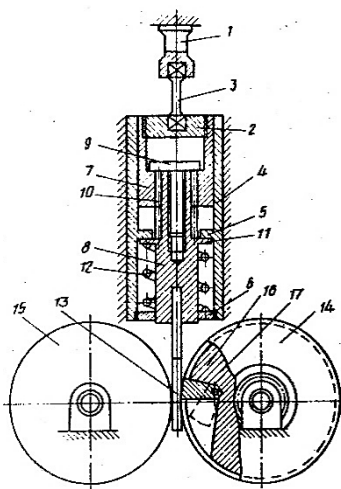


Рис. 1.33. Устройство для нагружения растяжением с кручением

Силовозбудитель выполнен в виде двух роторов 14 и 15, установленных с возможностью регулирования их положения и фрикционно связанных с рабочей частью 13 тяги, которая размещена между ними, привод (не показан), соединен с первым ротором 14. При этом с рабочей частью 13 тяги ротор 14 связан с помощью закрепленного на нем с возможностью поворота и фиксации кулачка. Ротор 15 может скользить на своей оси.

Устройство работает следующим образом. Образец 3 устанавливают в захваты 1 и 2. Включают привод, который приводит во вращение ротор 14. При достижении последним заданной угловой скорости кулачок 16 освобождается от фиксатора (не показан), отбрасывается силами инерции до упора 17. При вращении ротора 14 кулачок 16 периодически взаимодействует с рабочей частью 13 тяги. Фрикционными силами тяга затягивается между роторами 14 и 15, преодолевая сопротивление пружины 12 сжатия и нагружая периодически образец 3.

Если рабочая часть 13 тяги имеет форму пластины и зазор между упором 9 и обоймой 7 отсутствует, то образец 3 нагружается только

растяжением. Если рабочая часть *13* тяги имеет форму спирали, расположение ротором *14* и *15* соответствует выбранной форме спирали и зазор между упором *9* и обоймой *7* отсутствует, то образец *3* нагружается растяжением с кручением. Если рабочая часть *13* тяги имеет форму спирали, расположение роторов *14* и *15* соответствует выбранной форме спирали и зазор между упором *9* и обоймой *7* превышает длину дуги рабочей поверхности кулачка *16*, то образец нагружается только кручением.

Устройство позволяет испытывать на статическую прочность образцы материалов при различных соотношениях растяжения и кручения и с различными скоростями и амплитудами их нагружения путем изменения скорости вращения роторов *14* и *15* и длины дуги рабочей поверхности кулачка *16*.

Для воспроизведения ударного растяжения предложено устройство [26], схематично показанное на рис. 1.34.

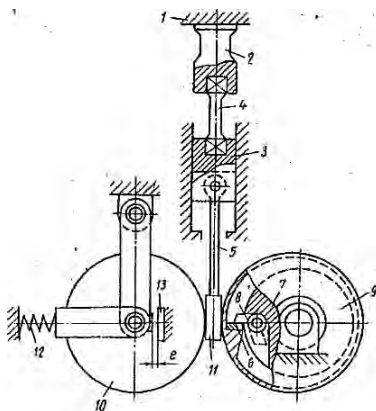


Рис. 1.34. Устройство для воспроизведения ударного растяжения

Оно содержит основание *1*, захваты *2* и *3* для образца *4*, соединенную одним концом с активным захватом *3* тягу *5* для передачи нагрузки на образец *4*, наковальню *6*, силовозбудитель, включающий маховик *7* с выдвигаемым бойком *8*, соударяемым с наковальней *6*, установленный на параллельных осях кулачок *9*, на внутренней поверхности которого закреплена наковальня *6*, и подпружиненный в направлении кулачка *9* ролик *10*. Маховик *7* размещен внутри ку-

лачка 9. Тяга 5 выполнена ступенчатой, при этом свободный конец 11 тяги 5 имеет больший диаметр сечения и он зажат между роликом 10 и кулачком 9. Ролик 10 подпружинен с помощью пружины 12 и его величина перемещения e ограничена упором 13. Захват 2 служит также динамометром.

Устройство работает следующим образом. После установки образца 4 в захваты 2 и 3 кулачка 9, поверхность которого спрофилирована для воспроизведения требуемого закона изменения скорости деформирования образца 4, и бойка 8 с помощью фиксатора (не показан) в нерабочее положение, приводится во вращение маховик 7. При достижении им заданной угловой скорости освобождается боек 8, который соударяется с наковальней 6. При этом кулачку 9 передается угловая скорость, равная угловой скорости маховика 7. За счет фрикционных сил тяга 5 перемещается со скоростью, равной окружной скорости контакта боковой поверхности кулачка 9 со свободным концом 11 тяги 5. В результате воспроизводится заданный закон изменения скорости деформирования образца 4 вследствие изменения радиуса кривизны поверхности кулачка 9 в процессе испытания.

Для исследования механики разрушения образцов при действии разных по величине и длительности импульсов нагружения можно использовать следующую схему (рис. 1.35) [27].

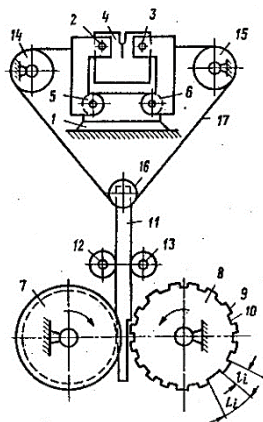


Рис. 1.35. Устройство для воспроизведения импульсного нагружения

Устройство содержит основание 1, захваты 2, 3 образца 4, шарнирами 5, 6 закрепленные на основании 1, силовозбудитель, выполненный в виде двух дисков 7, 8, установленных с возможностью вращения так, что их срединные плоскости совпадают, а на боковой поверхности одного из них (диска 8) выполнены чередующиеся друг с другом выступы 9 и прорези 10 разной длины, размещенной между ними с возможностью контакта с боковыми поверхностями дисков 7, 8 ступенчатой тяги 11, роликов 12, 13 подачи тяги между дисками 7, 8 и привода (не показан) вращения одного из дисков, и связанный с захватами 2, 3 механизм передачи силы, выполненный в виде направляющих роликов 14, 15, установленных на основании 1 у захватов 2, 3 соответственно, ролика 16, закрепленного на торце тяги 11, охватывающей ролики 14-16 гибкой тяги 17, связанной концами с соответствующими захватами 2, 3.

Устройство работает следующим образом. По параметрам режима испытаний: $t_j = (j=1, 2, \dots, n)$ – времени между i -м и последующим импульсом нагружения, n – количеству импульсов нагружения в одной последовательности, T – периоду последовательности нагружений из n импульсов, K – числу последовательности нагружений за один оборот диска определяют геометрические параметры дисков 7, 8 по формулам

$$l_j = U_j; \quad L_j \frac{t_j \sum_{i=1}^n U_i}{T - \sum_{i=1}^n t_i}; \quad D = \frac{KT \sum_{i=1}^n U_i}{\pi \left(T - \sum_{i=1}^n t_i \right)}, \quad (1.22)$$

где U_j – величина смещения в i -м импульсе нагружения;

l_j – длина дуги i -го выступа диска;

L_j – длина дуги прорези диска;

D – диаметр дисков.

Изготавливают диски 7, 8 с расчетными параметрами и устанавливают на устройство. Включают привод вращения одного из них. При этом тяга 11 фрикционными силами, действующими на ее

большую ступень со стороны боковых поверхностей диска 7 и выступов 9 диска 8, перемещается вдоль ее оси. Через гибкую тягу 17 и захваты 2, 3 образец 4 деформируется. Когда боковая поверхность диска 8 обращена к тяге 11 прорезьями 10, тяга возвращается силами упругости в исходное положение и образец разгружается.

Если прорези и выступы боковой поверхности диска 8 одинаковые, то образец 4 нагружается одинаковыми по величине и длительности действия импульсами. Если они разные, то и образец нагружается разными импульсами.

Отдельный класс составляет оборудование для проведения вибрационных испытаний. Одна из разработок [28], обеспечивающая воспроизведение синусоидальных, полигармонических и случайных вибраций по двум взаимно перпендикулярным направлениям, приведена на рис. 1.36.

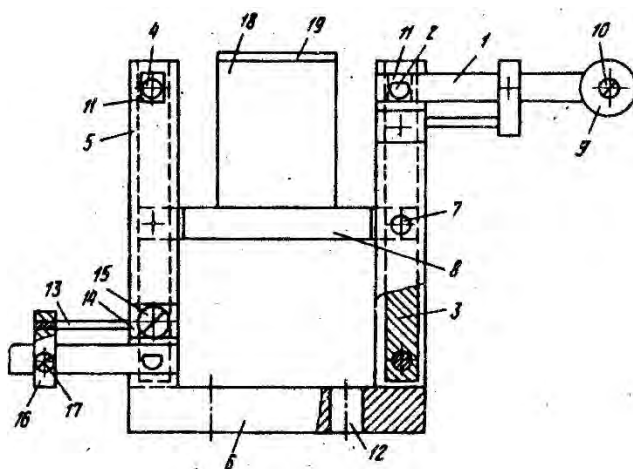


Рис. 1.36. Устройство для вибрационных испытаний

Устройство для возбуждения двухкомпонентных колебаний на однокомпонентном вибровозбудителе содержит механизм преобразования колебаний, имеющий более двух резонаторов 7 в виде консольных балок, жестко связанных посредством осей 2 с противоположными концами двух двухопорных пластин 3, шарнирно закрепленных с помощью осей 4 в стойках 5 корпуса 6 и расположенных

параллельно оси действия вибровозбудителя. Резонаторы 1 размещены снаружи корпуса 6 перпендикулярно двухопорным пластинам 3, которые в середине пролета шарнирно соединены через оси 7 с платформой 8, установленной с возможностью совместного перемещения со столом вибровозбудителя (не показан) по оси действия последнего и относительного перемещения в перпендикулярном направлении. На каждом резонаторе 1 установлен передвижной груз 9, фиксируемый винтом 10. В стойках 5 выполнены прорези 11 для увеличения амплитуды колебаний двухопорных пластин 3, а в корпусе 6 предусмотрены отверстия 12, предназначенные для его закрепления на столе вибровозбудителя. Каждый резонатор 1 снабжен средствами регулировки коэффициента усиления колебаний в виде консольной пластины 13, запрессованной в накладку 14, прикрепленную винтом 15 к стойке 5. На каждой консольной пластине 13 имеется установленный с возможностью продольного перемещения элемент 16 для соединения последней с резонатором 1, причем элемент 16 имеет возможность фиксации на резонаторе винтом 17. На платформе 8 закреплен усилитель вертикальных колебаний 18, на выступе 19 которого установлено испытуемое изделие (не показано). Пластины 13 и платформа 8 выполнены так, что собственные частоты пластин лежат в дорезонансной области рабочих частот устройства, а собственная частота платформы – в зарезонансной области.

Устройство работает следующим образом. После закрепления на столе вибростенда производят настройку устройства, для чего грузы 9 устанавливают на торце резонаторов 1 и фиксируют винтами 10. Элементы 16 закрепляют на резонаторах 1 винтами 17 в середине пролетов консольных пластин 13. Устанавливают частоту возбуждения вибростенда, соответствующую низшей (первой) частоте рабочего диапазона, один из грузов 9 передвигают вдоль балки резонатора 1 и фиксируют на ней при достижении платформой 8 максимальной амплитуды колебаний в горизонтальной плоскости. Затем устанавливают вторую (более высокую) частоту возбуждения и повторяют операции со вторым резонатором. Используя таким образом все резонаторы, настраивают их на весь рабочий диапазон частот. Снимают амплитудно-частотную характеристику механизма преобразования колебаний стола. Для ее сглаживания регулируют положение элементов 16, перемещая их вдоль балок резонаторов 1

и консольных пластин 13. При недопустимом изменении собственных частот резонаторов 1 в результате данной операции их корректировку производят перемещением грузов 9. После настройки механизма преобразования колебаний на платформе 8 устанавливают усилитель вертикальных колебаний 18 с закрепленным на выступе 19 испытуемым изделием и реализуют программу испытаний.

Устройство для циклических испытаний (рис. 1.37) предназначено для исследования прочностных свойств материалов, деталей и узлов [29].

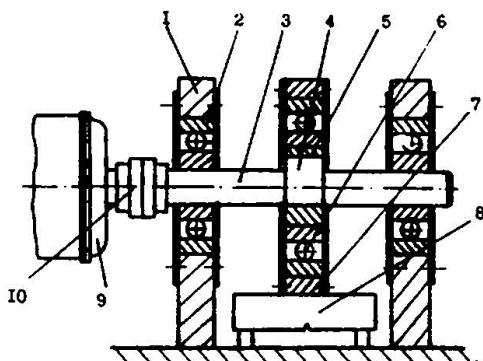


Рис. 1.37. Устройство для циклических испытаний

Оно содержит корпус 1, в котором на подшипниках 2 установлен вал 3. Центральный участок 4 вала выполнен большего диаметра с эксцентриситетом относительно оси опорных подшипников 2. Вал охватывается эксцентриковой втулкой 5, на которую напрессован подшипник 6. Последний помещается в стакане 7, который контактирует с объектом испытаний 8. Привод устройства осуществляется электродвигателем 9 через муфту 10. Эксцентриситет e элементов 4, 5 выполняется одинаковым по величине.

Работает устройство следующим образом. Предварительно ось подшипника 6 устанавливается с помощью втулки путем поворота относительно центрального участка вала на максимальное расстояние, равное $2e$, в плоскости закрепления образца. При вращении вала центр подшипника 6 совершает круговое движение, а стакана – возвратно-поступательное в направлении, перпендикулярном его

оси. Это движение передается на объект испытаний. Таким образом создаются линейные циклические деформации, величина которых определяется значением регулируемого эксцентриситета от 0 до $2e$.

Данное устройство реализовано при решении следующих задач (рис. 1.38):

- определения параметров трещиностойкости (a);
- циклического нагружения образцов при симметричном трехточечном изгибе (b);
- циклического нагружения консольно закрепленного образца ($в$);
- испытания рессорных листов на усталость ($г$).

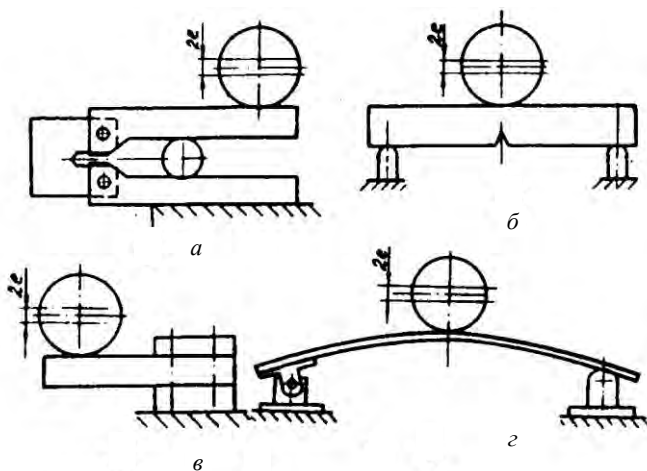


Рис. 1.38. Варианты использования устройства для циклических испытаний

1.4.2. Оценка влияния скорости деформирования на механические свойства сталей

Известно, что температурно-скоростной фактор нагружения оказывает существенное влияние на свойства материалов [30-32].

В качестве примера использования вышеописанного устройства маховичного типа в данном разделе представлены методика и результаты исследований механических свойств сталей 40Х, 40ХН, 30ХГСА при скоростях деформирования v_d в интервале 10-20 м/с.

Наряду с прочностными характеристиками, такими как предел текучести σ_t , предел прочности σ_b и среднее истинное сопротивление разрыву S_k , определяли среднее относительное удлинение ε_k и среднее относительное сужение ψ_k , характеризующие пластичность материалов [33-35].

Для определения динамических нагрузок использован метод непосредственной регистрации диаграмм усилие P – время τ . Датчиками служили тензорезисторы, смонтированные в мост Уитстона. Тензорезисторы наклеивали на упругий цилиндрический выносной динамометр. Для сравнения качества воспроизведения диаграмм P – τ сигналы от тензорезисторов динамометра и от образца динамометра подавались соответственно на два дифференциальных усилителя электронного осциллографа. Как показал анализ, качество осциллограмм P – τ , полученных при помощи образца динамометра, лучше, чем посредством выносного динамометра. Регистрацию диаграмм P – τ с экрана осциллографа осуществляли при помощи специальной фотопроставки.

Условный динамический предел прочности определяли непосредственно из осциллограмм P – τ , полученных при динамическом деформировании образца до его разрушения, как отношение максимальной ординаты, выраженной в нагрузках, к первоначальной площади сечения образца. При расшифровке осциллограммы величину нагрузки устанавливали по результатам тарировки динамометра. Тарировку осуществляли статической нагрузкой на разрывной машине с диапазоном нагружения 0...100 кН. Это правомерно, поскольку в исследуемом диапазоне скоростей деформирования модуль упругости материала от скорости деформирования зависит незначительно. После наклейки тензорезисторов на динамометрическую часть образца проводили тарировку каждого образца до нагрузок, соответствующих половине статического предела текучести.

Истинный предел прочности

$$\sigma_b = \frac{P_m}{F_b}, \quad (1.23)$$

где P_m – максимальная нагрузка, определяемая из осциллограммы $P - \tau$;

F_B – площадь поперечного сечения образца на границе перехода от равномерного удлинения в сосредоточенную фазу растяжения.

Динамическое среднее сопротивление разрыву S равно отношению разрушающей нагрузки, снимаемой с осциллограммы $P - \tau$, к конечной площади наименьшего сечения разрушенного образца, определяемой непосредственно на инструментальном микроскопе.

С момента начала образования шейки напряженное состояние изменяется не только в зависимости от нагрузки, но и от радиуса профиля. Поэтому напряжение, возникающее под действием растягивающей силы, будет не истинным, а только некоторым средним. Для определения истинного сопротивления разрыву S_k был введен поправочный коэффициент, с учетом которого получаем

$$S_k = \frac{S}{1 + \frac{r}{4R}}, \quad (1.24)$$

где r – радиус образца в минимальном сечении шейки;

R – радиус кривизны контура шейки.

Динамический предел текучести для металлов, не имеющих физического предела текучести, определяли по динамической диаграмме $\sigma - \psi$ (ϵ), которую строили по результатам совместной обработки осциллограмм $P - \tau$ и $\epsilon - \tau$ (деформация – время).

Для получения осциллограмм $\epsilon - \tau$ использовали тензорезисторы, наклеенные под углом 120° друг к другу и составляющие одно активное плечо Уитстона. В качестве калибратора деформации применяли экстензометр Гугенберга с ценой деления 1 $\mu\text{к}$.

Кривые $\epsilon - \tau$ и $P - \tau$ регистрировались совместно (рис. 1.39).

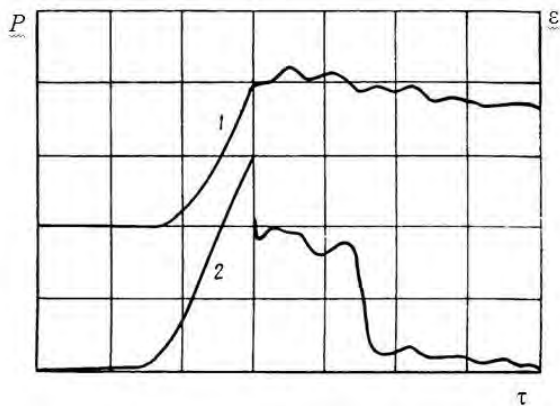


Рис. 1.39. Осциллограммы $P-\tau$ (1) и $\varepsilon-\tau$ (2) для стали 30ХГСА (закалка+отпуск при 530°)

Расшифровку производили при пятикратном увеличении осциллограмм. Ординаты кривых $\varepsilon-\tau$ и $P-\tau$ снимали через каждые $0,2$ м/с. Таким образом построена диаграмма $\sigma-\psi$ (ε) (рис. 1.40), по которой и определяли предел текучести, соответствующий $0,2\varepsilon$.

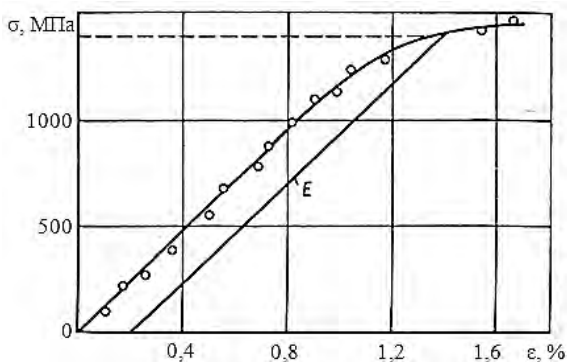


Рис. 1.40. Зависимость $\sigma-\psi$ (ε) для стали 30ХГСА (закалка+отпуск при 530°C ; $v_d = 6,8$ м/с)

Относительное сужение и относительное удлинение находили по формулам

$$\psi_k = 1 - \frac{F_k}{F_0}; \quad \epsilon_k = \frac{l_k}{l_0} - 1, \quad (1.25)$$

где F_k, F_0 – площадь поперечного сечения образца в зоне разрушения и до испытания;

l_k, l_0 – длина рабочей части образца после разрушения и до испытания.

Испытания проводили на пяти уровнях скоростей деформирования: $1 \cdot 10^{-4}$ м/с (статические) и 6,6; 12,0; 18,0; 20,0 м/с (динамические). Усредненные значения предела текучести σ_T , предела прочности σ_B , истинного сопротивления разрыву S_k , относительного сужения ψ_k и относительного удлинения ϵ_k указанных сталей для различных скоростей деформирования приведены в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Механические характеристики сталей в зависимости от скоростей деформирования

$v_{д},$ м/с	$\sigma_T,$ МПа	$\sigma_B,$ МПа	$S_k,$ МПа	$\epsilon_k,$ %	$\psi_k,$ %	η_{σ_T}	η_{σ_B}	η_{S_k}	η_{ϵ_k}	η_{ψ_k}
Сталь 40X (закалка+отпуск при 550°C)										
10^{-4}	942	1060	1320	26,9	55,3	-	-	-	-	-
6,8	1080	1140	1540	26,9	55,9	1,15	1,08	1,15	1,00	1,01
12,0	1100	1140	1580	26,8	53,7	1,17	1,08	1,20	1,00	0,97
18,0	1130	1170	1640	16,9	56,1	1,21	1,11	1,23	1,00	1,01
20,0	1140	1220	1710	27,8	57,1	1,22	1,16	1,37	1,03	1,03
Сталь 40ХН (отжиг)										
10^{-4}	427	735	1040	30,6	51,9	-	-	-	-	-
6,8	532	817	1040	30,9	49,8	1,25	1,12	1,01	1,01	0,96
12,0	538	850	1180	30,9	49,4	1,26	1,15	1,14	1,01	0,95
18,0	582	841	1290	31,1	48,3	1,36	1,15	1,25	1,02	0,93
20,0	588	884	1270	31,2	47,4	1,38	1,23	1,23	1,02	0,91
Сталь 40ХН (закалка+отпуск при 550°C)										
10^{-4}	1070	1200	1350	21,7	47,6	-	-	-	-	-
6,8	1180	1280	1390	23,3	48,4	1,10	1,06	1,03	1,07	1,02
12,0	1230	1300	1500	24,3	50,2	1,15	1,08	1,11	1,11	1,06
18,0	1260	1290	1640	23,0	49,7	1,17	1,07	1,22	1,06	1,04
20,0	1300	1350	1640	23,4	49,6	1,21	1,12	1,22	1,09	1,04

Сталь 30ХГСА (отжиг)										
10 ⁻⁴	365	657	1140	35,9	53,5	-	-	-	-	-
6,8	410	704	1150	35,2	53,2	1,12	1,07	1,00	0,98	0,99
12,0	442	746	1180	35,7	53,6	1,21	1,13	1,03	1,00	1,00
18,0	464	755	1230	37,3	52,0	1,27	1,15	1,07	1,04	0,97
20,0	495	820	1300	37,9	53,4	1,30	1,26	1,14	1,06	1,04
Сталь 30ХГСА (закалка+отпуск при 530°С)										
10 ⁻⁴	1060	1160	1780	26,0	54,1	-	-	-	-	-
6,8	1170	1200	1820	23,1	54,4	1,08	1,04	1,02	0,89	1,01
12,0	1170	1200	1920	25,1	53,8	1,07	1,04	1,02	0,97	1,00
18,0	1220	1250	1930	24,2	52,9	1,12	1,08	1,08	0,93	1,97
20,0	1300	1350	2000	23,6	52,4	1,20	1,16	1,17	0,91	0,97

Для всех исследованных сталей характерно увеличение предела текучести с возрастанием скорости деформирования. Испытания сталей 30ХГСА и 40ХН при различных режимах термической обработки свидетельствуют о разной чувствительности их к скорости деформирования. В частности, при $v_d = 18$ м/с скоростной коэффициент η_{σ_T} стали 30ХГСА после отжига составляет 1,27, после закалки и отпуска – 1,12, стали 40Х – соответственно 1,36 и 1,17.

Предел прочности исследованных сталей с ростом скорости деформирования также увеличивается. Так, предел прочности стали 40Х повышается на 15 % при скорости деформирования 20 м/с. Предел прочности при скоростном деформировании возрастает в меньшей степени, чем предел текучести. При уровне деформации, соответствующем пределу текучести и ниже, металлам в малой степени свойственно развитие процессов, вызывающих их разрушение. С дальнейшим повышением уровня деформации начинается интенсивное скольжение винтовых дислокаций, разупрочняющих металл.

С повышением статической прочности металлов влияние скорости деформирования на предел прочности уменьшается. Например, при $v_d = 20$ м/с скоростной коэффициент η_{σ_B} стали 40Х составляет 1,15.

Аналогичное явление наблюдается для сталей 40Х и 30ХГСА, испытанных при разных режимах термообработки.

Истинное сопротивление разрыву S_k с повышением скорости деформирования возрастает. Как видно из данных табл. 1.9, оно менее

чувствительно к скорости деформирования, чем пределы текучести и прочности. Кроме того, S_k менее чувствительно к режимам термообработки, чем σ_b и σ_r . В частности, для стали 40ХН после отжига $\eta_{S_k} = 1,15$, а после закалки и отпуска – 1,12. Аналогичные результаты получены также для стали 30ХГСА: после отжига $\eta_{S_k} = 1,16$, после закалки и отпуска – 1,12.

Таким образом, пределы текучести и прочности исследованных металлов плавно повышаются с ростом скорости деформирования. С увеличением статической прочности металла чувствительность его к скорости деформирования уменьшается. Пластичность в рассмотренном диапазоне скоростей деформирования практически не изменяется.

2. ИСПЫТАНИЯ ЛОКАЛЬНЫХ МОДЕЛЕЙ ЗОН РАЗРУШЕНИЯ

Объем и стоимость испытаний сложных деталей и узлов машин можно значительно сократить, если наряду с органиченными по объему натурными испытаниями конструкций в целом проводить исследования локальных моделей опасных в смысле усталости зон, т.е. вычлененных из конструкций элементов в натуральную величину.

Выявленные при испытаниях зоны зарождения и распространения усталостных трещин дают возможность назначить критерии предельного повреждения детали и спроектировать локальную модель, а установленная циклическая долговечность – оценить точность моделирования. Теоретически эту задачу можно считать полностью решенной, если локальная модель, испытываемая по схеме нагружения опасной зоны конструкции, имеет те же или близкие параметры уравнения кривой усталости.

Процесс разработки локальной модели включает: оценку напряженно-деформированного состояния (НДС) опасных зон методами тензометрии и расчетов конечными элементами (МКЭ); анализ разрушений натурной конструкции; определение вида нагружения, вносящего наибольший вклад в повреждение; воспроизведение конструкторско-технологических факторов зоны разрушения; создание локальной модели и оснастки для нагружения в универсальных испытательных машинах; установку адекватности зон зарождения и развития трещин натуре и модели.

2.1. Картеры мостов и балки осей грузовых автомобилей

Для выявления мест разрушения и оценки циклической долговечности натуральных конструкций в экспериментальном цехе МАЗ проводились испытания штампосварных картеров ведущих мостов автомобилей [36].

Анализ разрушений показал, что наиболее опасной с точки зрения усталости (15 случаев из 17) является зона термического влияния сварного шва вокруг привалочного фланца для крепления смотровой крышки. Типичное разрушение картера показано на рис. 2.1.

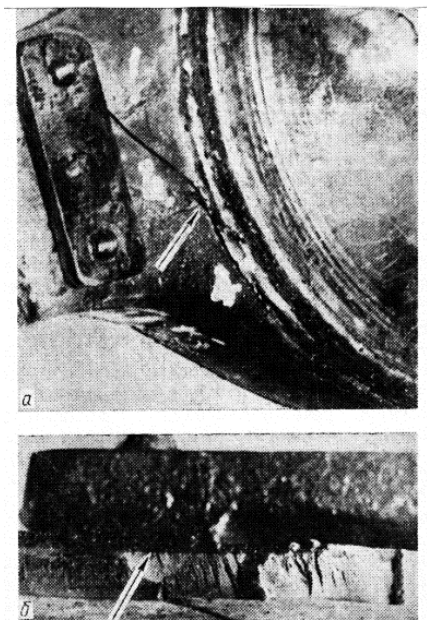


Рис. 2.1. Разрушение штампосварного картера МАЗ
(стрелкой обозначен очаг зарождения трещины):
a – общий вид; *б* – поверхность излома в зоне разрушения

Очаг зарождения усталостной трещины расположен в точке пересечения сварных швов клиновой вставки и кольца жесткости «банджо». Далее трещина распространяется по кольцевому шву, а затем переходит на полку картера и клиновую вставку. Раскрытие трещины в очагах зарождения обуславливается в основном радиальными напряжениями. На изломе обнаружены дефекты в виде непроваров корня сварного шва. Для рассматриваемой зоны характерно наличие резкого перехода от поверхности стенки картера к кольцу жесткости, что вызывает значительный градиент напряжений. Вследствие термического влияния при сварке и охлаждении в соединениях возникают остаточные растягивающие напряжения. Все это приводит к снижению предела выносливости конструкции.

Информация о разрушении натурной конструкции использована для проектирования локальной модели опасной зоны (пересечения сварных швов). При этом стремились максимально точно воспроиз-

вести конструкцию и технологию опасной зоны и исключить возможность появления в модели дополнительных зон с более низким сопротивлением усталости.

Чертеж локальной модели показан на рис. 2.2.

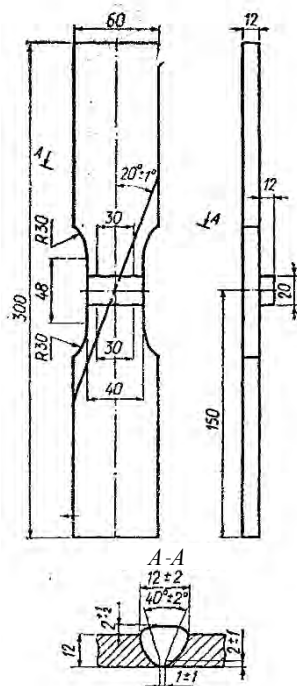


Рис. 2.2. Локальная модель пересечения швов штамповочного картера

Она представляет собой плоский образец, изготовленный из листов стали 10ХСНД, толщиной 12 мм, соединенных автоматической сваркой в среде углекислого газа. Стыковой шов имитировал шов приварки клиновой вставки и был выполнен под углом $20 \pm 2^\circ$ к оси образца. Шов приварки колец жесткости «банджо» моделировался с помощью приварки накладки. Чтобы не создавать дополнительных опасных зон у кромок модели, длина шва накладки (30 мм) была меньше ширины модели в опасном сечении (40 мм) без выхода шва на кромки листа, а длина стыкового шва больше длины шейки модели.

Испытания локальных моделей циклическим растяжением проводились на стандартной машине при регулярном нагружении. Анализ изломов показал, что усталостные трещины зарождались в местах пересечения сварных швов (рис. 2.3).

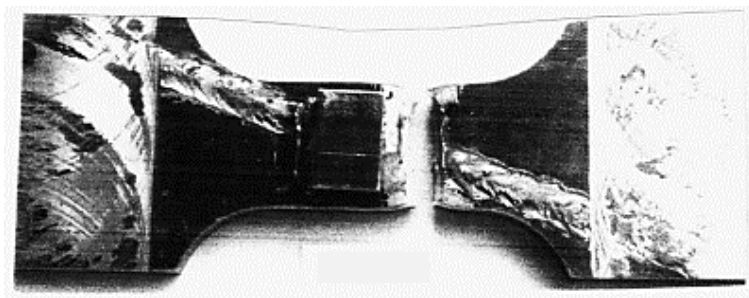


Рис. 2.3. Разрушения моделей опасной зоны штамповарного картера МА3

При планировании и анализе результатов испытаний использовалось уравнение кривой усталости [37]

$$N = N_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \sigma_R}{\nu} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (2.1)$$

где σ – максимальное номинальное напряжение цикла;

N – число нагружений до разрушения;

σ_R – предел выносливости при коэффициенте асимметрии R_σ ;

ν – характеристика наклона кривой усталости в системе координат $\sigma - \ln N$;

N_0 – число циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости.

Сравнение кривых усталости стали 10XCHD и модели картера (рис. 2.4) показало, что предел выносливости пересечения сварных швов составляет только 54,7 % от предела выносливости основного металла. Кривая усталости соединения существенно сдвигается в сторону меньшей долговечности, при этом наблюдается смещение точки нижнего перегиба и увеличение угла наклона.

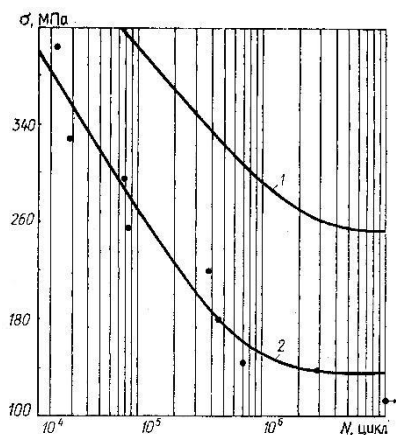


Рис. 2.4. Кривые усталости стали 10XCHD (1) и модели (2) штампованного картера при $R_{\sigma}=0,1$

Для оценки соответствия средневероятных пределов выносливости модели и натурной конструкции использованы результаты испытаний 15 картеров на циклическую долговечность. Минимальная нагрузка на каждый составляла 10 кН, максимальная – 190 кН. При статическом нагружении и тензометрировании напряжений в зоне очага разрушения перпендикулярно кольцевому шву получены значения минимального (4,8 МПа) и максимального (91 МПа) напряжений цикла, что соответствует коэффициенту асимметрии 0,053. Значения характеристика V и N_0 взяты из результатов испытаний моделей. Среднее значение предела выносливости картеров по расчету с использованием трехпараметрического уравнения (2.1) составило 144 МПа, что менее чем на 4 % превышает аналогичный параметр специальных образцов при $R_{\sigma} = 0,1$.

Следовательно, локальная модель спроектирована и изготовлена таким образом, что с достаточной точностью выполняется условие моделирования, а полученные характеристики сопротивления усталости локальных моделей являются характеристиками сопротивления усталости картера.

Еще одним, прошедшим экспериментальную проверку, примером использования вышеописанного подхода является моделирование зон разрушения балок осей прицепов автомобилей МАЗ [38]. В

данном случае предложена модель (рис. 2.5), состоящая из круглого стержня и посаженной на него втулки, соединенных кольцевым сварным швом.

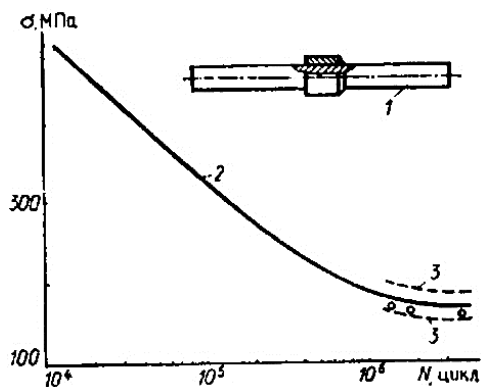


Рис. 2.5. Характеристики сопротивления усталости балки оси прицепа: 1 – локальная модель; 2 – кривая усталости модели; 3 – 95 % доверительные интервалы предела выносливости; o – результаты испытаний натурной конструкции

При этом сохранялись материалы, детали и все параметры натурального соединения. Как видно из рис. 2.5, циклическая долговечность балки оси прицепа находится в поле рассеяния кривой усталости модели, что подтверждает правомочность выбранной методики.

2.2. Рамы грузовых автомобилей

Как уже отмечалось выше, основными принципами проведения исследований на основе локального подхода являются равенство усталостных свойств локальной модели и опасной зоны натурной конструкции; идентичность вида эксплуатационного разрушения натурной и стендового разрушения локальной модели. Соблюдение данных условий должно быть максимально возможным, учитывая тот факт, что локальный метод должен быть дешевым и быстрым настолько, чтобы быть использованным на начальной стадии проектирования и отработки конструкции, при исследовании влияния конструкторско-технологических факторов и т.п. Все допущения и упрощения при со-

здании модели и проведении испытаний необходимо стремиться осуществлять так, чтобы они шли в запас прочности.

Первый принцип обеспечивается максимально возможным воспроизведением реальных технологических процессов (учет влияния состояния поверхности, текстуры материала, размеров, концентрации, остаточных напряжений и т.п.). Тожественность приложенного нагружения опасной зоны и локальной модели в абсолютном понимании практически невозможно, поэтому необходимо воспроизводить те напряжения, которые вносят наибольший вклад в усталостной повреждение. Идентичность вида разрушения определяется подобием места зарождения и траектории распространения усталостных трещин.

Типичными опасными в смысле усталости зонами клепаных рам транспортных средств, состоящих из продольных тонкостенных балок – лонжеронов и поперечин, соединенных крепежом, являются: кромка полки лонжерона; стенка лонжерона с отверстием и заклепкой и др.; заклепочное соединение (рис. 2.6) [39].

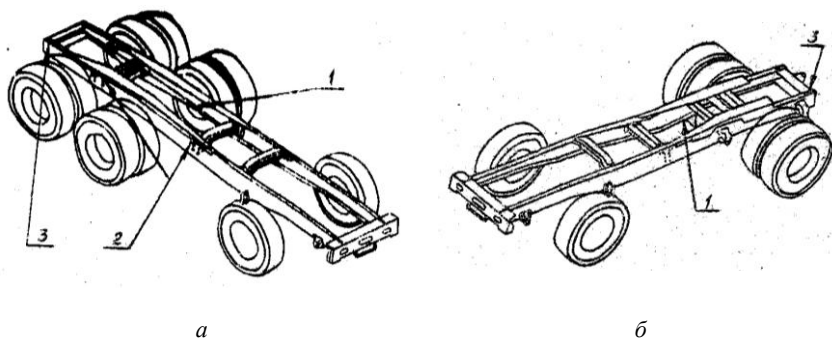


Рис. 2.6. Типичные зоны разрушения рам трехколесного *a* и двухколесного *б* автомобилей: 1 – кромка полки лонжерона; 2 – стенка лонжерона с отверстием и заклепкой; 3 – заклепочное соединение

Причем ресурс конструкций определяет разрушение несущего элемента, а не крепежа.

В данном разделе представлены результаты исследования первой зоны.

Тожественность приложенного нагружения для кромки полки лонжерона – тонкостенного стержня открытого профиля – и ло-

кальной модели кромки основана на допущении, что в зоне появления усталостных разрушений имеет место линейное напряженное состояние. Указанное допущение подтверждается анализом зоны разрушения лонжерона у переднего кронштейна задней рессоры. Усталостная трещина зарождается у нижней полки лонжерона (швеллера) и распространяется до длины 15...20 мм перпендикулярно кромке.

В сложной пространственной конструкции – раме – имеется несколько зон лонжерона, в которых на кромке может возникнуть усталостная трещина, в каждой из этих зон имеется свое распределение напряжений по ширине полки и по ее толщине. Например, при тензометрировании лонжерона рамы автомобиля МАЗ-64226 у заднего кронштейна передней рессоры на стенде при ее вертикальном, горизонтальном изгибах и кручении установлен сложный характер распределения напряжений (рис. 2.7) [39].

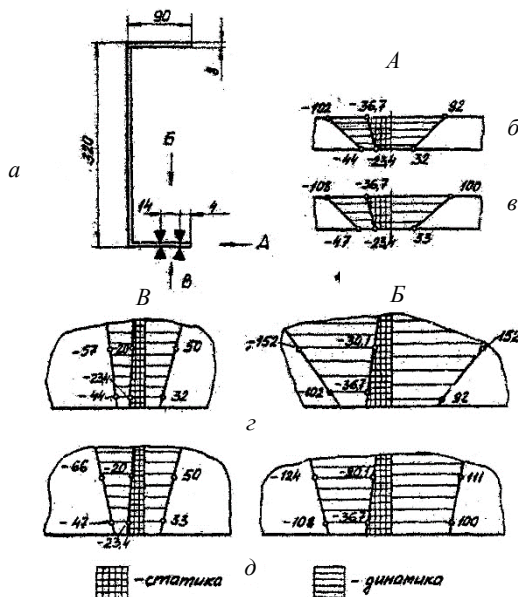


Рис. 2.7. Градиенты напряжений (МПа) по толщине и ширине полки лонжерона за задним кронштейном передней рессоры: а – сечение лонжерона; б, в – кручение рамы; г, д – кручение и горизонтальный изгиб рамы

Как видно на эпюрах, градиент напряжений как по ширине, так и по толщине полки является переменной величиной. Смоделировать указанный характер распределения напряжений вряд ли возможно и, по-видимому, нецелесообразно, поскольку в каждой зоне лонжерона проиллюстрированный характер распределения напряжений будет отличаться.

Известно [40], что при снижении относительного градиента напряжений до нуля, предел выносливости снижается. Таким образом, для получения характеристик сопротивления усталости с оценкой в запас прочности достаточно обеспечить циклическое нагружение (растяжение-сжатие) локальной модели кромки.

Анализ тензометрирования рамы на автомобилях и стенде, проведенного на Минском автозаводе в местах разрушений, свидетельствует, что коэффициент асимметрии нагружения R находится в интервале $-0,18 \dots -1,26$. Установленный диапазон R близок к требуемому для определения коэффициента чувствительности к асимметрии цикла ψ . Испытания локальных моделей проводили при $R_{\sigma} = 0$ и -1 .

Для обеспечения равенства прочностных свойств локальной модели кромки при ее изготовлении и натурной детали необходимо сохранить направление прокатки листа, а также воспроизвести реальные поверхности (пересечение поверхности листа после прокатки с поверхностью, полученной резкой на гильотинных ножницах или с кромкой проката), где в эксплуатационных условиях зарождаются усталостные трещины. Необходимо отметить, что в реальной конструкции возможны варианты кромок:

- пересечение прокатной поверхности с поверхностью, полученной резкой на гильотинных ножницах в зоне скола (шероховатость $Rz 80 \dots 10$);
 - то же в зоне смятия ($Rz 6,3 \dots 1,6$);
 - прокатная поверхность листа, переходящая в прокатную кромку (возможно при использовании проката мерной ширины).
- Наиболее опасным из вышеуказанных вариантов является первый.

Для максимального воспроизведения технологических процессов изготовления кромки предложен следующий способ изготовления образца. Он заключается в получении заготовки прямоугольного поперечного сечения путем воспроизведения технологических опе-

раций изготовления реальной конструкции – резки прокатного листа вдоль волокон на гильотинных ножницах. Затем на заготовке выполняют рабочую часть образца в виде шестиугольного сечения. Для чего диагонально-противоположные смежные грани заготовки срезают, сохраняя на двух других диагонально расположенных смежных гранях участки, длины которых в шестиугольном сечении не меньше глубины поверхностных слоев, получаемых в результате технологической обработки реальной конструкции. Данный подход основан на том, что в прямоугольном сечении усталостные трещины зарождаются от его кромок (на плоских гранях только при наличии в материале дефекта), а также на том, что в сечении конструкции без концентраторов напряжений до 90 % долговечности приходится на зарождение усталостной трещины.

Таким образом, для обеспечения условий зарождения и развития трещины, близких к реальной конструкции в образце, необходимо сохранить участки поверхностей, образующих кромку. Их ширина должна быть не меньше толщины поверхностного слоя, где имеют место структурные изменения, остаточные напряжения от сборки и т.п., характерные для реального техпроцесса. На рис. 2.8 изображен изготовленный данным способом образец [39].

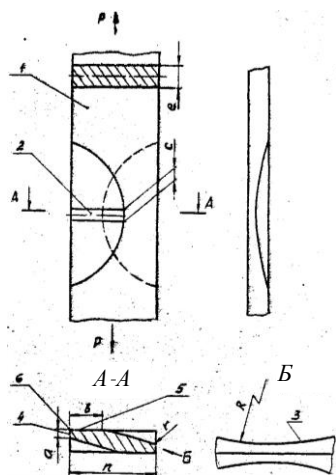


Рис. 2.8. Локальная модель кромки полки лонжерона:
 1 – захватная часть; 2 – рабочая часть; 3 – радиусные вырезы;
 4, 5, 6 – поверхности и кромка реальной конструкции

Усталостные испытания проводились на стандартной машине Schenk (ФРГ) с частотой 10 Гц. За критерий предельного повреждения принято полное разрушение образца. Подобие вида разрушения наблюдалось при анализе излома модели кромки и излома лонжерона натурной конструкции при стендовых испытаниях.

2.3. Рама карьерных самосвалов

В условиях эксплуатации рама карьерного самосвала воспринимает значительные нагрузки от массы установленных на ней агрегатов, перевозимого груза и неровностей дороги. Поэтому в последнее время наибольшее распространение получили жесткие сварные конструкции, состоящие из двух лонжеронов коробчатого сечения и нескольких поперечин [41].

Лонжероны рам карьерных самосвалов изготавливают из высокопрочной стали 10ХСНД с пределом текучести ~ 400 МПа. Они имеют переменную высоту, которая уменьшается в направлении передней и задней части. Такая конструкция позволяет распределить металл пропорционально нагруженности рамы и снизить ее общую массу. В свою очередь выбор коробчатой формы лонжеронов продиктован тем, что она позволяет обеспечить ему необходимые жесткостные характеристики как при изгибе, так и при кручении. Замкнутая форма также наиболее рациональна по материалоемкости. Эти преимущества проявляются в ней благодаря развитому моменту инерции замкнутого профиля.

Разрушения несущих конструкций существующих самосвалов происходит при пробеге от десятков тысяч до сотен тысяч километров в условиях постоянно повторяющегося технологического цикла, что дает основания полагать, что данные разрушения происходят из-за усталости конструкции. По результатам анализа эксплуатационных разрушений установлено, что усталостные трещины возникают в сварных швах и околошовных зонах. Общеизвестно, что сварное соединение обладает более низкими усталостными характеристиками, чем свариваемый металл. Следовательно, ресурс несущих конструкций самосвала в значительной степени определяется долговечностью их сварных швов.

Исследования напряженно-деформированного состояния рам карьерных самосвалов в условиях заводского полигона показали, что

при движении по неровной дороге конструкция испытывает пространственную динамическую деформацию в широкой полосе частот от 0,5 до 10 Гц, вызванную воздействиями от дороги и механическими колебаниями шасси самосвала. В результате на поверхности лонжеронов рамы формируется переменное двухосное напряженно-деформированное состояние, приводящее к усталостному разрушению в первую очередь в зонах сварных швов.

Задача данного исследования состояла в том, чтобы оценить в стендовых условиях долговечность различных типов угловых швов, используемых при сварке лонжеронов рамы. В описываемом эксперименте испытывались три образца с двумя типами угловых сварных швов: I – без разделки кромок с подкладкой и II – с разделкой кромки бокового листа (рис. 2.9).

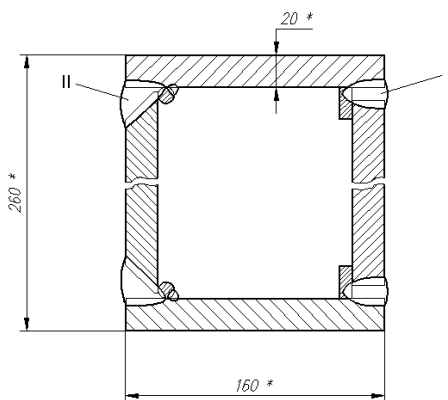


Рис. 2.9. Сечение рабочей зоны сварного образца – локальной модели лонжерона рамы карьерного самосвала

Образец имеет форму трубы прямоугольного сечения длиной 1300 мм, сваренной из листов металла угловыми швами разных типов. На концах трубы приваривались фланцы для закрепления и приложения крутящего момента на стенде. Толщина листов 20 мм, ширина и высота профиля 160 и 260 мм соответственно. Рабочей зоной сварных образцов являются угловые швы на всем своем протяжении, исключая места приварки фланцев и косынок, предназначенных для крепления образцов на стенде. Таким образом, образец

изготовлен из того же материала по такой же технологии и имеет такие же геометрические размеры (за исключением высоты профиля), что и лонжерон рамы карьерного самосвала.

При испытаниях образцов руководствовались следующими положениями и допущениями:

- накопление повреждений при циклическом нагружении в различных элементарных объемах по длине четырех сварных швов происходит независимо друг от друга, следовательно, увеличивается вероятность присутствия характерных для испытываемых сварных швов дефектов, автоматически учитывается статистический масштабный фактор;

- при обнаружении трещин в местах заделки допускался ремонт образца (заварка или укорочение) без влияния на другие поврежденные зоны шва.

Оценка НДС образца производилась методом конечных элементов (МКЭ) по величине номинальных эквивалентных напряжений на основе энергетической теории прочности (рис. 2.10). В конечно-элементной модели образца не учитывали геометрию швов, также как и при расчете НДС натурной рамы.

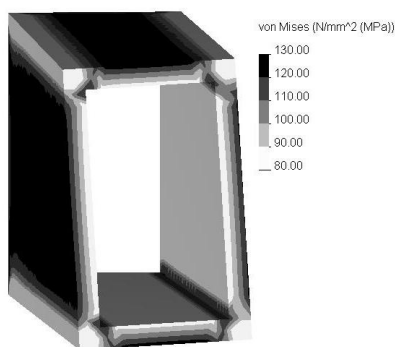


Рис. 2.10. Эпюра эквивалентных напряжений в сечении рабочей зоны образца

Расчет показал, что в рабочей зоне образцов наибольшие напряжения возникают на наружной поверхности листов. В зоне сварных швов эквивалентные и главные напряжения распределены неравномерно и изменяются в пределах $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 80 \dots 120$ МПа, $\sigma_1 = 50 \dots 70$ МПа.

Для верификации расчета проводили измерение напряжений методом тензометрии в зоне их равномерного распределения, т.е. на поверхности бокового листа образца на расстоянии 15 и 35 мм от кромки углового сварного шва. Расхождения с расчетом составили не более 3 %.

Результаты испытаний приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Циклическая долговечность моделей лонжерона рамы БелАЗ

№ образца	Количество циклов до предельного повреждения	Тип поврежденного углового шва	Характерные признаки изломов
1	5104600	с разделкой кромки бокового листа	Непровар корня шва глубиной 10 мм и смещение кромок на 4 мм
2	6855180	без разделки кромок с подкладкой	Непровар корня шва глубиной 14 мм
3	2910750	без разделки кромок с подкладкой	Усталостные трещины на краях углубления от скола поверхности металла площадью 8×8 мм

Выявлены следующие закономерности разрушений образцов. Во-первых, во всех случаях появления на поверхности усталостных трещин они зарождались в дефектах сварных швов, распространяясь затем в сплошном металле под углом 45° к оси образца, что обусловлено направлением действия главных напряжений, характерным для кручения (рис. 2.11).

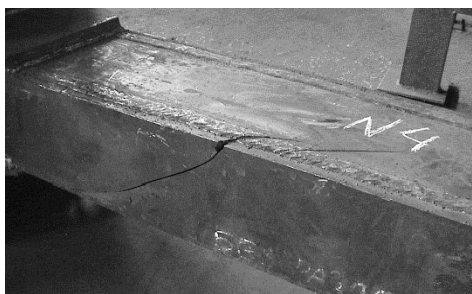


Рис. 2.11. Разрушение модели при стендовых испытаниях

Во-вторых, стадия макроразрушения (от появления усталостных трещин, видимых глазом, до достижения ими размеров в несколько сантиметров) протекала очень быстро, порядка 1 % от общей наработки. Быстрый рост трещин объясняется тем, что при появлении сквозной трещины (через всю толщину сечения листа) размыкается коробчатый профиль сечения образца, что приводит к перераспределению напряжений и их концентрации на концах трещины.

Разрушения лонжеронов с похожими признаками происходят и в эксплуатации (рис. 2.12).



Рис. 2.12. Повреждение левого лонжерона БелАЗ-7555В (после ремонта)

Анализ поверхностей изломов (рис. 2.13, 2.14) показал, что разрушения двух образцов с различными типами швов после наработки 5104600 и 6855180 циклов произошли в зоне непроваров корня шва на глубину 10 и 14 мм при толщине листа 20 мм.



Рис. 2.13. Поверхность излома сварного образца № 1 с угловыми швами с разделкой кромки бокового листа (непровар 10 мм)

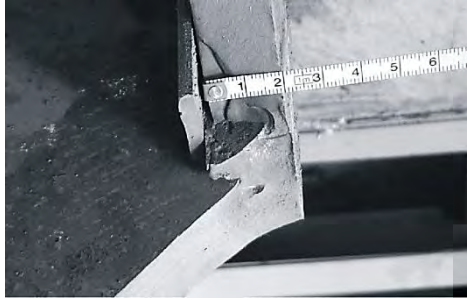


Рис. 2.14. Поверхность излома сварного образца № 2 с угловыми швами без разделки кромок (непровар 14 мм)

Повреждение третьего образца в виде усталостных трещин по краям скола небольшого кусочка металла 8×8 мм на наружной поверхности свариваемого металла в околошовной зоне было обнаружено после наработки 2910750 циклов нагрузки (рис. 2.15). Вероятно, в результате действия переменных напряжений произошел скол поверхности из-за дефекта структуры металла проката.



Рис. 2.15. Повреждение образца № 3 в результате испытаний (в реальном и увеличенном масштабе)

Таким образом, по результатам описанного эксперимента с учетом ранее проведенных испытаний образцов с другими характеристиками сечения можно сделать заключение, что циклическая прочность данных типов сварных швов не имеет явных отличий и равноценна с учетом рассеивания результатов испытаний. Долговечность угловых сварных соединений определяется прежде всего технологическими дефектами сварки.

Исходя из вышесказанного, для повышения долговечности лонжеронов рамы необходим комплексный подход, включающий в себя решение следующих основных задач на стадии проектирования и на стадии изготовления:

- оптимизация геометрии рамы с целью снижения уровня номинальных рабочих напряжений за счет более равномерного их распределения, исключение конструктивных концентраторов напряжений (пересечения швов, резкие изменения геометрии и т.п.) в нагруженных зонах сварных швов рамы, размещение сварных швов в менее нагруженных зонах;

- уменьшение количества и размеров дефектов сварки (особенно непроваров) в опасных зонах конструкции за счет совершенствования технологии изготовления сварных швов и применения методов неразрушающего контроля.

2.4. Рамы тракторных прицепов

В процессе эксплуатации транспортных средств несущие металлоконструкции подвергаются знакопеременным нагрузкам, что приводит к ослаблению связей в кристаллической решетке, снижению модуля упругости материала и, как следствие, зарождению и распространению усталостных трещин. Поэтому понятно, что оценка усталостного повреждения, в частности, регистрация моментов зарождения макротрещин и достижения предельного состояния конструкции в процессе стендовых испытаний имеет большое значение.

Методов такой оценки, основанных на прочностных, деформационных и физических критериях, разработано немало, однако большинство их связано с нарушением поверхности образца, проведением дополнительных исследований, применением сложной измерительной аппаратуры. Между тем есть достаточно доступный

способ оценить усталостное повреждение узлов металлоконструкций на любом этапе стендовых испытаний. Он основан на критерии «повреждающая энергия».

Как известно, процесс усталостного разрушения по величине энергии в процессе деформации можно разделить на три этапа: накопление повреждений (энергия деформации снижается незначительно), насыщение (энергия не меняется), развитие макротрещин (энергия резко падает). Следовательно, подвергая испытываемую конструкцию знакопеременной нагрузке на испытательной установке, о степени усталости материала можно судить по изменению мощности, потребляемой электродвигателем установки: она прямо пропорциональна энергии разрушения.

Вышеописанный подход апробирован на примере стендовых испытаний сварных узлов рамы полуприцепа ОЗП-9554 [42]. Образец (рис. 2.16) представляет собой часть рамы и содержит два участка 6 лонжеронов (швеллер № 27, сталь 3) и штампованную поперечину 5 (180X120X4 мм, сталь 09Г2).

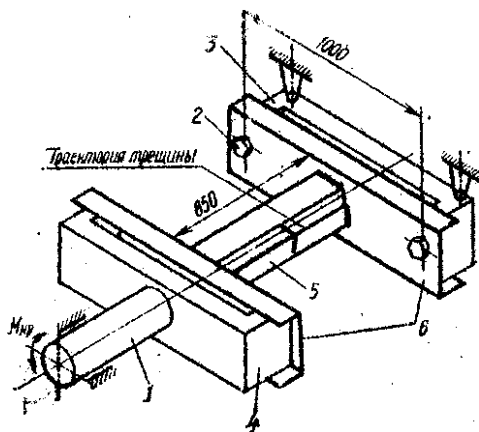


Рис. 2.16. Схема нагружения локальной модели рамы

Испытания проводятся при многокомпонентном нагружении, причем лонжероны работают на изгиб в вертикальной и горизонтальной (от деформации конечных сечений поперечины) плоскостях; поперечина – на кручение. Образец крепится одним лонжероном к неподвижному кронштейну 3 болтами 2 и вторым – к по-

движному кронштейну 4. Оба кронштейна П-образные, позволяющие лонжеронам изгибаться в вертикальной и горизонтальной плоскостях в пролетах между болтами 2. Крутящий момент создается силовозбудителем (кривошипно-коромысловый механизм с электродвигателем постоянного тока) и передается на образец через вал 1, жестко связанный с кронштейном 4. Для плавного регулирования скорости вращения вала электродвигателя используется тиристорный агрегат, содержащий блок стабилизации частоты. Режим нагружения образца выбирается при помощи тензодатчиков и комплекта регистрирующей аппаратуры.

В таких условиях исследовался процесс накопления усталостного повреждения в узлах рам при «жестком» нагружении на различных уровнях начальных напряжений и были получены диаграммы изменения потребляемой мощности электродвигателя по числу циклов нагружения – вплоть до предельного состояния материалов, элементов модели. При этом напряжение на электродвигателе и частота нагружения образца поддерживались постоянными, благодаря чему мощность электродвигателя являлась линейной функцией тока. Момент зарождения макротрещин фиксировался по показаниям амперметра, включенного в цепь якоря электродвигателя или реле минимального тока, соединенных со средствами сигнализации – световым табло, электрическим звонком и др. Например, на рис. 2.17 приведена схема автоматической регистрации усталостной трещины по звуковому сигналу.

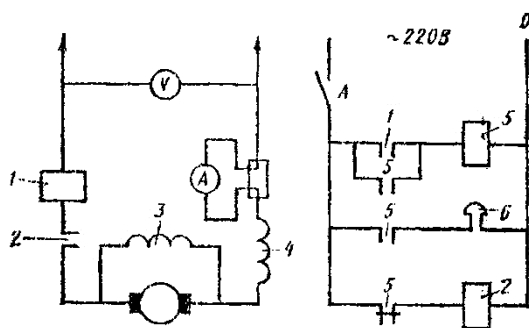


Рис. 2.17. Схема регистрации момента появления усталостной трещины:
 1 – реле минимального тока; 2 – контактор; 3 и 4 – обмотки возбуждения;
 5 – промежуточное реле; 6 – электрический звонок

Здесь в цепь якоря электродвигателя испытательного стенда включено реле 1 минимального тока, настраиваемое в период испытаний образца, соответствующий концу этапа «насыщения». В этот момент в образце появляется усталостная макротрещина, следовательно, начинает снижаться мощность (ток), потребляемая электродвигателем, что приводит к срабатыванию реле. Замыкающий контакт последнего включает промежуточное реле 5, которое через контактор 2 отключает электродвигатель стенда и включает электрический звонок 6.

Рассмотренный метод, как показывает опыт, имеет высокую диагностическую эффективность, позволяет автоматизировать процесс стендовых испытаний узлов металлоконструкций на усталость.

2.5. Рессоры грузовых автомобилей

Оценка некоторых характеристик сопротивления усталости рессор может быть приведена путем испытаний пакетов листов [1]. В описываемом эксперименте объект испытаний представлял собой основную заднюю рессору самосвала МАЗ без первых трех листов (листы №№ 4...13). Количество листов ограничивалось мощностными характеристиками испытательной машины. Использование пакета позволило повысить частоту нагружения до 400 циклов в минуту, при этом условия работы листов остаются близкими к реальным (сохраняется межлистовое трение, контактные напряжения и т.д.).

Для проведения испытаний была разработана и изготовлена специальная оснастка (рис. 2.18).

Первая основная партия (шесть пакетов) испытывались при коэффициенте асимметрии по нагрузкам $r_{p1} = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} = 0,3$. Вторая дополнительная партия (три пакета) испытывалась при $r_{p2} = 0,235$ для определения коэффициента чувствительности материала рессорных листов к асимметрии нагружения.

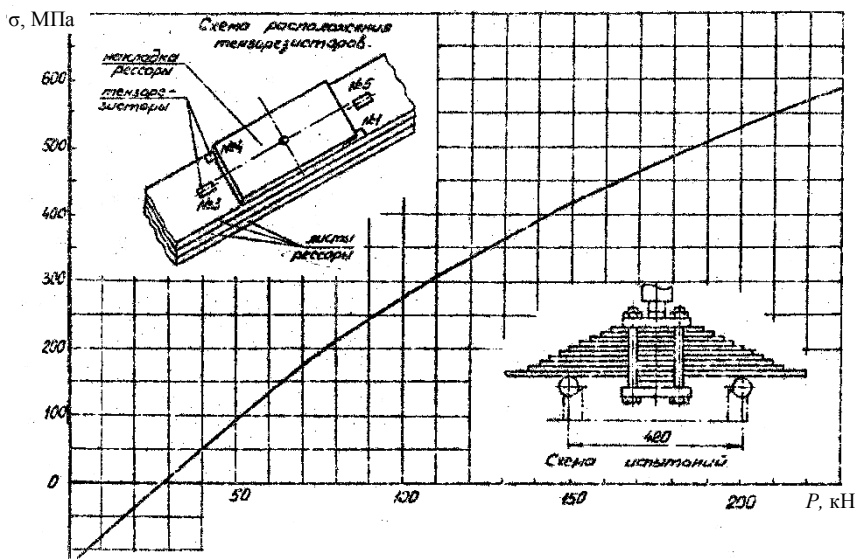


Рис. 2.18. Схема испытаний и измерений пакетов рессорных листов

Испытания велись в диапазоне максимальных нагрузок 160...220 кН до разрушения одного из листов. Действующие напряжения фиксировались с помощью тензорезисторов, которые наклеивались в опасной зоне на контактирующем с накладкой рессорном листе. Все разрушения происходили в зоне выхода листов из-под накладки, поэтому за расчетные напряжения принимались средние значения показаний датчиков. Перед испытанием каждого пакета выполнялась статическая и динамическая тарировка датчиков. По полученной зависимости $\sigma = f(P)$ определялись коэффициенты асимметрии циклов по напряжениям.

Результаты усталостных испытаний пакетов рессорных листов приведены на рис. 2.19. Экспериментальное значение коэффициента чувствительности к асимметрии нагружения составило $\psi_{\sigma} = 0,33$. Для удобства последующего анализа осуществлено приведение результатов к отнулевому циклу напряжений по уравнению [37]

$$\sigma_{0i} = \sigma_i - V_0 \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{N_i \sigma_i}{Q_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}. \quad (2.2)$$

Среднеквадратическое отклонение пределов выносливости определялось по формуле

$$S = \sqrt{\frac{\sum (\sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_0)^2}{n-1}}. \quad (2.3)$$

С использованием уравнений (2.2), (2.3) вычислены параметры сопротивления усталости, которые представлены на рис. 2.19 и сведены в табл. 2.2.

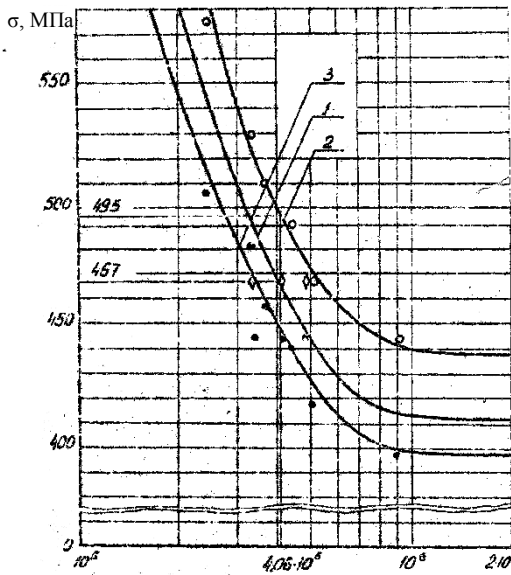


Рис. 2.19. Кривые усталости пакетов рессорных листов: 1, 2 – при постоянных коэффициентах асимметрии нагрузок 0,235 и 0,3 соответственно; 3 – при постоянном коэффициенте асимметрии напряжений ($R = 0$)

Таблица 2.2

Характеристики сопротивления усталости пакетов рессорных листов при отнулевом цикле напряжений

σ_0	95%-е доверительные интервалы σ_0	S	95%-е доверительные интервалы S	V_0	Q_0
МПа					
398	387...409	14,1	9,5...27,0	717	$64,8 \cdot 10^6$

Вышеперечисленные характеристики дают возможность при известных законах распределения нагруженности выполнять вероятностные расчеты долговечности рессор.

2.6. Совершенствование конструкций и технологий их изготовления

По результатам испытаний и моделирования можно установить первопричины отказов и предложить мероприятия по повышению работоспособности конструкций.

2.6.1. Пластинчатые упругие элементы

Наиболее характерным примером многоэлементных конструкций, повышение служебных характеристик которых является чрезвычайно актуальной проблемой в связи с их низкой долговечностью и большой металлоемкостью, являются рессорные подвески [1].

Для повышения плавности хода машины за счет увеличения изгибной податливости упругого элемента предложена следующая конструкция (рис. 2.20) [43].

Пластинчатая рессора имеет продольный профиль балки равного сопротивления изгибу, работающей в плоскости наибольшей жесткости, и состоит из полотна 1, переходящего в два подковообразных участка 2 с радиусом R, и прямолинейных полок 3 с ушками 4. Полотно 1 средней частью крепится к оси транспортного средства. На концах полок выполнены приспособления (ушки) для крепления рессоры к раме транспортного средства.

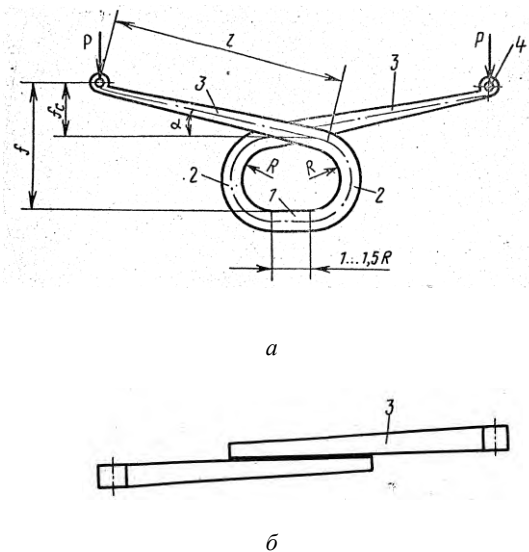


Рис. 2.20. Пластинчатая рессора: *a* – вид сбоку; *б* – вид сверху

Радиус кривизны R подковообразной части выбирается равного половине максимального рабочего прогиба рессор f из расчета, что при реализации этого прогиба в эксплуатационных условиях ось и рама транспортного средства соприкасаются. Полки могут быть расположены как параллельно полотну, так и под углом α , равным до 15° к полотну. Частота собственных колебаний подрессоренной массы зависит от статического прогиба f_c , соответствующего нагрузке на подвеску от веса транспортного средства. Чем больше статические прогибы, тем меньше частота колебаний и выше плавность хода. Однако большой статический изгиб передней подвески оказывает влияние на привод рулевого управления и безопасность движения, а также увеличивает максимальные напряжения в рессоре. Исходя из этого, и других компоновочных соображений, прогиб рессор для подвесок автомобилей преимущественно находится в пределах 15-25 см.

Для предлагаемой рессоры прогиб определяется по зависимости

$$f = \frac{P l^3}{3EI} + \frac{\pi P R l^2}{2EI} + \frac{\pi P R^3}{2EI} + \frac{4 P l R^2}{EI}, \quad (2.4)$$

где E – модуль упругости материала рессоры;
 I – момент инерции сечения;
 P – вертикальная нагрузка на конец рессоры;
 R – радиус изгиба подковообразной части;
 l – длина полки.

Расчет прогибов пластинчатой рессоры по формуле (2.4) в зависимости от длины полки l показывает, что для обеспечения вышеуказанных прогибов в пределах $f = 15-25$ см из условия максимальных статических нагрузок на шины необходимая расчетная длина полки предлагаемой рессоры должна находиться в пределах $l = 3 \dots 6 R$. Длина полотна из расчета крепления его прямолинейным участком к оси транспортного средства должна составлять не менее $1 \dots 1,5 R$.

Рессора работает следующим образом. Под действием вертикальной силы полки 3 одновременно с подковообразными участками 2 получают деформацию (прогиб) вниз или вверх в зависимости от направления действия вертикальной силы. Суммарная деформация (прогиб) пластинчатой рессоры алгебраически складывается из прогибов и поворотов полки 3 , полотна 1 , а также вследствие искривления упругой линии подковообразного участка 2 и поворота его сечений. Продольные и поперечные силы, действующие на подвеску, воспринимаются консольными концами.

Составная пластинчатая рессора (рис. 2.21) работает аналогично, а крепление разъемного полотна к оси транспортного средства производится с помощью накладки 6 и болтов 7 .

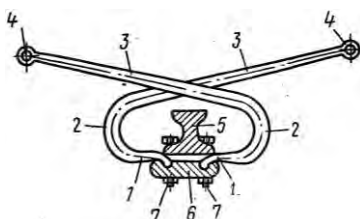


Рис. 2.21. Составная пластинчатая рессора

Составная пластинчатая рессора более технологична в изготовлении.

В целях повышения плавности хода транспортного средства путем демпфирования продольных колебаний предложена следующая конструкция (рис. 2.22) [44].

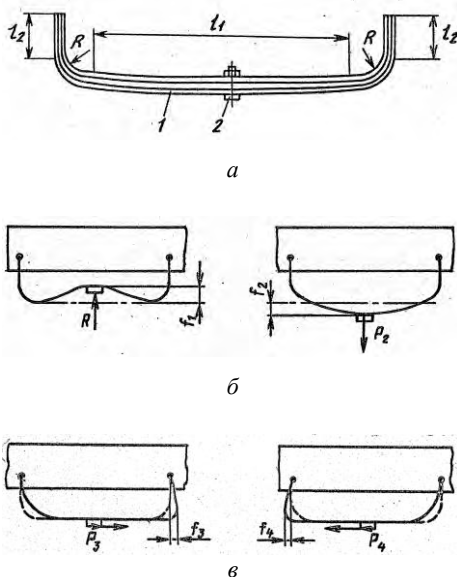


Рис. 2.22. Рессора с вертикальными концами листов: *а* – вид сбоку; *б* – схема нагружения вертикальной силой; *в* – схема нагружения продольной силой

Листы рессоры имеют среднюю часть длиной l_1 и консольные концы длиной l_2 , сопряженные по радиусу R . Длина l_2 консольных концов выбирается в зависимости от требуемой жесткости подвески в продольном направлении по следующим зависимостям:

$$C = \frac{1}{\delta} \cdot \frac{E n b h^2}{4 l_2^3}; \quad l_2 = \sqrt[3]{\frac{E n b h^2}{4 \delta C}} \quad (2.5)$$

где C – жесткость конца рессоры;

δ – коэффициент увеличения прогиба рессоры;

E – модуль упругости ($2,1 \cdot 10^5$ МПа);

n – число листов рессоры;
 b – ширина листов;
 h – высота листов;
 l – длина концов.

Продольный прогиб концов определяется по зависимости

$$f_{\text{пр}} = \delta \cdot \frac{2PL_2^3}{Enbh^3}, \quad (2.6)$$

где P – продольная сила, действующая на рессору.

Подвеска работает следующим образом. При действии вертикальной нагрузки P_1 или P_2 на ось транспортного средства рессора получает прогиб f_1 или f_2 в зависимости от направления нагрузки, соответственно прогибы f_3 и f_4 для продольных нагрузок P_3 , P_4 . Возможность получения последних позволяет снизить ускорения от колебаний транспортного средства в горизонтальной плоскости. Компенсация изменения длины рессор, связанного с прогибом, производится за счет изменения радиуса сопряжения консольных концов и их податливости.

2.6.2. Тросовые элементы подвесок

Поиск более надежных и экономичных упругих элементов привел к использованию тросов в подвесках машин. При этом, также как и в листовых рессорах, эволюция конструкций шла по пути от линейной упругой характеристики к нелинейной.

На рис. 2.23 изображен один из вариантов тросовой рессоры переменной жесткости [45].

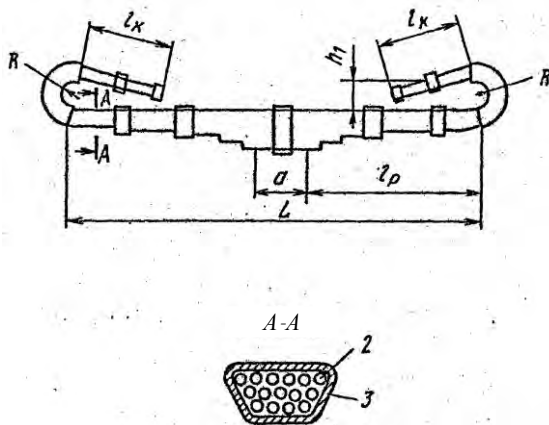


Рис. 2.23. Тросовая рессора транспортного средства

Рессора 1 выполнена в виде пакета стальных тросов 2, обжатых по длине хомутами 3, средней частью жестко закрепленных на балке оси колес, а концами – как обычно на раме. При этом концы загнуты в виде петли один навстречу другому на кронштейнах, выполненных в виде криволинейных направляющих, а прямолинейные участки упомянутых концов наклонены к горизонтали под углом 10-30°. Тросы, образующие рессору, выполнены разных размеров, равномерно увеличивающихся от оси транспортного средства к его раме.

Благодаря трению отрезков тросов друг о друга и составляющих их проволок осуществляется интенсивное рассеивание энергии и эффективное гашение колебаний подрессоренной массы транспортного средства. При достижении рессорой определенного прогиба в контакт с рабочими участками l_p вступают участки l_k концов, при этом увеличивается жесткость упругой характеристики подвески, т.е. она приобретает прогрессивный вид. При работе автомобиля без груза, как правило, подвеска получает прогиб на участке характеристики до включения концов. По величине получаемого технического эффекта предлагаемая конструкция подвески равнозначна применяемой подвеске с дополнительными рессорами (подрессорниками), однако это достигается более просто и с меньшими материальными затратами.

Изобретением признан также нижеследующий вариант конструкции (рис. 2.24) [46].

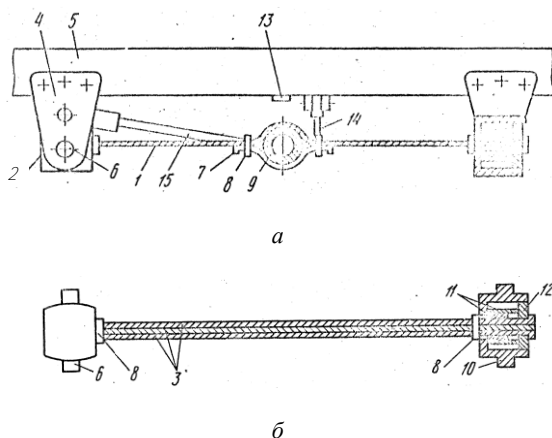


Рис. 2.24. Подвеска транспортного средства: а – вид сбоку; б – вид сверху

Подвеска транспортного средства содержит рессору 1, состоящую из упругих элементов 2, соединенных между собой тросами 3. Упругие элементы 2 установлены в кронштейнах 4 рамы 5 транспортного средства с возможностью поворота относительно осей 6. Средней частью рессора 1 с помощью скобы 7 и хомутов 8 крепится к балке оси транспортного средства 9. Упругий элемент 2 состоит из гильзы 10, в которую помещены отрезки троса 11 различной длины, и подвижного поршня 12 с закрепленными в ней тросами 3.

Под воздействием вертикальных нагрузок тросы 3 получают натяжение и через подвижный поршень 12 воздействуют на отрезки тросов 11, которые в результате этого воздействия получают продольный изгиб и за счет уменьшения расстояния между подвижным поршнем 12 и дном гильзы 10 позволяют тросам 3 получить прогиб на величину, пропорциональную приложенной силе. При снятии нагрузки с тросов 3, они вместе с подвижным поршнем 12 возвращаются в исходное положение за счет упругости отрезков тросов 11. Демпфирование колебаний происходит как за счет трения между отрезками тросов, так и между проволоками одного троса, при этом оно значительно эффективнее, чем трение в монолитных

рессорных листах. Вертикальный ход оси 9 вверх ограничивается упором ее в буфер 13 рамы 5. Поперечные и продольные силы, действующие на подвеску в условиях эксплуатации, воспринимаются реактивными штангами 14 и 15.

Эффект достигается за счет улучшения упругой характеристики подвески, что в конечном счете приводит к улучшению плавности хода и увеличению производительности транспортных средств, а также снижению металлоемкости.

2.6.3. Способ изготовления осей прицепов

Одним из эффективных путей повышения ресурса конструкций является наведение в них исходного распределения напряжений и деформаций, альтернативного воздействию внешних нагрузок. Способ изготовления штампосварного картера ведущего моста грузового автомобиля под нагрузкой признан изобретением [47]. Другим примером реализации данного подхода является способ изготовления осей прицепов (рис. 2.25) [48, 49].

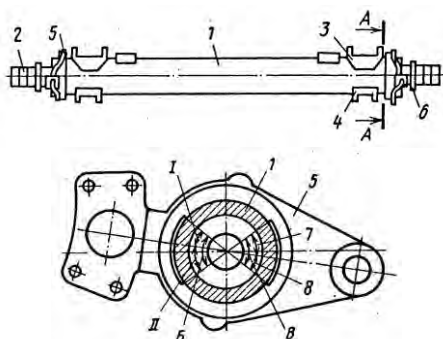


Рис. 2.25. Балка оси тракторного прицепа

К балке 1, выполненной из заготовки трубчатого сечения с обжатями и обработанными по концам цапфами 2, с приваренными к ней деталями с продольным расположением швов (рессорные площадки 3, подкладки стремянок 4 и другие детали) и находящейся в свободном состоянии, приваривают тормозные суппорты 5 и кольца сальников 6 участками 7 секторов Б и В, расположенными выше

нейтральной линии при вертикальном изгибе балки 1. Затем ось нагружают изгибающим моментом, равным изгибающему моменту от номинальной статической нагрузки 60 кН, действующей на ось в эксплуатации, и в напряженном состоянии последней осуществляют приварку тормозных суппортов 5 и колец сальников 6 участками 8 секторов Б и В, расположенными ниже нейтральной линии при вертикальном изгибе балки 1. Длина секторов Б и В приварки тормозных суппортов 70 мм, колец сальников 40 мм, а участков секторов, расположенных выше и ниже нейтральной плоскости, соответственно 35 и 20 мм.

После охлаждения балки до температуры 400°C (для стали температура начала рекристаллизации 450-500°C) нагрузку снимают. В процессе сварки происходит пластическая деформация металла, снимающая действующие в этих зонах растягивающие напряжения от действия изгибающего момента.

При охлаждении сварные швы находятся под нагрузкой, а затем при ее снятии в зонах сварных швов балки наводятся напряжения, равные по величине и обратные по знаку напряжения от действия на ось статической нагрузки. На рис. 2.26 и в табл. 2.3 дано распределение действующих напряжений в балке в околошовной зоне приварки тормозных суппортов.

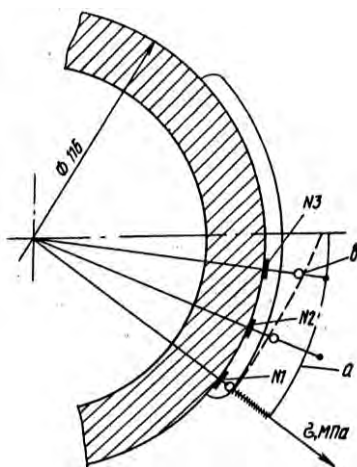


Рис. 2.26. Эпюры напряжений на поверхности балки оси:
а – серийный вариант изготовления; б – сварка под нагрузкой

Таблица 2.3

Напряжения (МПа) на поверхности балки
в околошовной зоне приварки тормозного суппорта

Датчик	Способ изготовления оси	
	без приложения нагрузки	предлагаемый
1	124	6
2	185	38
3	145	83

Анализ данных показывает, что при изготовлении оси по предлагаемому способу для наиболее опасной зоны оси, т.е. в начале сварных швов, соединяющих тормозные суппорты с нижней половины балки (зона датчика 1), напряжение растяжения почти на 120 МПа ниже.

Кроме вышеописанных способов изготовления, прошедших экспериментальную проверку, можно предложить для внедрения на практике и другие методы наведения сжимающих напряжений и приближения к равнопрочности картеров и балок осей, в частности: установка распорных элементов с натягом в центральное отверстие картера; использование регулируемых соединений опор дифференциала с картером; переменное сечение балок; локальная термообработка или применение комбинированных материалов, в т.ч. цветных сплавов.

3. СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

Стендовые испытания натуральных деталей и узлов проводятся на стадии доводки конструкций в целях выявления их «слабых мест», определения характеристик прочности и долговечности, сравнительной оценки различных вариантов и прогнозирования ресурса в условиях эксплуатации. Методологически они подразделяются на два основных вида: испытания при регулярном нагружении (с постоянными параметрами цикла) и при нерегулярном нагружении (с переменными параметрами цикла) [50]. Последний отличается более точным воспроизведением реальных спектров нагружения и, соответственно, достоверностью оценок. Вместе с тем, возрастают длительность и затраты на испытания. Для их снижения исследуются взаимодействующие факторы, которые можно упростить и использовать для создания методик ускоренных испытаний.

3.1. Метод ускорения усталостных испытаний при случайном нагружении

Пределы форсирования режимов нагружения при стендовых испытаниях на усталость устанавливаются, как правило, из условия сохранения закономерностей накопления повреждений и разрушения исследуемых конструкций. В данном разделе рассматривается метод испытаний [51-52], базирующийся на воспроизведении реальных спектров нагружения и обеспечивающий высокий коэффициент ускорения при соблюдении достоверности и объективности результатов эксперимента.

Задаем исходным режимом нагружения, представляющим собой совокупность реализаций случайных процессов (рис. 3.1), записанных в наиболее напряженном сечении и в достаточной мере охватывающих типовые условия эксплуатации конструкции.

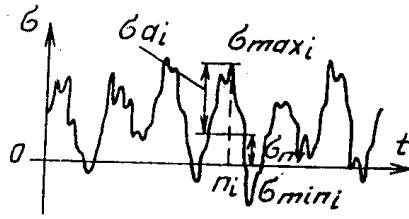


Рис. 3.1. Фрагмент случайного процесса нагружения конструкции

Эта совокупность состоит из нерегулярной последовательности полупикулов, каждый из которых определяется средним значением и амплитудой напряжения:

$$\sigma_{mi} = \frac{\sigma_{max i} + \sigma_{min i}}{2}; \quad \sigma_{ai} = \frac{|\sigma_{max i}| - |\sigma_{min i}|}{2}. \quad (3.1)$$

В начале испытания из исходной последовательности исключаются полупикулы с напряжениями, лежащими ниже начальной линии $A_i - B_i$ диаграммы предельных амплитуд, построенной по результатам испытаний при регулярном нагружении и описывающей влияние асимметрии нагружения и снижения пределов выносливости в зависимости от дефектности (рис. 3.2).

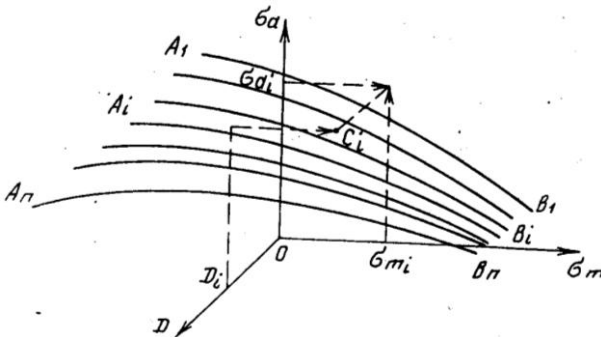


Рис. 3.2. Диаграммы предельных амплитуд

В процессе нагружения в нескольких сечениях исследуемой детали измеряются параметры, прямо или косвенно характеризующие ее степень повреждения. Такими параметрами могут быть локальные деформации, энергия гистерезиса, геометрические размеры дефектов и т.п. В зоне с максимальной скоростью накопления усталостных повреждений с помощью датчиков регистрируются амплитуда σ_{ai} и среднее напряжение σ_{mi} . В случае несовпадения места разрушения с зоной регистрации в эксплуатации наибольших нагрузок производится аналитический пересчет напряженно-деформированного состояния от одного сечения к другому. Полученные значения σ_{ai} и σ_{mi} сопоставляются с предельными значениями в рассматриваемый момент времени, соответствующий достигнутой степени повреждения. Если точка C_i находится ниже линии $A_i - B_i$, значит, рассматриваемый полуцикл является неповреждающим, и он исключается из программы нагружения, соответственно исключается и время его действия.

В случае превышения точки C_i предельной линии $A_i - B_i$ амплитуда σ_{ai} при данном σ_{mi} вносит усталостное повреждение, и такой полуцикл остается в программе. Поскольку при таком «отфильтровывании» малых напряжений уменьшается крутизна перехода между остающимися экстремумами, появляется возможность увеличения частоты нагружения (рис. 3.3) при сохранении механизма разрушения, в частности при обеспечении независимости функции «нагрузка-деформация» от скорости приложения силовых факторов, а также температуры разогрева опасного сечения ниже 50°C .

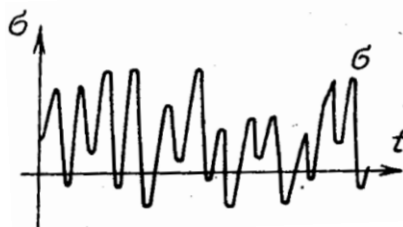


Рис. 3.3. Фрагмент процесса нагружения конструкции после «фильтрации» неповреждающих полуциклов

Исходная магнитограмма действующих нагрузок соответствует определенной наработке t конструкции в эксплуатации, выраженной в моточасах, километрах пробега и т.д. Она должна статистически полно представлять типовые режимы функционирования машины. В этом случае стендовые испытания проводятся путем многократного повторения эквивалентных блоков нагружения, а усталостная долговечность T определяется перемножением числа блоков λ до предельного состояния детали на эквивалент t .

$$T = \lambda t. \quad (3.2)$$

Весь процесс анализа эксплуатационной нагруженности, формирования ускоренных режимов стендовых испытаний и оценки усталостной долговечности реализуется с помощью пакета прикладных программ на серийной испытательной технике с управлением от ЭВМ (рис. 3.4).

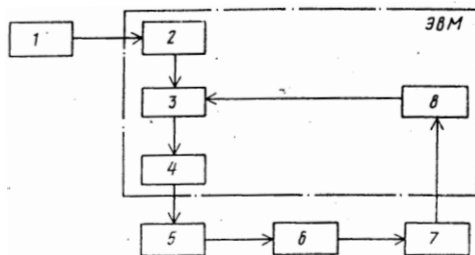


Рис. 3.4. Схема управления испытаниями при нерегулярном нагружении

Исходный режим через блок 1 ввода данных передается в ЭВМ, где в блоке 2 последовательно определяются текущие значения амплитуды σ_{ai} и среднего напряжения σ_{mi} каждого полупериода. Соответствующие электрические сигналы поступают в микропроцессор 5, который управляет испытательным стендом (на схеме не показан). Одновременно проводят измерения степени повреждения исследуемого объекта 6 с помощью датчиков 7, на основе чего в блоке 8 определяется соответствующая линия предельных амплитуд. В блоке 3 текущие и предельные напряжения сравниваются,

результат передается в блок 4, где происходит исключение из программы нагружения неповреждающих полциклов.

Данные экспериментальных исследований показали следующие преимущества предлагаемого способа. Испытано две партии по 15 моделей оси прицепа из стали 40Х. В качестве исходного режима принята магнитограмма нагруженности деталей автомобиля МАЗ, соответствующая дороге с бульжным покрытием и содержащая 25440 экстремумов. Абсолютные максимум и минимум напряжений в спектре ± 868 МПа. Предел выносливости модели при симметричном цикле 460 МПа, при отнулевом цикле 379 МПа, коэффициент чувствительности к асимметрии нагружения 0,28. Число повреждающих экстремумов, лежащих выше первоначальной линии предельных амплитуд, составляет 130. Частота нагружения 15 Гц. Результаты испытаний приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Результаты испытаний моделей оси прицепа

Наименование показателя	Способ испытаний	
	копирование эксплуатационного процесса	предлагаемый, ускоренный
Среднее число блоков до разрушения	132	147
Средняя продолжительность испытаний, час	13,2	4,9

Сравнение данных с помощью статистических критериев показывает, что циклическая долговечность моделей из стали 40Х при копировании эксплуатационного процесса и ускоренном испытании по предлагаемому способу относится к одной генеральной совокупности, т.е. различие результатов статистически незначимо, а коэффициент ускорения составляет 2,7.

3.2. Определение уровня неповреждающих напряжений при ускоренных испытаниях

Наиболее точное представление о работоспособности новой конструкции достигается испытанием ее под действием спектра эксплуатационных нагрузок. Одним из основных требований при разработке программ таких испытаний является сокращение времени, что достигается исключением из реальных процессов нагружения низких, неповреждающих напряжений и увеличением интенсивности высоких нагрузок, не превышающих максимальных эксплуатационных значений для того, чтобы избежать недопустимых пластических деформаций [53].

Экспериментальное определение уровня неповреждающих напряжений – процесс длительный и дорогостоящий. Поэтому требуются расчетные методы, позволяющие определить его с достаточной точностью перед составлением программы ускоренных испытаний. Должны быть учтены характеристики сопротивления усталости конструкции в наиболее опасных зонах и особенности условий нагружения, т.е. формы случайных спектров.

В работе [54] изложен метод определения уровня неповреждающих напряжений с использованием критерия зарождения усталостной трещины. Недостатки этого метода – использование процедуры приведения асимметричных циклов к эквивалентным по повреждению с постоянным коэффициентом асимметрии без учета свойств конкретного материала; отсутствие зависимости между величиной отбрасываемых напряжений и составом нагрузочного спектра; применение линейной гипотезы суммирования повреждений, которое при анализе случайных процессов нагружения, как показывают экспериментальные данные, может давать значительное завышение расчетной долговечности. Такая программа испытаний не учитывает кинетику усталостного повреждения, т.е. подключение к повреждению изначально неповреждающих циклов.

Поэтому необходимо разработать методику расчетного определения уровня неповреждающих напряжений при случайном нагружении, учитывающую следующие аспекты:

- асимметрию нагружения по свойствам конкретных материалов;

– зависимость повреждающего действия нагрузочного спектра от его формы;

– кинетику усталостного повреждения, т.е. подключение к повреждению циклов напряжений ниже исходного предела выносливости;

– исключение неповреждающих циклов процесса с сохранением последовательности эксплуатационных циклов.

Для решения данной задачи предлагается использовать [45]:

– схематизацию случайных процессов нагружения методом «потоков дождя»;

– приведение асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным как выше, так и ниже исходного предела выносливости;

– исключение из процесса случайного нагружения циклов, повреждающее действие которых считается незначительным, с сохранением основной последовательности циклов;

– суммирование усталостных повреждений, учитывающее подключение по мере роста повреждения изначально неповреждающих циклов напряжений.

Применение метода «потоков дождя» основано на том, что он имеет достаточное число теоретических и экспериментальных подтверждений достоверности. Существуют различные алгоритмы выполнения схематизации по этому методу, дающие одинаковые результаты, а разница заключается лишь в простоте и удобстве реализации отдельных элементов того или иного алгоритма. Нами использован «четырёхточечный» алгоритм метода «потоков дождя», который детально изложен в работе [55].

Приведение асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным, с величиной выше исходного предела выносливости, выполняется с использованием следующего выражения [56]:

$$\sigma_{\text{э}i} = \sigma_{-1} + b(\sigma_{\text{max}i} - \sigma_R), \quad (3.3)$$

где σ_{-1} – предел выносливости опасной зоны конструкции при симметричном нагружении ($R = -1$);

$\sigma_{\max i}$ – максимальное напряжение текущего цикла процесса нагружения;

σ_R – предел выносливости для i -того цикла с коэффициентом асимметрии R ;

$$b = \frac{\nu_2}{\nu_R} = 1 / \left[\frac{\nu_1}{\nu_2} + \left(\frac{\nu_1}{\nu_2} - 1 \right) \cdot R \right] \text{ – параметр уравнения;}$$

ν_2 – угол наклона кривой усталости при симметричном цикле нагружения;

ν_1 – угол наклона кривой усталости при отнулевом цикле нагружения.

В случае, когда величина выделенного цикла ниже исходного предела выносливости, приведенная эквивалентная амплитуда при симметричном цикле рассчитывается по формуле [57]

$$\sigma_{\Delta i} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_R} \sigma_{\max i} \quad (3.4)$$

В машиностроении достаточное распространение получила диаграмма предельных амплитуд Кинасошвили-Серенсена [58]

$$\sigma_a = \sigma_{-1} + \Psi \cdot \sigma_m \quad (3.5)$$

где σ_a , σ_m – соответственно предельная амплитуда и среднее напряжение цикла при соответствующем значении R ($\sigma_R = \sigma_a + \sigma_m$);

Ψ – коэффициент чувствительности к асимметрии нагружения.

После подстановки уравнения (3.5) в выражения (3.3) и (3.4) они принимают следующий вид:

$$\sigma_{\Delta i} = b \sigma_{\max i} - (ab - 1) \sigma_{-1} \quad (3.6)$$

$$\sigma_{\Delta i} = \frac{\sigma_{\max i}}{a} \quad (3.7)$$

где $a = 2 / (2 - (1 - \psi) \cdot (1 + R))$ – параметр, характеризующий изменение величины предела выносливости при переходе от симметричного цикла напряжений к циклу с коэффициентом асимметрии R .

Ниже представлен алгоритм приведения асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным (рис. 3.5).

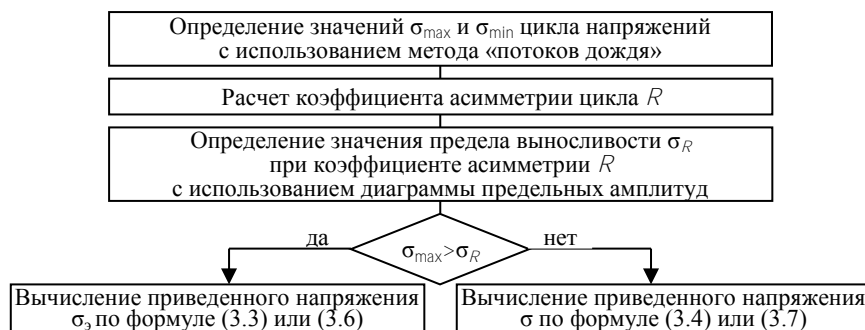


Рис. 3.5. Алгоритм приведения асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным

Алгоритм удаления из процесса случайного нагружения неповреждающих напряжений $\sigma_{\text{нп}}$ представлен на рис. 3.6. Обозначим N – число диапазонов, на которое разбивается размах напряжений случайного процесса.

Чем больше N , тем выше точность проведения процедуры. При малом числе N получается достаточно большое приращение диапазона, что может вызвать уменьшение амплитуды отдельных основных циклов за счет неправомерного исключения наложенных высокочастотных циклов.

Одновременно с удалением экстремумов процесса, соответствующих неповреждающим циклам, удаляются и их значения времени. Эта процедура не отражена в алгоритме в целях его упрощения.

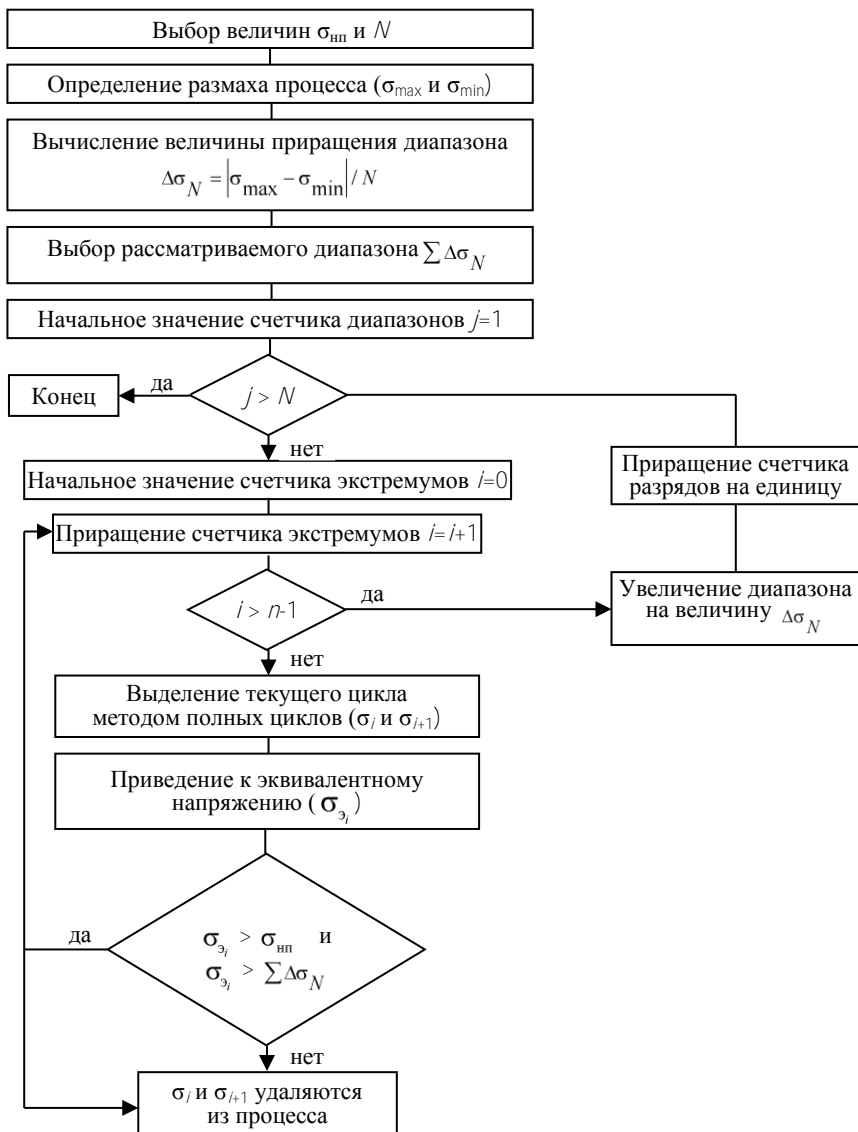


Рис. 3.6. Алгоритм удаления неповреждающих циклов

В качестве гипотезы суммирования усталостных повреждений нами использован кинетический метод [56]. Его достоинствами яв-

ляются возможность учета снижения исходного предела выносливости конструкции, а также многократная проверка на практике при оценке усталостной долговечности несущих конструкций автомобилей.

Алгоритм расчета неповреждающих напряжений $\sigma_{нп}$ случайного процесса представлен на рис. 3.7.



Рис. 3.7. Алгоритм определения уровня неповреждающих напряжений случайного процесса нагружения

Данный подход предполагает задание некоторого начального значения $\sigma_{нп}$, например, равного $0,1\sigma_R$, с дальнейшим его увеличением. Однако возможна и обратная процедура. В качестве начального значения $\sigma_{нп}$ будет использоваться сам предел выносливости с дальнейшим его снижением, соответственно изменится и знак неравенства.

Относительную погрешность определения уровня неповреждающих напряжений спектра можно выбрать $\varepsilon = 0,1$. Эта величина достаточно близка к погрешности метода тензометрирования, широко применяемого при регистрации нагруженности несущих конструкций автомобилей.

Сопоставление результатов расчетов более удобно выполнять с использованием относительных величин. Уровень неповреждающих напряжений предлагается определять отношением верхней границы отбрасываемых напряжений к исходному пределу выносливости σ_R :

$$K_{\sigma_{\text{нп}}} = \frac{\sigma_{\text{нп}}}{\sigma_R} \quad (3.8)$$

Доля повреждающего действия оставшейся части напряжений спектра рассчитывается на основе выражения

$$K_{(\sigma > \sigma_{\text{нп}})} = \frac{N_{\Sigma}}{N_{(\sigma_{\Sigma} > \sigma_{\text{нп}})}}, \quad (3.9)$$

где N_{Σ} – расчетная долговечность от воздействия всех напряжений случайного спектра;

$N_{(\sigma_{\Sigma} > \sigma_{\text{нп}})}$ – расчетная долговечность от воздействия напряжений случайного спектра без учета напряжений ниже $\sigma_{\text{нп}}$.

Для определения уровня неповреждающих напряжений процесса случайной нагрузки необходимо иметь следующие исходные данные: запись процесса нагружения, представленную в дискретном виде (так называемая история нагружения) и соответствующую определенной величине выработанного ресурса конструкции; характеристики сопротивления усталости и чувствительности к асимметрии нагружения опасной зоны конструкции.

Необходимым является наличие параметров уравнения кривой усталости для симметричного цикла нагружения. Чувствительность к асимметрии нагружения определяется на основании уравнения диаграммы предельных амплитуд. Это может быть функциональная

зависимость (Кинасошвили-Серенсена, Гудмана, Гербера и др.) [58] либо уравнение линии регрессии, полученное экспериментальным путем.

Предложенный метод расчета уровня неповреждающих напряжений рассмотрен на примере наиболее нагруженной зоны картера переднего ведущего моста автомобиля-лесовоза МА3. Используются процессы нагружения, полученные в пяти заездах груженого автомобиля по мерному участку лесной грунтовой дороги длиной 1 км. Скорость движения во время регистрации нагруженности составляла 20...30 км/ч, т.е. этот режим представлял достаточно жесткие условия эксплуатации. Картер данной конструкции изготавливается из стали 40Л, литьем в земляные формы. Характеристики сопротивления усталости материала опасной зоны конструкции, учитывающие качество поверхности картера и технологию его изготовления, определены экспериментально. Значения пределов выносливости для симметричного и отнулевого циклов, согласно нормальному закону распределения, были пересчитаны на вероятность неразрушения (99 %). Эти характеристики сопротивления усталости сведены в табл. 3.2, где v – показатель наклона кривой усталости в полулогарифмической системе координат ($v = d\sigma / d \ln N$).

Таблица 3.2

Характеристики сопротивления усталости стали 40Л

Коэффициент асимметрии цикла, R	Предел выносливости, σ_R , МПа	Характеристика угла наклона, v , МПа	Точка перегиба кривой усталости, N_0
0	103,9	69,4	$0,54 \cdot 10^6$
-1	56,6	69,4	$0,54 \cdot 10^6$

На рис. 3.8 представлены результаты расчета уровня неповреждающих напряжений для пяти процессов нагружения картера с использованием коэффициентов, определяемых по формулам (3.8), (3.9).

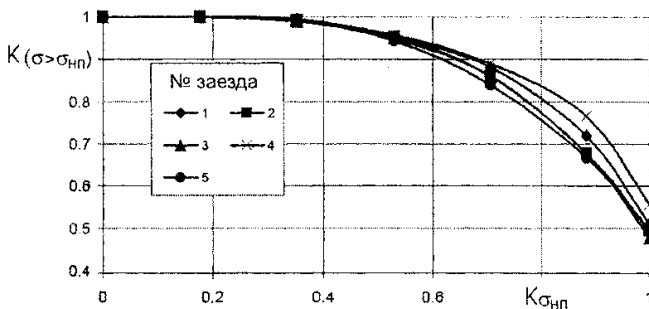


Рис. 3.8. Влияние уровня отбрасываемых напряжений на повреждающее действие нагрузочного спектра

Как видно из рис. 3.8, исключение напряжений до 0,6 предела выносливости вызывает изменение долговечности не более чем на 10% для всех пяти заездов. Эти результаты хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными ранее при определении уровня неповреждающих напряжений балок осей автопоезда по эксплуатационным нагрузочным спектрам, где средняя величина неповреждающих напряжений составила в среднем 0,65 предела выносливости [59].

На рис. 3.9 приведен фрагмент одного из исходных процессов нагружения наиболее опасной зоны картера и процессы, полученные удалением циклов, повреждающее действие которых эквивалентно 30 и 60% исходного предела выносливости σ_{-1} : соответственно 17 и 34 МПа.

Взятый для примера процесс нагружения содержит 5736 циклов. Амплитуда максимального цикла, приведенного к эквивалентному по повреждению симметричному, составляет 143,7 МПа, а минимального – 0,2 МПа. После удаления циклов с $\sigma_i \leq 0,3\sigma_{-1}$, процесс сокращается до 164 циклов, а при использовании $\sigma_i \leq 0,6\sigma_{-1}$ – до 40 циклов. В последнем случае, при режиме испытаний с частотой нагружения 10 Гц и работой в две смены за рабочую неделю можно воспроизвести 72 тыс. км пробега для заданных условий эксплуатации.

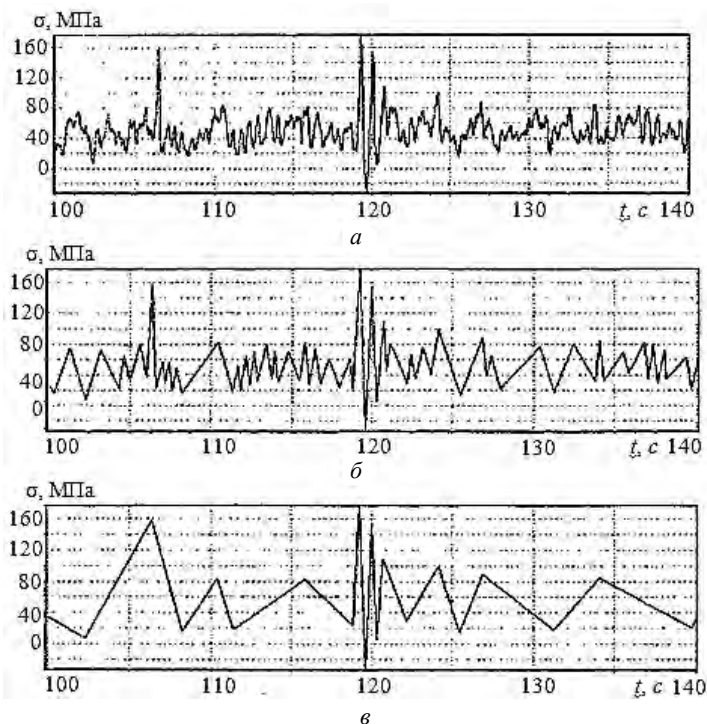


Рисунок 3.9 – Фрагмент процесса нагружения с опасной зоны картера:
а – исходный процесс; *б* – после исключения циклов с $\sigma_j \leq 0,3\sigma_{-1}$;
в – после исключения циклов с $\sigma_j \leq 0,6\sigma_{-1}$

На основании эксплуатационных наблюдений автомобиль-лесовоз в таких условиях работает порядка 10% от общего ресурса, а с учетом обстоятельства, что только половина пробега приходится на движение в груженом состоянии, можно сделать заключение о существенном ускорении сроков испытания конструкции.

Следует заметить, что для составления полноценной программы испытаний необходимы данные по нагруженности для всех типовых условий эксплуатации, весовых состояний, подобранные с учетом длительности работы на том или ином режиме.

Наиболее эффективная область практической реализации описанной методики – формирование нагрузочных спектров для ускоренной оценки циклической долговечности деталей и узлов машин

при стендовых рандом-испытаниях. Она позволяет исключать неповреждающие циклы непосредственно из случайного процесса нагружения при сохранении исходной последовательности основных повреждающих циклов. При наличии современного испытательного оборудования это позволяет наиболее точно отразить особенности эксплуатационного нагружения.

3.3. Способ ускоренного испытания на усталость при блочном нагружении

Эффективность ускорения испытаний на усталость путем исключения неповреждающих амплитуд из спектра нагружения очевидна, так как предел выносливости в процессе накопления усталостного повреждения снижается постепенно, достигая на конечном этапе нижней границы повреждающих напряжений. Основным недостатком известных способов является то, что среди воспроизводимых напряжений имеется значительная доля неповреждающих, особенно на начальных этапах нагружения, что приводит к удлинению испытания [60].

Наиболее близким к описываемому ниже способу [61] является способ ускоренного испытания на циклическую долговечность [62], который предусматривает циклическое нагружение детали или образца до разрушения в режиме периодического повторения блоков программы изменения напряжения, каждый из которых включает несколько различных ступеней, исключение в начале нагружения из блоков программы ступеней с амплитудами напряжения, меньшими предела выносливости материала, регистрацию момента появления усталостной трещины, измерение ее длины и подключение к блокам программы более низких ступеней нагружения по мере достижения трещиной расчетной длины, исходя из величины подключаемого напряжения и нижнего порогового значения коэффициента интенсивности напряжений. Однако регистрация момента появления и измерение длины усталостной трещины в процессе испытаний являются весьма сложной трудоемкой процедурой для реальных деталей, а часто это сделать и невозможно. Для деталей сложной конфигурации возможно зарождение усталостных трещин в нескольких «опасных» с точки зрения усталости зонах, значительно удаленных друг от друга, что существенно усложняет проведение испытания.

Следует отметить также неопределенность в оценке безразмерной функции (которая должна учитывать геометрию детали и характер нагружения), входящей в формулу для расчета фиксированной длины трещины. Указанные недостатки усложняют использование данного способа, приводят к ошибкам в оценке момента подключения напряжений, неповреждающих на ранней стадии нагружения. Кроме того, по мере роста усталостной трещины, обусловленного действием нагрузок высоких уровней, возможно подключение ступеней нагружения с амплитудами напряжений, меньшими нижней границы повреждающих напряжений, что приводит к удлинению испытания.

С целью повышения точности испытаний предлагается следующая методика. Деталь циклически нагружается блоками ступенчато изменяющейся нагрузки с постоянными на каждой ступени амплитудами напряжений в два этапа: на первом этапе – с амплитудами напряжений, большими начального значения предела выносливости образцов; на втором – с подключением амплитуд напряжений, меньших начального значения предела выносливости, а именно регистрируют момент достижения числа циклов нагружения, которое соответствует снижению предела выносливости до наибольшей из амплитуд напряжения, не превышающих предел выносливости, после чего включают в блоки программы ступень нагружения с этим значением амплитуды напряжения, а другие ступени нагружения с амплитудами напряжения, меньшими предела выносливости, включают в блоки программы по мере того, как число циклов нагружения достигает величины, соответствующей снижению предела выносливости до значения последующей более низкой ступени амплитуды напряжения.

Сущность предлагаемого способа поясняется графически. На рис. 3.10 изображены семейство кривых усталости 1-5 (кинетическая диаграмма усталости) и гистограмма распределения напряжений σ в блоке нагружения.

Построение кривой усталости 1 предусматривает предварительные испытания объектов (или их локальных моделей) при регулярном нагружении с определением характеристик сопротивления усталости, при этом для аппроксимации числа циклов до разрушения в зависимости от уровня напряжений используют известное трехпараметрическое уравнение [35].

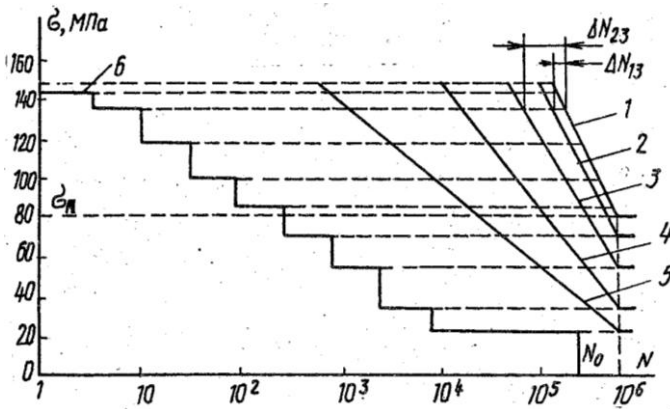


Рис. 3.10. Схема реализации при испытаниях блочного нагружения с последовательным исключением ступеней неповреждающих напряжений

Построение кинетической диаграммы усталости, представляющей семейство кривых (2-5) для каждой ступени напряжений ниже начального значения предела выносливости σ_R , проводят с использованием этого же трехпараметрического уравнения, принимая величину напряжения ступени блока в качестве значения предела выносливости, а остальные два параметра выбирают по результатам эксперимента, проводимого для построения кривой усталости 1.

Технически предлагаемый способ ускоренных испытаний на усталость осуществляется следующим образом. На первом этапе в нагрузочный блок включают ступени с амплитудами напряжений выше начального значения предела выносливости (первые m ступеней, на рис. 3.10 это первые 6 ступеней). Нагружение в таком режиме осуществляют до момента достижения циклической наработки $\Delta N_{\Sigma 1}$, необходимой для снижения предела выносливости до значения амплитуды напряжения следующей $m+1$ ступени нагружения (на рис. 3.10 – 7-я ступень). Суммарное число циклов $\Delta N_{\Sigma 1}$, необходимое для достижения пределом выносливости $m+1$ ступени напряжения, определяют суммированием числа циклов напряжений, составляющих блок нагружения, вызывающих снижение предела выносливости до величины напряжения σ_{m+1} и определяемых

по кинетической диаграмме усталости (например, ΔN_{13} или по формуле

$$\Delta N_{\Sigma_1} = a_1 / \left(\sum_{i=1}^m \frac{\beta_{1i}}{\Delta N_{1i}} \right), \quad (3.10)$$

$$\text{где } \beta_{1i} = \frac{\Delta n_i}{n_{\text{бл.1}}}; \quad a_1 = \frac{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\Delta n_i}{\Delta N_{1i}} \right)}{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\Delta n_i}{\Delta N_{1i}} \right)};$$

Δn_i – число циклов напряжения σ_i ;

k – число ступеней;

$n_{\text{бл.1}}$ – число циклов в первом действующем нагрузочном блоке;

ΔN_{1i} – число циклов напряжения σ_i , необходимое для снижения предела выносливости до величины напряжения σ_{m+1} (например, ΔN_{13}).

Суммарное число циклов, необходимое для снижения предела выносливости от величины σ_R до величины σ_{m+2} :

$$\Delta N_{\Sigma_2} = a_2 / \left(\sum_{i=1}^{m+1} \frac{\beta_{2i}}{\Delta N_{2i}} \right), \quad (3.11)$$

$$\text{где } \beta_{2i} = \frac{\Delta n_i}{n_{\text{бл.2}}}; \quad a_2 = \frac{\sum_{i=1}^{m+1} \left(\frac{\Delta n_i}{\Delta N_{2i}} \right)}{\sum_{i=1}^k \left(\frac{\Delta n_i}{\Delta N_{2i}} \right)};$$

$n_{\text{бл.2}}$ – число циклов во втором действующем нагрузочном блоке;

ΔN_{2i} – число циклов напряжения σ_i , необходимое для снижения предела выносливости до величины напряжения σ_{m+2} (например, ΔN_{23}).

Последовательное подключение ступеней продолжается до момента задействования всех ступеней нагружения или до момента достижения текущим значением предела выносливости нижней границы повреждающих напряжений.

Кроме того, по достижении текущим значением предела выносливости нижней границы повреждающих напряжений, нагружение осуществляют неизменными блоками, что приводит к ускорению испытаний по сравнению с прототипом. Это объясняется тем, что рост длины трещины от действия нагрузок, больших нижней границы повреждающих напряжений, приводит к ложному подключению к блокам программы амплитуд напряжений, меньших указанной границы. Ступени с этими амплитудами напряжений содержат наибольшее число циклов нагружений.

Использование предлагаемого способа позволяет проводить испытания как образцов, так и натуральных конструкций сложной конфигурации. Это сделать значительно проще, чем измерять и регистрировать длину трещины и не требует никаких дополнительных устройств или аппаратуры к испытательной установке. Способ отличается простотой, экономичностью и универсальностью.

Пример. Используется блок программы, содержащей 10 ступеней амплитуд напряжений, составленный для картера ведущего моста автомобиля МАЗ (см. рис. 3.10). Амплитуды напряжений $\sigma_1 = 148$ МПа; $\sigma_2 = 145$ МПа; $\sigma_3 = 136$ МПа; $\sigma_4 = 118$ МПа; $\sigma_5 = 102$ МПа; $\sigma_6 = 86$ МПа превышают предел выносливости, а остальные $\sigma_7 = 70$ МПа; $\sigma_8 = 53$ МПа; $\sigma_9 = 35$ МПа; $\sigma_{10} = 21$ МПа меньше предела выносливости. Длительность каждой ступени составляет соответственно $\Delta n_1 = 1$; $\Delta n_2 = 2$; $\Delta n_3 = 8$; $\Delta n_4 = 14$; $\Delta n_5 = 72$; $\Delta n_6 = 146$; $\Delta n_7 = 467$; $\Delta n_8 = 1868$; $\Delta n_9 = 2473$; $\Delta n_{10} = 220200$ циклов нагружений. Длительность одного полного блока программы составляет $N_{\Sigma} = 225251$ цикл. По результатам испытания локальных моделей зон разрушения картеров ведущего моста автомобиля при регулярном нагружении получены следующие параметры кривой усталости (линия 1 на рис. 3.10):

$N_0 = 0,54 \cdot 10^6$ циклов – точка перегиба кривой усталости;

$v_0 = 151$ МПа – параметр угла наклона кривой усталости;

$\sigma_R = 80$ МПа – предел выносливости.

Анализ результатов многочисленных испытаний образцов материалов показал, что параметры кривых усталости N_0 и v_0 не зависят от степени повреждения. Поэтому построение кинетической диаграммы усталости (кривые 2-5 на рис. 3.10) не требовало проведения дополнительных испытаний. Их построение проводилось с использованием трехпараметрического уравнения кривой усталости с параметрами N_0 и v_0 , полученными из эксперимента выше, и значением предела выносливости, равным амплитуде напряжения ступени нагружения, которой эта кривая соответствует. С использованием кинетической диаграммы усталости и линейной гипотезы суммирования повреждений были вычислены значения чисел циклов нагружения ΔN_{Σ_1} и ΔN_{Σ_2} , необходимые для снижения предела выносливости от $\sigma_R = 80$ МПа до 70 МПа и до 53 МПа, которые соответственно равны: $\Delta N_{\Sigma_1} = 79226$; $\Delta N_{\Sigma_2} = 244055$. При этом, β_{1i} определялось как отношение длительности i ступени к числу циклов в первом действующем блоке, равном 243; β_{2i} определялось как отношение длительности i ступени к числу циклов во втором действующем блоке, равном 710; ΔN_{2i} – число циклов напряжения для снижения предела выносливости от $\sigma_R = 80$ МПа до 53 МПа, определяемое аналогично (см. например, ΔN_{23}).

Сначала нагружение осуществляют блоками, содержащими ступени с 1 по 6, т.е. 243 цикла. После того, как число циклов нагружения достигло величины, равной $\Delta N_{\Sigma_1} = 79226$, добавлена 7 ступень с амплитудой $\sigma = 70$ МПа. Длительность одного блока составляет 710 циклов. Этот режим сохраняется до тех пор, пока число циклов нагружения не достигает величина 244055. После этого добавляют в блок программы 8 ступень с амплитудой $\sigma = 53$ МПа. Длительность одного блока составляет 2578 циклов. Этот режим сохранялся до разрушения. Ступени нагружения с $\sigma = 35$ МПа и $\sigma = 21$ МПа не были подключены к программе нагружения, так как нижняя граница повреждающих напряжений по результатам эксперимента 45 МПа. Общая длительность испытания 2352500 циклов или 1375,9 блока.

При проведении испытания картера полными блоками длительность составляет $2,886 \cdot 10^8$ циклов или 1281 блок. Если исключить из программы нагружения ступени с амплитудами напряжения, меньшими нижней границы повреждающих напряжений (равной 45 МПа), то длительность испытания $3,7 \cdot 10^6$ циклов.

Таким образом, анализ результатов показывает, что испытания по предлагаемому способу позволяют значительно упростить процедуру испытания без ущерба точности, при этом сокращение длительности испытания составляет 98 % по сравнению с испытанием, воспроизводящим полные блоки.

3.4. Воспроизведение нестационарных процессов нагружения при стендовых испытаниях с управлением от ЭВМ

Ускоренные испытания являются одним из эффективных способов решения проблемы обеспечения требуемой надежности машиностроительных конструкций. При этом повышение достоверности результатов достигается за счет воспроизведения в лабораторных условиях основных параметров эксплуатационной нагруженности. Это стало возможным благодаря развитию теории и средств автоматизированных испытаний [63-70]. В данном разделе изложен методический подход к оценке ресурса несущих конструкций на примере штампосварного картера ведущего моста большегрузного автомобиля [71].

Для описания распределения амплитуд схематизированных напряжений на коротких участках дорог использовано трехпараметрическое распределение Вейбулла [72] в записи [73]

$$\frac{n_j}{N_{\text{бл}} + 1} = \exp\left(-\frac{\sigma_j^m - A}{B}\right), \quad (3.12)$$

где n_j – порядковый номер напряжения в вариационном убывающем ряду;

$N_{\text{бл}}$ – число напряжений в вариационном ряду;

σ_j – напряжение в опасной с точки зрения усталости зоне исследуемой детали;

A, B – параметры распределения;
 m – показатель степени.

Параметры можно определить с использованием корреляционно-го анализа:

$$\left. \begin{aligned} A &= \bar{x} - 2,3\bar{y} \cdot B \\ B &= \frac{1}{2,3\rho} \cdot \frac{S_x}{S_y} \end{aligned} \right\}, \quad (3.13)$$

где \bar{x} и \bar{y} – среднее значение величин $x_i = \sigma_i^m$, $y_i = \lg \frac{N_{\text{бл}} + 1}{n_i}$;

S_x и S_y – их среднеквадратические отклонения;
 ρ – коэффициент корреляции.

Реальный процесс нагружения на длинных участках дорог с однородным покрытием (асфальт, булыжник, грунт), где изменение параметров m и A незначительно влияет на характер распределения и уровень нагрузок, а изменение параметра удовлетворительно описывается модифицированным χ^2 – распределением Пирсона [74], подчиняется квазистационарной модели:

$$\frac{n_i}{N_{\text{бл}} + 1} = \left[\Gamma\left(\frac{r}{2}\right)^{\frac{r}{2}-1} \cdot 2^{\frac{r}{2}-1} \right]^{-1} \left[\frac{(\sigma_i^m - A)^{1/2}}{h} \right]^{\frac{r}{2}} K_{\frac{r}{2}} \left[\frac{(\sigma_i^m - A)^{1/2}}{h} \right], \quad (3.14)$$

где r, h – параметры модифицированного χ^2 – распределения Пирсона;

$K_{\frac{r}{2}}$ – модифицированная функция Бесселя;

$\Gamma\left(\frac{r}{2}\right)$ – гамма функция.

Длительность регистрации эксплуатационных нагрузок, как правило, значительно меньше, чем срок эксплуатации машины. Поэтому измерения часто не содержат тех максимальных значений, вероятность появления которых во время эксплуатации составляет 10^{-5} – 10^{-6} и которые в соответствии с ГОСТ 25.507-85 [50] оказывают существенное влияние на долговечность конструкции. С этой целью для функции Вейбулла использовано асимптотическое распределение размаха с построением на вероятностной бумаге. Оценка параметров прямой (α и u)

$$\omega = 2u + \frac{R}{\alpha}, \quad (3.15)$$

производилась по соотношениям [46]

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{S_{\omega}}{\sigma(R_N)}; \quad 2u = \varpi_0 - \frac{\overline{R_N}}{\alpha}, \quad (3.16)$$

где ϖ_0 и S_{ω} – выборочное среднее значение и стандартное отклонение;

$\overline{R_N}$, $\sigma(R_N)$ – теоретические значения среднего значения и стандартного отклонения приведенного размаха для логического распределения.

Возможно для этих целей использование метода Буксбаума [75], сущность которого заключается в том, что закон распределения экспериментальных значений можно аппроксимировать логарифмически нормальным распределением, т.е. он может быть представлен в виде прямой в вероятностной системе координат с логарифмической шкалой, построенной в соответствии с интегралом Гаусса.

С целью проверки предложенных математических моделей выполнен комплекс экспериментальных исследований. Дорожные испытания проводились на автопоезде МАЗ-5432 + 9397. Использован комплект аппаратуры в составе: магнитограф ТЕАС – 260 С (Япо-

ния), тензоусилитель KWS-3073 (ФРГ). Тарировка измерительных каналов проводилась как по нагрузке, так и по напряжениям. Измерения проведены во всех типовых условиях эксплуатации большегрузных автомобилей и на автополигоне НАМИ (Российская Федерация). Общий объем измерений составил более 1000 км пробега автомобиля, в том числе: по асфальто-бетонным покрытиям 165 км, по булыжному шоссе 70 км, по грунтово-гравийным дорогам 65 км, в городских условиях 40 км, по проселочным дорогам, участкам подъездных путей и разбитых дорог 15 км, по спецдорогам автополигона НАМИ 140 км, – для каждой измерительной точки.

Обработка результатов измерений проводилась с использованием специального пакета программ. Определялись статистические характеристики случайного процесса нагружения: среднее значение, дисперсия и плотность распределения нагрузок, корреляционная функция и спектральная плотность. Проведена схематизация эксплуатационных процессов нагружения методом «потоков дождя». Выполнены оценка закона распределения амплитуд приведенных напряжений, экстраполяция максимальных значений нагрузок в область малых вероятностей появления, сравнение распределений нагрузок случайного процесса с учетом нестационарности (квазистационарные модели) и эксплуатационного режима.

Анализ результатов показал, что процессы нагружения картеров задних мостов являются нестационарными (рис. 3.11). Неучет нестационарности приводит к существенному (в 2-3 раза) занижению характеристик эксплуатационного нагружения, особенно в области высоких нагрузок. Их распределение, характеризующее определенное состояние дорожного покрытия, стабилизируется при пробегах более 70-100 км, а дальнейшее его увеличение незначительно изменяет получаемые характеристики. Представление процесса нагружения в виде квазистационарного с изменением дисперсии по модифицированному χ^2 – распределению Пирсона хорошо согласуется с экспериментальными данными.

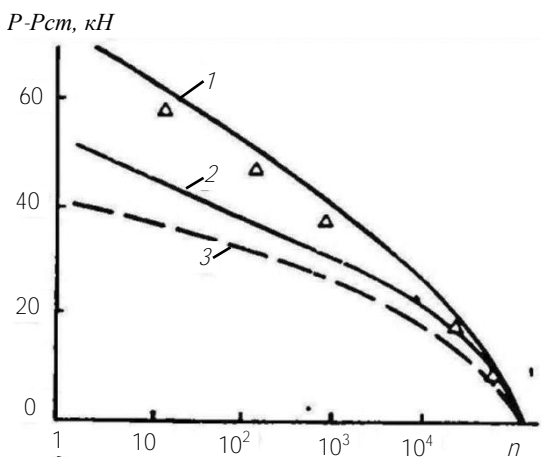


Рис. 3.11. Расчетные распределения переходов уровней нагрузок на балку задней оси прицепа при движении по асфальту в условиях эксплуатации: 1 – с учетом нестационарности процесса; 2, 3 – без учета нестационарности процесса; Δ – экспериментальные точки, полученные по пересечениям положительных и отрицательных уровней нагрузок

Наиболее приемлемой функцией для описания закона распределений амплитуд приведенных напряжений является трехпараметрическое уравнение Вейбулла, т.к. коэффициент корреляции наиболее близок к 1. Диапазон его изменения составил 0,95-0,996. В табл. 3.3 приведены результаты оценки параметров распределения Вейбулла.

Таблица 3.3

Параметры распределения Вейбулла для описания напряженного состояния картера ведущего моста МАЗ

Вид дороги	m	A	B
Асфальт	0,602-0,803	2,10-6,75	0,45-3,20
Бульжник	0,621-0,776	4,09-8,52	0,55-4,19
Грунт	0,650-0,783	4,90-10,62	0,63-6,38

Изменение параметра m наблюдалось в небольшом диапазоне 0,6-0,8 для каждого из видов дорог, причем крайние значения характерны для участков, содержащих малое число повреждающих нагрузок. При их статистической обработке схематизированный ряд нагрузок содержал не более 50-70 значений. Обычно же объем ва-

риационного ряда составлял не менее 400 значений. В этом случае диапазон изменения показателя степени m для всех видов дорожного покрытия находится в пределах 0,69-0,75.

Выполнен анализ влияния всех параметров на уровень максимальных нагрузок и характер распределения. Результаты математического моделирования показали, что наиболее существенным является изменение параметра B . Проводилась экспериментальная проверка предложенной квазистационарной модели случайного процесса нагружения, описываемой уравнением (3.14). Результаты моделирования приведены в табл. 3.4 и на рис. 3.12.

Таблица 3.4

Параметры распределения нагруженности картера
с учетом нестационарности

Вид дороги	m	A	h	r
Асфальт	0,725	4,03	0,35	2
Бульжник	0,702	6,02	0,46	3
Грунт	0,712	6,42	0,48	2

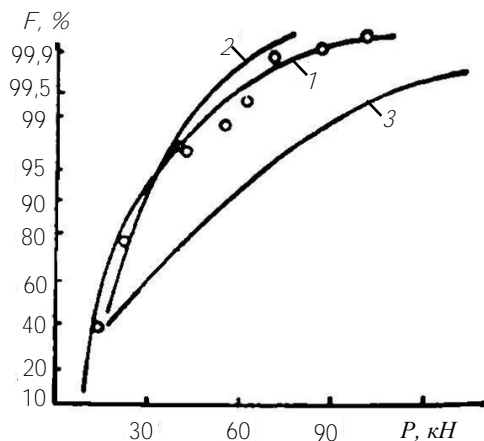


Рис. 3.12. Расчетные распределения амплитуд нагрузок:
1 – расчет по уравнению (3.14); 2, 3 – расчет без учета нестационарности
по средним значениями параметров и по параметрам наиболее нагруженного
участка; \circ – экспериментальные точки

Проводилась оценка необходимой длины дорожных испытаний для определения параметров квазистационарной модели. Обработка результатов показала, что с доверительной вероятностью 0,99 и относительной погрешностью 10 % число экспериментальных заездов составляет для булыжного покрытия и асфальта 41, для грунтового покрытия – 47. Анализ показал, что применение асимптотического распределения размаха (логистического распределения) к описанию максимальных амплитуд приведенных напряжений дает удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными (рис. 3.13).

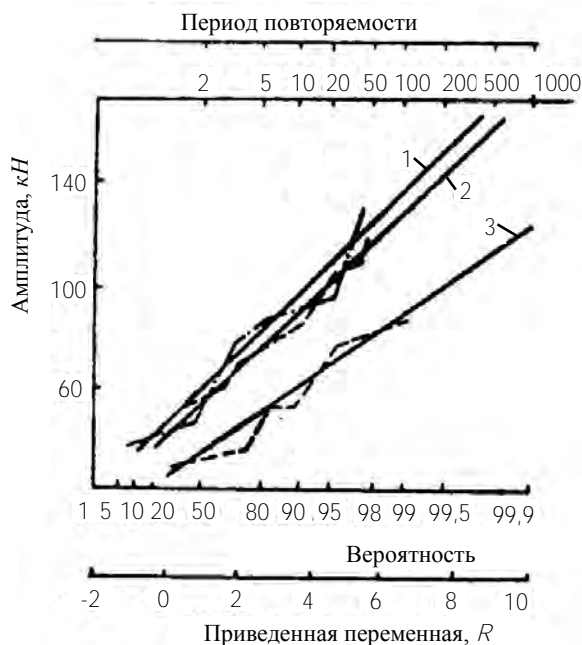


Рис. 3.13. Экстраполяция максимальных значений амплитуд:
1 – грунт; 2 – булыжник; 3 – асфальт

Представленный блок нагрузок, характеризующих определенный вид дорожного покрытия, формировался на основе ступенчатой аппроксимации зависимости $\sigma - \lg N$, полученный с использованием уравнения (3.14). При этом объем вариационного ряда выбирался таким образом, чтобы вероятность появления максимального

значения нагрузки соответствовала 10^6 . После составления блоков нагрузок для каждого вида дорожного покрытия проводилось формирование макроблоков нагружения исследуемого картера для автомобилей как в составе большегрузных автопоездов, так и общего назначения (табл. 3.5). Соответствующие пробеги в эксплуатации для рассматриваемых вариантов составляют ~ 2500 км и ~ 780 км.

Таблица 3.5

Макроблоки стендовых нагружений картера ведущего моста МАЗ

Автомобили в составе автопоездов	Амплитуда цикла P_i , кН	175	168	158	130	106	89	72	58
	Число циклов, Δn_i	1	2	8	12	68	142	449	1468
Автомобили общего назначения	Амплитуда цикла P_i , кН	178	173	158	130	108	88	72	58
	Число циклов, Δn_i	1	2	8	14	72	146	467	1868

Испытано на стенде 7 картеров заднего моста при многоступенчатом программном нагружении, в т.ч. со случайным перемешиванием циклов. Сопоставление циклической долговечности с данными эксплуатации показало, что следует стремиться к максимальному перемешиванию нагрузок на разных ступенях за счет стохастического чередования циклов и уменьшения длины блоков. Размер блока в этом случае определяется исходя из аппроксимации закона распределения максимальных нагрузок до значений, соответствующих периоду повторяемости 200 – 300 (в зависимости от вида дорожного покрытия, см. рис. 3.13).

При проведении ускоренных испытаний получен следующий эквивалент: 1 час нагружения на стенде соответствует $\sim 14\,000$ км пробега автомобиля общего назначения и $\sim 45\,000$ км в составе большегрузных автопоездов для выбранных условий эксплуатации.

По результатам стендовых испытаний проводилось прогнозирование ожидаемого среднего ресурса картера заднего моста МАЗ.

Согласно стандарту [50] действительная величина среднего ресурса L_{cp} с доверительной вероятностью β и относительной погрешностью ϵ находится в интервале

$$(1-\varepsilon)\bar{L} \leq L_{\text{ср}} \leq (1+\varepsilon)\bar{L}, \quad (3.17)$$

где $\bar{L} = \sum_{i=1}^n L_i/n$; n – число испытываемых объектов по известным

β и ε ;

L_i – долговечность i -го испытываемого объекта.

Для автомобилей в составе большегрузных автопоездов в случае отсутствия дефектов ожидаемая величина среднего ресурса с доверительной вероятностью 0,9 и относительной погрешностью 0,15 находится в интервале 800-1080 тыс. км, для автомобилей общего назначения – 600-900 тыс. км. Сравнение прогнозируемого минимального ресурса картера заднего моста в случае дефектов с данными наблюдений за автомобилями в эксплуатации в опорных хозяйствах показало их хорошее совпадение (погрешность не превышала 10 %).

Таким образом, предложенная методика моделирования эксплуатационных спектров на стенде при блок-программном нагружении и учитывающая нестационарность процесса и экстраполяцию максимальных нагрузок в область малых вероятностей появления, позволяет с удовлетворительной точностью выполнять прогнозирование ожидаемого среднего ресурса несущих деталей.

3.5. Прогнозирование эксплуатационного ресурса по результатам рандомизированных испытаний

Данная работа проводилась под руководством автора в рамках сотрудничества с Институтом исследований материалов (ИМА, ФРГ, Дрезден). Цель проекта заключалась в верификации приведенных выше (см. подразделы 3.3, 3.4) методических подходов, а также в сопоставлении с общепринятыми методами ускоренных испытаний при нерегулярном нагружении [76].

В качестве объектов исследований выбраны локальные модели штамповарного картера ведущего моста автомобилей МАЗ (см. подраздел 2.1, рис. 2.2). Они изготавливались из листового проката стали 17ГС, характеристики которой приведены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Характеристики материала испытываемых моделей

Химический состав						Механические свойства, МПа	
C	Si	Mn	Cr	Ni	Al	предел прочности	предел текучести
0,17	0,69	1,95	0,1	0,06	0,11	520	350

Испытания проводились на стандартной серво-гидравлической установке с одноосным нагружающим усилием до 250 кН. Для построения кривой усталости испытано 12 образцов. Результаты эксперимента, а также расчетная 50 % кривая Вёлера приведены на рис. 3.14.

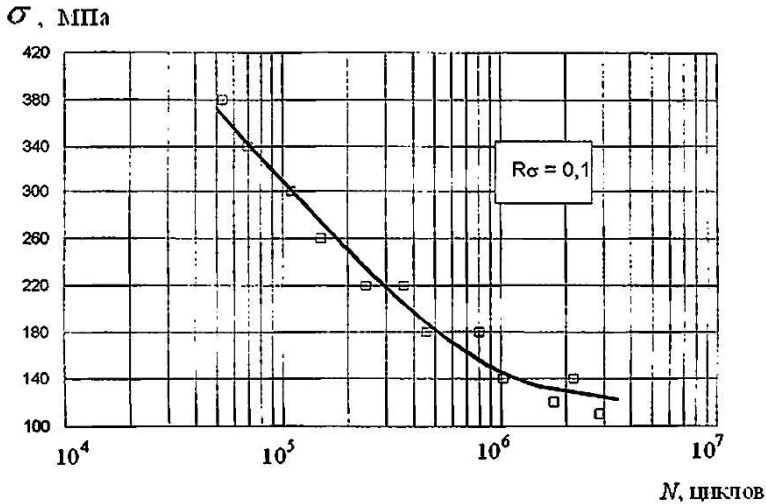


Рис. 3.14. Кривая усталости моделей штампованного картера ведущего моста автомобилей МАЗ

Расчет экспоненты кривой Вёлера производился по формуле

$$K_{\sigma} = \lg\left(\frac{N_2}{N_1}\right) / \lg\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2}\right). \quad (3.18)$$

Полученное значение $K_{\sigma} = 3,32$ соответствует справочным данным для данного класса сталей.

Методический подход ИМА базируется на экспериментальной кривой, приведенной на рис. 3.15. Коэффициент нерегулярности процесса i определяется соотношением числа пересечений уровня средней нагрузки к объему спектра в циклах. По осям ординат откладываются значения повреждающих амплитуд по отношению к эффективному и максимальному значениям спектра [41].

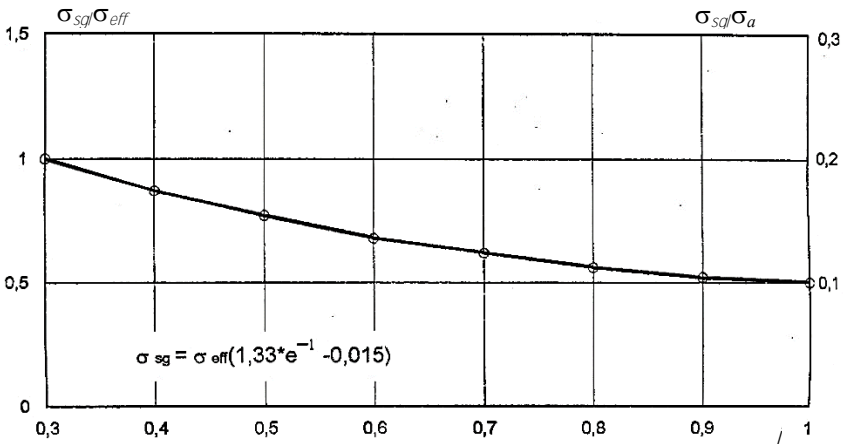


Рис. 3.15. Граница неповреждающих напряжений σ_{sg} при рандом-нагружении

Считается, что исключение из нагружающего спектра значений 10-20 % от максимальных амплитуд циклов напряжений в зависимости от коэффициента нерегулярности процесса практически не изменяет циклическую долговечность испытуемого образца. При этом такая обработка эксплуатационных записей не требует знания априори усталостных характеристик материалов.

Для проведения исследований в качестве исходной принята программа нагружения, характеризующая типовые условия эксплуатации автопоездов МАЗ. В табл. 3.7 приведены измеренные динамические значения экстремумов без учета среднего значения напряжений от статической нагрузки на ось автомобиля, которое составляет $\sigma_0 = 60$ МПа.

Таблица 3.7

Программа нагружения, соответствующая типовым условиям эксплуатации автопоездов МАЗ

Условия эксплуатации	Количество блоков в программе нагружения	Число экстремумов (полуциклов)	Значения напряжений, МПа	
			максимальное	минимальное
Асфальт (скоростная дорога)	15	10754	+148	-70
Профилированный булыжник	1	21980	+287	-178
Ровный булыжник	2	14935	+288	-239
Горные дороги	1	26987	+413	-204
Городские дороги	1	37447	+386	-192

Максимальные значения напряжений ограничивались с учетом параметров кривой усталости.

На рис. 3.16-3.20 дана графическая иллюстрация схематизации эксплуатационных процессов широко распространенным методом «падающего дождя». Видно, что все кривые распределения имеют пологий характер, и, несмотря на фильтрацию процессов, содержат значительное количество малых амплитуд.

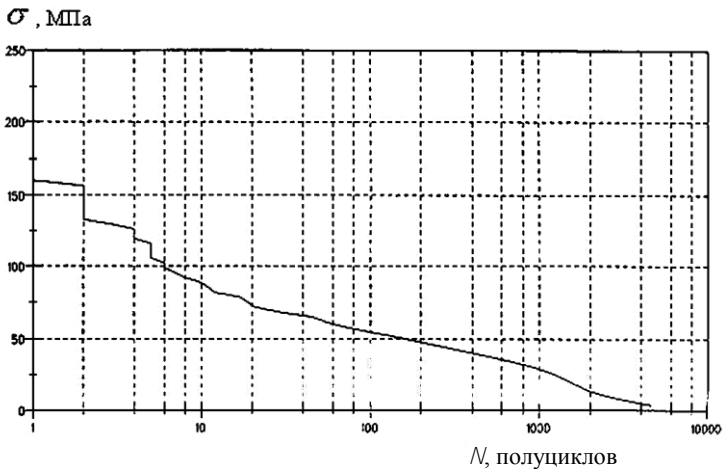


Рис. 3.16. Накопленные частоты амплитуд на скоростном шоссе с асфальтовым покрытием

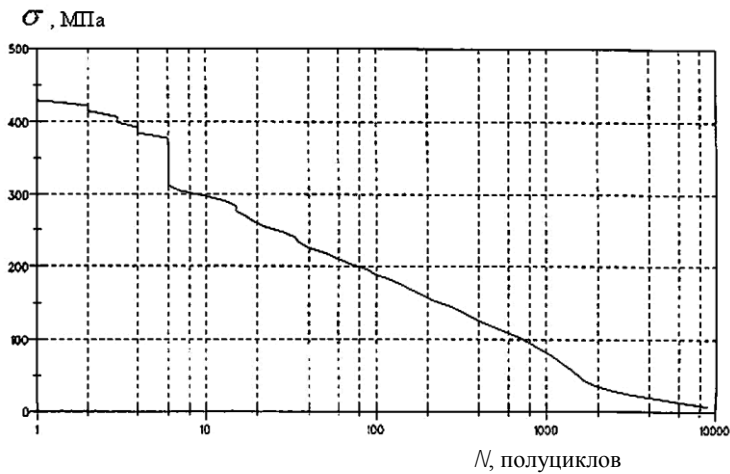


Рис. 3.17. Накопленные частоты амплитуд на дороге с профилированным булыжником

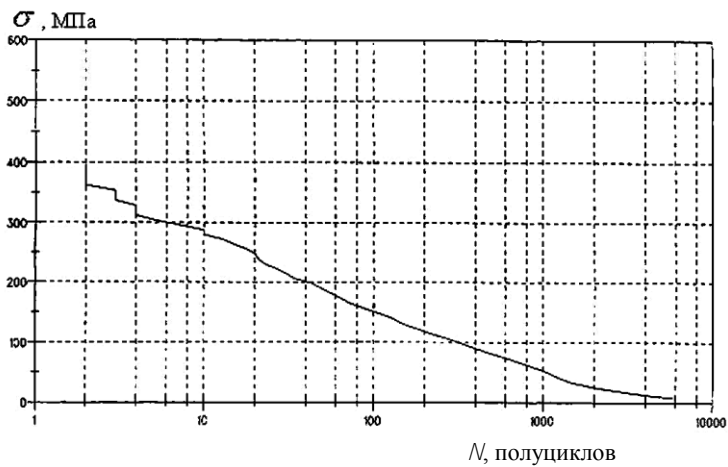


Рис. 3.18. Накопленные частоты амплитуд на булыжной дороге ровного замощения

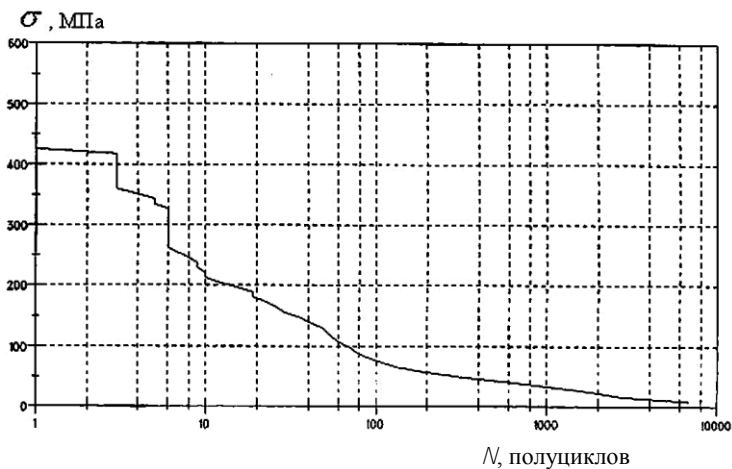


Рис. 3.19. Накопленные частоты амплитуд на горных дорогах

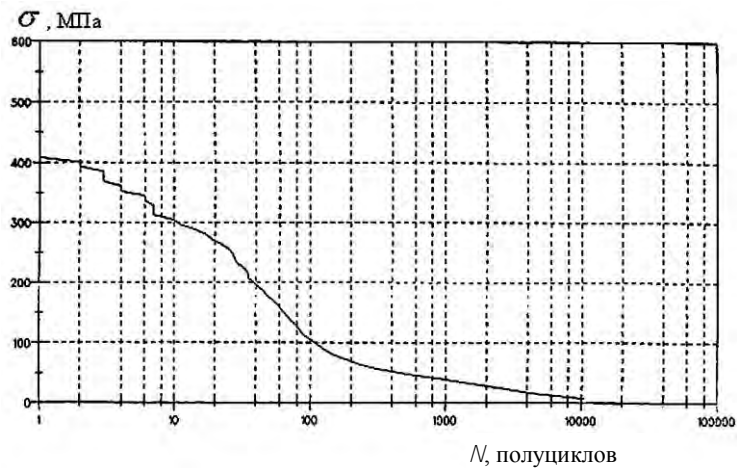


Рис. 3.20. Накопленные частоты амплитуд на городских улицах

Результаты компьютерной конвертации дорожных записей в программу стендового нагружения в соответствии с методикой ИМА отражены в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Конвертация дорожных записей в формат стандового нагружения

Условия эксплуатации	Число зарегистрированных экстремумов	Число экстремумов после фильтрации	Процент сокращения экстремумов	Значения экстремумов напряжений в блоке, МПа		Конвертация в формате Maslink
				max	min	
Асфальт	10754	6796	37	148	-70	47/26
Профилированный булыжник	21980	16344	26	287	-178	61/15
Ровный булыжник	14935	11036	26	287	-239	61/9
Горные дороги	26987	12328	54	320	-204	64/12
Городские дороги	37447	18654	50	320	-192	64/14

Эксперимент проводился на электрогидравлической стандартной машине Schenck усилием 250 кН с программным управлением MASLINK-OL (рис. 3.21).

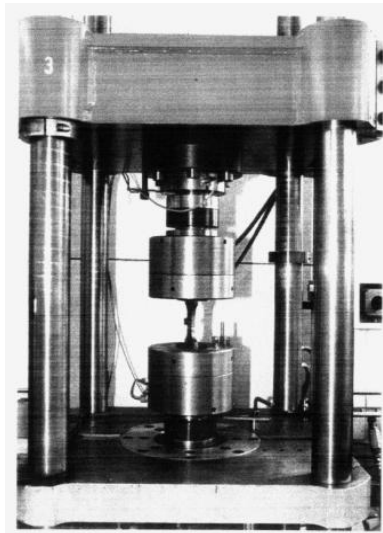


Рис. 3.21. Оборудование для испытаний моделей штамповарного картера

Весь диапазон действующих напряжений разбивался на 64 разряда. Матрица 78 650 экстремальных значений полуциклов репрезентативного блока эксплуатационных нагрузжений приведена ниже в виде табл. 3.9.

Таблица 3.9

Матрица эксплуатационных нагрузжений, полученная схематизацией процессов методом «падающего дождя»

Peaks	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
1	0																								
2	0	0																							
3	0	0	0																						
4	0	0	0	0																					
5	0	0	0	0	0																				
6	0	0	0	0	0	0																			
7	0	0	0	0	0	0	0																		
8	0	0	0	0	0	0	0	0																	
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0																
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0															
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0														
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0													
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0												
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0											
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0										
16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0									
17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0								
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0							
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0						
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0					
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0				
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Troughs----->

При испытаниях достигнута высокая точность воспроизведения нерегулярных процессов, что иллюстрируется рис. 3.22. В качестве примера на нем приведена программа нагружения «Minsk» образца М24, включающая 3,76 млн полуциклов, и отмечается хорошее совпадение заданных и отработанных значений напряжений.

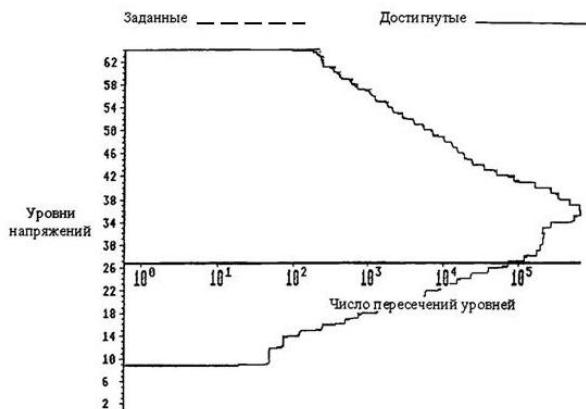


Рис. 3.22. Сравнение полученных и заданных уровней пересечения

Табл. 3.10 содержит результаты испытаний на усталостную долговечность моделей картеров по методике IMA.

Таблица 3.10
Результаты испытаний по методике IMA

Нагрузочный блок			№ образца	Действующие напряжения max σ_0/σ_{Li} , МПа	Частота нагружения, Гц	Количество полуциклов до разрушения	Число блоков до разрушения	Прогнозируемый пробег в километрах
Обозначение	Количество полуциклов	Исключение из блока						
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Minsk 2 RE	62.528	2 диагонали асфальт 1 диагональ Minsk	М 22	380/-179	15-20	10.084.800	161,3	885.311

Окончание табл. 3.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Minsk 2 RE	62.528	2 диагонали асфальт 1 диагональ Minsk	М 23	380/-179	15-20	13.205.201	211,2	1.159.192
Minsk Ø RE	100.798	2 диагонали асфальт	М 25	380/-179	15-20	15.351.648	152	834.267
Minsk RE	157.300	-	М 24	380/-179	15-20	25.977.190	165,1	906.168
Minsk RE	157.300	-	М 30	380/-179	10-15	28.487.000	181,1	993.985
Minsk 3 RE	9.050	5 диагоналей из Minsk RE	М 26	380/-179	10-15	1.089.674	120,4	поломка, 23 мм от накладки (не учитывается)
Minsk 3 RE	9.050	5 диагоналей из Minsk RE	М 15	380/-179	10-15	2.463.000	272,2	1.493.997
Minsk 31 RE	26.250	3 диагонали из Minsk RE	М 21	380/-179	10-15	4.832.625	184,1	1.010.451
Minsk 31 RE	26.250	3 диагонали из Minsk RE	М 18	380/-179	10-15	5.855.357	223,1	1.224.507

Программы нагружения отличались объемом регистрации напряжений в типовых условиях эксплуатации и уровнем сокращения (исключения из спектра малых амплитуд), т.е. коэффициентом ускорения испытаний. RE обозначает схематизацию дорожных записей методом «падающего дождя». Как видно из таблицы 3.10, при нагружении моделей М24 и М30 без отбрасывания нагрузок числа полуциклов до разрушения составили соответственно 25.977.190 и 28.487.000, числа повторения блоков до разрушения соответственно 165,1 и 189,1, что при умножении на эквивалент блока 260 километ-

ров пробега дает ресурс картера автомобиля в пределах 906-994 тысячи километров, что соответствует проектным заводским данным.

В блоке Minsk Ø были исключены 2 диагонали зарегистрированных полуциклов, соответствующих движению автомобиля по асфальтированному шоссе. Уменьшение числа полуциклов в блоке составило 57 тысяч, а в конечном итоге до разрушения модели сокращение составило более 10 млн. полуциклов. Прогнозируемый ресурс конструкции снизился до 834 тыс. км (примерно на 10 %).

При испытаниях других моделей из исходных блоков нагружения Minsk исключались 3 и 5 диагоналей напряжений. Естественно, это приводило к росту циклической долговечности моделей. На фотографиях изломов образцов (рис. 3.23 и 3.24) хорошо видны очаги зарождения (ступеньки) трещин в зоне пересечения сварных швов, а также полуэллиптические линии фронта распространяющихся усталостных трещин перед окончательным доломом.

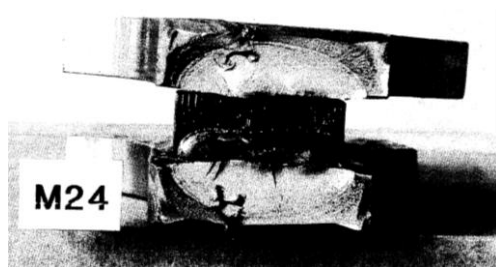


Рис. 3.23. Излом модели при нагружении по программе «Minsk»

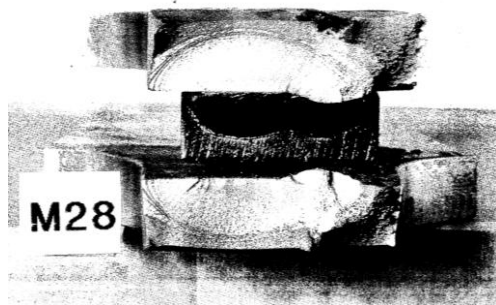


Рис. 3.24. Излом модели при нагружении по программе «Minsk 31»

Рис. 3.25 содержит графическое изображение результатов испытаний, а также соответствующих расчетов усталостной долговечности по модифицированной теории Майнера [58].

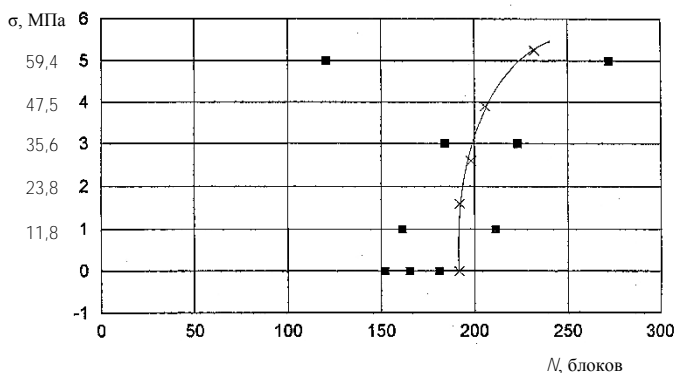


Рис. 3.25. Кривая повреждения для моделей из стали 17ГС

Из рассмотрения исключается образец М26, разрушение которого, в отличие от всех других, наступило не в зоне пересечения сварных швов. Как видно из рис. 3.25, исключение из записанных в дорожных условиях спектров даже 3-х диагоналей малых амплитуд (35,6 МПа) не приводит к существенному изменению долговечности и отклонению от данных об эксплуатационном ресурсе конструкции, что позволяет рекомендовать на стадии формирования программ стендовых испытаний исключать амплитуды порядка 10 % от зарегистрированных максимальных значений. При этом время испытаний сокращается на 80 %, что соответствует коэффициенту ускорения 5.

Расчет накопления повреждений по Майнеру. Превращение полных амплитуд и полуциклов в диагонали матрицы «падающего дождя» Minsk отражено в табл. 3.11.

Исходные данные: предел выносливости $\sigma_D = 61,0 \text{ Н/мм}^2$; точка перегиба кривой Вёлера $N_D = 2,3 \cdot 10^6$; экспонента кривой Вёлера $k = 3,32$; наибольшее значение напряжения в блоке $\sigma_1 = 310,0 \text{ Н/мм}^2$.

Таблица 3.11

Нагрузочный блок «Minsk 2»

Ступень блока	Соотношение напряжений, σ_i/σ_1	Число пересечений уровня, n_i
1	1,00	3
2	0,95	1
3	0,90	1
4	0,85	1
5	0,80	3
6	0,75	4
7	0,70	5
8	0,65	7
9	0,60	12
10	0,55	21
11	0,50	32
12	0,45	50
13	0,40	110
14	0,35	180
15	0,30	270
16	0,25	600
17	0,20	1200
18	0,15	2000
19	0,10	16500
20	0,05	57679
Параметры блока	Exp. = 6,0	$v = 0,226$

Рис. 3.26. показывает форму блока нагружения.

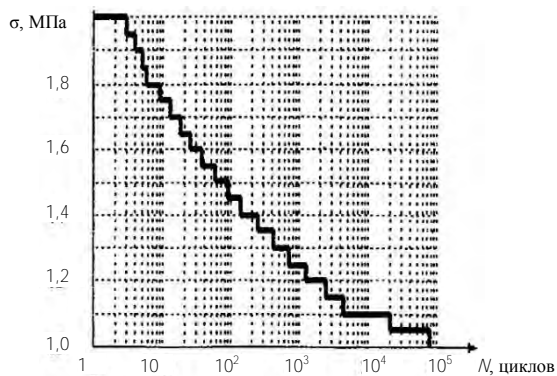


Рис. 3.26. Графический вид блока нагружения «Minsk 2»

По параметрам кривой Вёлера и нагрузочного блока из табл. 3.11 в соответствии с расчетами по табл. 3.12 определяются неповреждающие циклы.

Таблица 3.12

Неповреждающая доля по модифицированной гипотезе Майнера

i	$\frac{\sigma_i}{\sigma_1}$	n_i	$n_i \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)^{\frac{k}{N_1}}$	$n_i \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)^{2k-1} \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1}\right)^{\frac{k-1}{N_1}}$
1	1,00	3	$2,88018 \cdot 10^{-4}$	$1,25145 \cdot 10^{-2}$
2	0,95	1	$8,09730 \cdot 10^{-5}$	$3,12358 \cdot 10^{-3}$
3	0,90	1	$6,76680 \cdot 10^{-5}$	$2,30261 \cdot 10^{-3}$
4	0,85	1	$5,59717 \cdot 10^{-5}$	$1,66807 \cdot 10^{-3}$
5	0,80	3	$1,37302 \cdot 10^{-4}$	$3,55501 \cdot 10^{-3}$
6	0,75	4	$1,47762 \cdot 10^{-4}$	$3,29380 \cdot 10^{-3}$
7	0,70	5	$1,46890 \cdot 10^{-4}$	$2,79007 \cdot 10^{-3}$
8	0,65	7	$1,60793 \cdot 10^{-4}$	$2,57171 \cdot 10^{-3}$
9	0,60	12	$2,11320 \cdot 10^{-4}$	$2,80702 \cdot 10^{-3}$
10	0,55	21	$2,77027 \cdot 10^{-4}$	$3,00716 \cdot 10^{-3}$
11	0,50	32	$3,07630 \cdot 10^{-4}$	$2,67690 \cdot 10^{-3}$
12	0,45	50	$3,38792 \cdot 10^{-4}$	$2,30877 \cdot 10^{-3}$
13	0,40	110	$5,04115 \cdot 10^{-4}$	$2,61398 \cdot 10^{-3}$
14	0,35	180	$5,29513 \cdot 10^{-4}$	$2,01423 \cdot 10^{-3}$
15	0,30	270	$4,76107 \cdot 10^{-4}$	$1,26654 \cdot 10^{-3}$
16	0,25	600	$5,77577 \cdot 10^{-4}$	$1,00653 \cdot 10^{-3}$
17	0,20	1200	$5,50679 \cdot 10^{-4}$	$5,71850 \cdot 10^{-4}$
18	0,15	2000	$3,53143 \cdot 10^{-4}$	$1,88138 \cdot 10^{-4}$
19	0,10	16500	$7,58197 \cdot 10^{-4}$	$1,57680 \cdot 10^{-4}$
20	0,05	57679	$2,65397 \cdot 10^{-4}$	$1,10535 \cdot 10^{-5}$

В табл. 3.13 приведена методика расчетного определения числа блоков до разрушения в зависимости от уровня исключаемых амплитуд.

В предлагаемом методе случайный (измеренный в эксплуатации) спектр заменяется на эквивалентную блок-программу циклов с постоянным коэффициентом асимметрии нагружения $R_\sigma = 0,1$. Все ступени до $0,7\sigma_D$ исключаются в начале испытания. Далее они подключаются к нагружению по мере снижения предела выносливости.

Таблица 3.13

Расчетное определение границы неповреждения

Количество ступеней в блоке	Исключаемые амплитуды напряжений, Н/мм ²	Расчетная долговечность, циклов	Минимальный объем блока, циклов	Доля полного блока, %	Расчетное число блоков
20	0	$1,5087 \cdot 10^7$	78679	100	191,75
19	15,5	$4,034 \cdot 10^6$	21000	26,7	192,09
18	31	$8,917 \cdot 10^5$	4500	5,7	198,15
17	46,5	$5,14 \cdot 10^5$	2500	3,2	205,6
16	62	$3,018 \cdot 10^5$	1300	1,7	232,15
15	77,5	$1,8767 \cdot 10^5$	700	0,9	268,1

На основании дорожных записей предложены два варианта блоков нагружения, эквивалентных 260 км пробега (Blom) и 485 км пробега (Blomi) соответственно.

Вначале блок разбивался на 3 части с тем, чтобы максимальное напряжение встречалось только в одной из них. Последовательность ступеней задавалась вручную (рис. 3.27). Далее с помощью программы RF-Maslink создавалась матрица напряжений, которые перемешивались случайным образом (рис. 3.28).

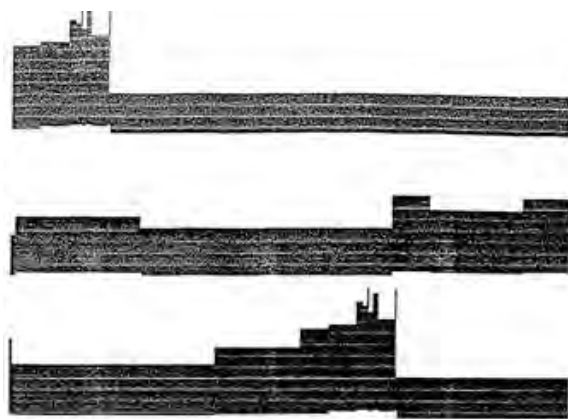


Рис. 3.27. Программа нагружения Blom 21 RE

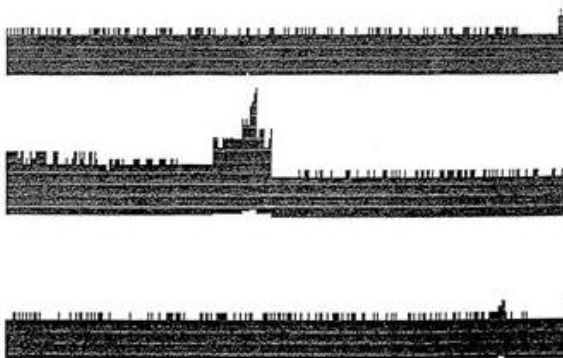


Рис. 3.28. Рандомизированная программа нагружения Blom 21 RE

В табл. 3.14 даны результаты испытаний моделей штампосварного картера по программе нагружения блоками, эквивалентными 260 км пробега.

Таблица 3.14
Результаты испытаний моделей при нагружении блоком Blom (260 км)

Программа блочного нагружения			Образец	Максимальное напряжение, МПа	Коэффициент асимметрии	Частота, Гц	Количество полуциклов до разрушения	Количество блоков до разрушения	Пробег, км
обозначение	ступеней/блоков	полуциклов							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
lom 21RE	17/40	181.600	M18	380	0,1	15-20	5.234.147	393,8	2.161.410
Blom 22RE	18/34	230.792							
Blom 23RE	19/25	261.350							
Blom 24RE	20/1	15.470							
-//-	20/294.8								
Blom 21RE	17/40	181.600	M20	380	0,1	10-15	4.390.010	339,9	1.865.575
Blom 24RE	20/240.9								
Blom 21RE	17/40	181.600	M13	380	0,1	15-20	4.335.532	335,7	1.842.523
Blom 24RE	20/236.7								

Окончание табл. 3.14

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Blom 21RE Blom 24RE	17/40 20/263.6	181.600 	M13	380	0,1	15-20	4.750.863	362,6	1.990.166
Blom 11RE Blom 21RE Blom 22RE Blom 23RE Blom 24RE -//-	16/63 17/51 18/37 19/26 20/1 20/221.6	191.268 231.540 251.156 271.804 15470 	M19	380	0,1	10-20	4.373.281	398,6	2.187.756

Предел выносливости модели рассчитывался для 50 % вероятности кривой усталости и равнялся $\sigma_{D,P} = 122$ МПа. Ожидаемый ресурс картера моста МАЗ в данном случае составляет порядка 2 млн. км. Последний образец испытывался по программе с учетом 99 % вероятности кривой усталости и пределом выносливости $\sigma_{D,P} = 134$ МПа. Соответственно первоначальный блок нагружения ограничивался 16 ступенями, однако никакого снижения числа блоков до разрушения и расчетного пробега не наблюдалось.

Типичный излом образца для серии испытаний по программе Blom (260 км) показан на рис. 3.29.

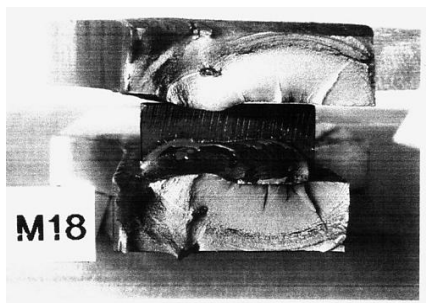


Рис. 3.29. Излом образца при испытаниях по блок-программе, эквивалентой 260 км

Исходная программа блочного нагружения, эквивалентная эксплуатационному пробегу 485 км, содержала 10 ступеней (табл. 3.15).

Таблица 3.15

Результаты испытаний моделей при блочном нагружении по программе Blomi (485 км)

Программа блочного нагружения			Образец	Максимальное напряжение, МПа	Коэффициент асимметрии	Частота, Гц	Количество полуциклов до разрушения	Количество блоков до разрушения	Пробег, км
обозначение	ступеней/блоков	полуциклов							
Blomi 1RE	10/11	133.012	M27	380	0,1	10-15			
Blomi 2RE	11/15	339.900							
Blomi 3RE	12/13	498.238							
Blomi 4RE	13/6	434.772							
Blomi 5RE	14/1	137.356							
-//-	14/108.1								
						16.260.823	153,1	1.078.903	
Blomi 1RE	10/11		M29	380	0,1	10-15			
-//-	-//-	-//-							
-//-	-//-	-//-							
Blomi 5RE	14/90.4								
							13.825.691	135,4	954.170
Blomi 1RE	10/11	133.012	M17	380	0,1	15-20			
-//-	-//-	-//-							
-//-	-//-	-//-							
Blomi 54RE	14/98.8								
							14.977.082	143,8	1.013.365
Blomi 1RE	10/42	507.864	M16	380	0,1	15-20			
-//-	11/16	362.560							
-//-	12/13	-//-							
-//-	-//-	-//-							
Blomi 5RE	14/75.6								
							12.180.949	152,6	1.075.380

Дальнейшая компьютерная обработка проводилась по аналогии с блоком 260 км и нагрузки перемешивались случайным образом, образуя программу Blomi. По мере выработки ресурса и снижения предела выносливости ($\sigma_{D,P=99\%} = 134$ МПа) модели к повреждающему действию подключались более низкие ступени (до 14-й включительно). Разброс числа блоков до разрушения четырех образцов

оказался в пределах допустимой погрешности эксперимента, прогнозируемый ресурс конструкции порядка 1 млн. км, что реально соответствует данным эксплуатации автомобилей. Тем не менее число циклов стендового нагружения по программе Blomi примерно в 3 раза больше по сравнению с программой Blom. С помощью этих экспериментов показано, что сложные и длительные дорожные записи могут быть значительно упрощены. Примерно 40 % циклов до разрушения сокращено по сравнению с программой Minsk, что обеспечило коэффициент ускорения испытаний, равный 1,7.

Типичное разрушение модели при данном нагружении показано на рис. 3.30.



Рис. 3.30. Усталостный излом модели картера при нагружении блок-программой, эквивалентной 485 км

Анализ результатов исследований позволяет сделать следующие заключения:

- записи напряжений на штампованном картере ведущего моста при движении грузового автомобиля по скоростному асфальтированному шоссе могут быть исключены из рассмотрения как неповреждающие, при этом число циклов нагружения сокращается вдвое;

- исключение трех средних диагоналей матрицы «падающего дождя» репрезентативного блока нагружения обеспечивает коэффициент уплотнения порядка 5; при этом отмеченный рост пробега на 20 % свидетельствует о влиянии исключаемых малых амплитуд; априори устанавливаемая граница повреждающих напряжений (методика IMA) $\sigma_{sg} = 0,1\sigma_{\max}$ имеет право на применение;

– использование «жесткого» блока нагружения Blom 260 км приводит к ускорению испытаний в 5 раз, однако прогнозируемый ресурс превышает в 2 раза эксплуатационные данные;

– более точные результаты дают испытания по программе Blom1 485 км, которая формируется на базе экстраполяции максимальных значений напряжений в область малой вероятности их появления 10^{-5} и 10^{-6} и с учетом влияния асимметрии нагружения; в этом случае коэффициент ускорения составляет 1,7 раза и достигается хорошее совпадение с ресурсом конструкции в реальной эксплуатации.

Таким образом, можно заключить, что вышеописанные методические подходы позволяют осуществить определенный компромисс между затратами на испытания и точностью прогнозирования ресурса машиностроительных конструкций.

3.6. Совершенствование испытательного оборудования

Разработка испытательного оборудования прошла эволюционный путь развития от специализированных стендов для отдельных типов деталей и узлов до универсальных сервогидравлических комплексов, воспроизводящих многовекторное нагружение практически на любой сложности конструкции [1-3]. Тем не менее, при решении конкретных задач появляются идеи модернизации нагружающих устройств в тех или иных целях. Ниже приведены примеры, иллюстрирующие данный подход.

С целью расширения функциональных возможностей и повышения достоверности испытаний рессор спроектирован стенд, имитирующий вертикальные, поперечные и продольные силы [77]. На рис. 3.31 показана схема воспроизведения вертикальной и поперечной нагрузки, на рис. 3.32 – схема воспроизведения вертикальной и продольной нагрузки.

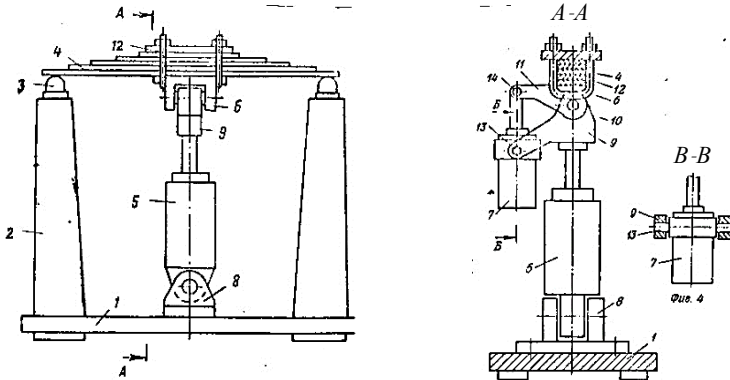


Рис. 3.31. Схема воспроизведения вертикальных и поперечных нагрузок

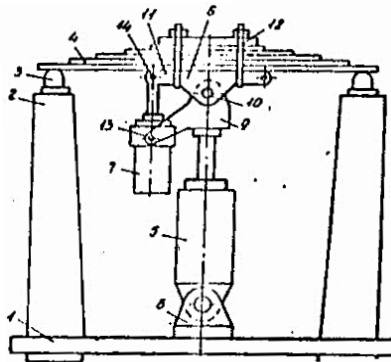


Рис. 3.32. Схема воспроизведения вертикальных и продольных нагрузок

Стенд содержит станину 1 с двумя стойками 2, на которых закреплены опоры 3 концов рессоры 4, основной гидроцилиндр 5 с гидростатическими подшипниками, средство 6 для передачи нагрузки на рессору 4 и дополнительный гидроцилиндр 7. Корпус гидроцилиндра 5 закреплен на станине 1 посредством опоры со сферическим подшипником, а шток гидроцилиндра 5 снабжен наконечником 9. Средство 6 для передачи нагрузки на рессору 4 установлено на наконечнике 9 на оси 10 с возможностью поворота в поперечной или продольной плоскостях рессоры 4 и снабжено рычагом 11, расположенным в упомянутых плоскостях. Рессора 4 за-

креплена на средстве *6* посредством элементов *12*. Корпус дополнительного гидроцилиндра *7* установлен на наконечнике *9* на осях *13* с возможностью поворота относительно наконечника *9*, а шток *1* гидроцилиндра *7* соединен посредством оси *14* с шарнирными подшипниками с рычагом *11*.

Каждый гидроцилиндр *5* и *7* снабжен электрогидравлическим следящим приводом (рис. 3.33).

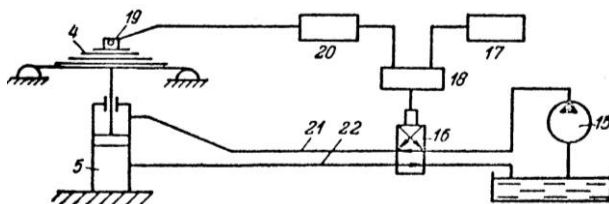


Рис. 3.33. Схема электрогидравлического следящего привода

Он состоит из насосной установки *15*, сервоклапана *16*, задающего устройства *17*, блока *18* сравнения, датчика *19* и усилителя *20* обратной связи.

Стенд работает следующим образом. Испытуемая рессора *4* в сборе устанавливается на опоры *3* и с помощью элементов *12* крепления закрепляется на средстве *6* для передачи нагрузки, которое соединено со штоком гидроцилиндра *5*. Рабочая жидкость от насосной установки *15* подается под давлением к сервоклапану *16*. В зависимости от требуемого режима нагружения задающее устройство *17* (программатор, генератор, магнитограф и т.д.) формирует электрические сигналы определенного уровня и частоты и выдает их на блок *18* сравнения, который усиливает задающий сигнал и подает его на сервоклапан *16*. Последний в зависимости от полярности сигнала соединяет одну из полостей гидроцилиндра *5* с магистралью *21* давления насосной установки *15*, а вторую полость – со сливной магистралью *22* или наоборот – при изменении полярности сигнала. Таким образом, шток гидроцилиндра *5* обрабатывает движение, пропорциональное задаваемому электрическому сигналу, и нагружает (разгружает) рессору *4* вертикальными силами. Правильность обработки задаваемого режима нагружения контролируется по датчику *19* обратной связи, сигнал которого усиливается усили-

телем 20 и в блоке 18 сравнения вырабатывает корректирующий сигнал и подает его на сервоклапан 16, что обеспечивает автоматическое поддержание заданных режимов вертикальной нагрузки.

Воспроизведение поперечных или продольных нагрузок осуществляется посредством гидроцилиндра 7 с аналогичным электрогидравлическим приводом, который обеспечивает автоматическое поддержание заданных режимов поперечной или продольной нагрузок независимо от воспроизведения заданных режимов вертикальной нагрузки.

В случае, когда вертикальная нагрузка на рессору 4 остается постоянной, гидроцилиндру 5 задается статическая нагрузка, равная весу, приходящемуся на рессору 4, и сохраняется постоянной, а гидроцилиндром 7 осуществляется воспроизведение заданных режимов поперечной или продольной нагрузки.

Для повышения эффективности и производительности работ предложен стенд для испытаний двух зеркально расположенных рессор [78] (рис. 3.34).

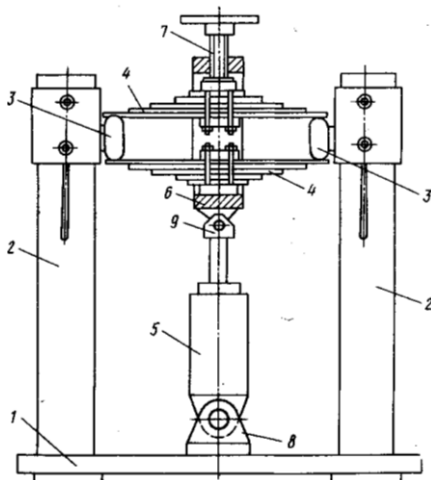


Рис. 3.34. Общий вид стенда для испытаний двух зеркально расположенных рессор

Стенд содержит основание 1 с двумя стойками 2, на которых закреплены опоры 3 концов двух испытуемых рессор 4, механизм нагружения, имеющий гидроцилиндр 5, и устройство для предвари-

тельного деформирования рессор. Это устройство имеет обойму 6, охватывающую рессоры, и нажимное средство, выполненное, например, в виде винта 7, завернутого в верхнюю часть обоймы. Нажимное средство может быть выполнено в виде гидроцилиндра, электромагнита и т.д. Гидроцилиндр 5 закреплен на основании 1 посредством опоры 8 со сферическим подшипником, а шток гидроцилиндра 5 снабжен наконечником 9, на котором шарнирно установлена обойма 6. Гидроцилиндр 5 снабжен электрогидравлическим следящим приводом (не показан). Опоры 3 установлены на стойках 2 с возможностью регулирования их положения по высоте.

Стенд работает следующим образом. Испытуемые рессоры 4 устанавливаются в обойму 6 для передачи нагрузки одна над другой таким образом, что их кривизна противоположна по знаку, при этом концы рессор 4 взаимодействуют с опорами 3. Посредством винта 7 рессоры 4 подвергаются предварительному деформированию, величина усилия которого зависит от типа рессор и заданного режима испытаний и определяется из соотношения

$$P = 0,1 - 0,9 \cdot (P_1 + P_2), \quad (3.19)$$

где P_1 и P_2 соответственно минимальное и максимальное усилие нагружения на одну рессору.

Предварительное деформирование рессор 4 может быть осуществлено двумя способами: при подвижном штоке гидроцилиндра 5 и неподвижных опорах 3; при подвижных опорах 3 и неподвижном штоке гидроцилиндра 5.

Электрогидравлический следящий привод гидроцилиндра 5 включается, и его шток обрабатывает движение, пропорциональное задаваемому электрическому сигналу, и обеспечивает автоматическое нагружение испытуемых рессор 4 в соответствии заданным режимом испытаний.

4. ПОЛИГОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ МАШИН

4.1. Исследование нагруженности шасси карьерных самосвалов грузоподъемностью 45-55 тонн

В данном разделе проанализированы результаты исследования на заводском полигоне динамических нагрузок в ходовой части карьерных самосвалов с механической трансмиссией БелАЗ-75450 и БелАЗ-7555В грузоподъемностью 45 и 55 тонн соответственно [79]. Эти самосвалы имеют классическую колесную формулу 4x2, передняя и задняя подвески – зависимые с центральными шарнирами и поперечными реактивными штангами, цилиндры подвесок – пневмогидравлические. Шины – бескамерные, со стальным кордом, с глубоким протектором. В конструкции центральных шарниров подвески данных машин применяются шаровая опора и конусный палец, по деформациям которых проводили измерения усилий тензометрией.

При экспериментальных исследованиях нагрузок на ходовую часть автомобилей обычно применяются динамометрические ступицы, позволяющие измерять нагрузку каждого колеса, однако по многим причинам такие измерения на карьерных самосвалах практически невозможны. Конструкция ходовой части позволяет проводить измерения усилий, непосредственно действующих на раму, в узлах подвески: цилиндрах, штангах и шарнирах. При этом учитывается влияние шин и неподрессоренных частей (рис. 4.1).

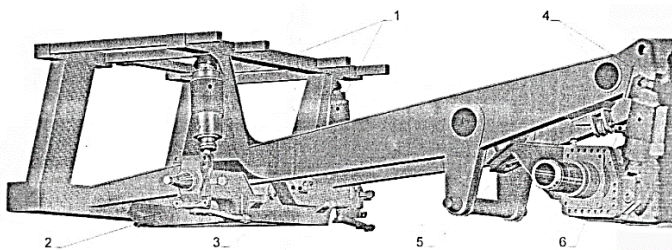


Рис. 4.1. Конструкция ходовой части карьерного самосвала БелАЗ-7555А (грузоподъемность 55 тонн): 1 – пневмогидроцилиндры передней подвески; 2 – центральный шарнир передней подвески; 3 – поперечная штанга передней подвески; 4 – гидравлические цилиндры задней подвески; 5 – центральный шарнир задней подвески; 6 – поперечная штанга задней подвески

Кинематика подвески самосвалов обуславливает передачу 12 основных воздействий от дороги на раму:

- четырех вертикальные силы через цилиндры подвески;
- двух поперечные силы через реактивные штанги;
- по три взаимно перпендикулярные силы, проходящих через передний и задний центральные шарниры.

Измерение трех взаимно перпендикулярных усилий в сферических шарнирах является технически сложной и не всегда решаемой задачей. С помощью разработанного на Белорусском автозаводе измерительного пальца была получена только качественная оценка возникающих в центральном шарнире вертикальных и продольных нагрузок. Это обусловлено наличием петли гистерезиса (отсутствием линейной зависимости) между НДС пальца и внешней нагрузкой по причине значительного влияния сил трения, усилия затяжки и других факторов, характерных для резьбового соединения.

По своей природе нагрузки, действующие на колесо автомобиля от дороги, не являются детерминированными и лучше всего описываются статистическим параметрами, наиболее информативным из которых является спектр плотности мощности (СПМ). С помощью статистического анализа можно получить достаточно точное математическое описание какого-либо неизвестного переменного во времени параметра, если существует его линейная зависимость от других известных параметров.

В исследовании использовались записи усилий в узлах подвески, полученные при движении самосвала по стометровым участкам отвальной и технологической дорог с бетонным покрытием и определенным микропрофилем. Данные режимы движения в большей степени соответствуют ряду условий, необходимых для корректного применения спектрального анализа.

На первом этапе были вычислены спектральные плотности мощности всех измеряемых силовых параметров. Оказалось, что спектры вертикальных нагрузок, действующих через пневмогидравлические цилиндры, значительно отличаются от спектра поперечных усилий в центральных шарнирах и поперечных штангах.

В процессе исследований внимание было сосредоточено на поперечных нагрузках в узлах подвески (рис. 4.2, 4.3), так как вертикальные и продольные нагрузки, действующие на самосвал, изучены ранее достаточно хорошо.

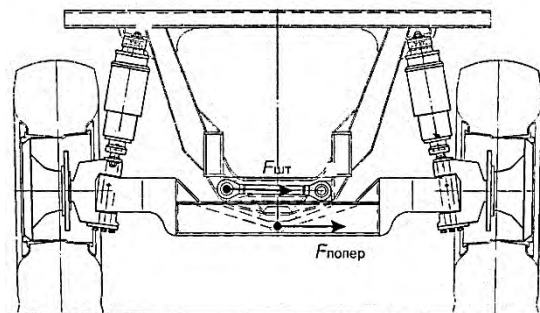


Рис. 4.2. Измеряемые поперечные усилия в узлах передней подвески

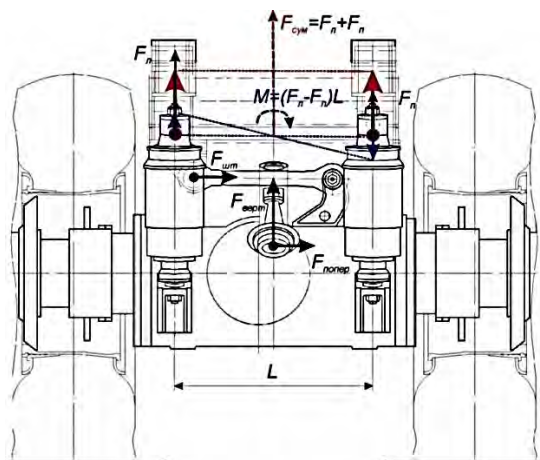


Рис. 4.3. Измеряемые поперечные усилия в узлах задней подвески

Кроме того, поперечные нагрузки в режиме движения по неровной дороге оказывают значительное влияние на НДС рамы, геометрия которой менее всего приспособлена к восприятию поперечных нагрузок.

Спектральная плотность мощности поперечных сил в узлах подвески изменяется в зависимости от загрузки самосвала, скорости его движения и высоты микропрофиля дороги. Зависимость усилий от скорости движения и высоты неровностей (микропрофиля) проявляется в изменении амплитуды значений усилий в узлах подвески при сохранении частотной полосы (рис. 4.4).

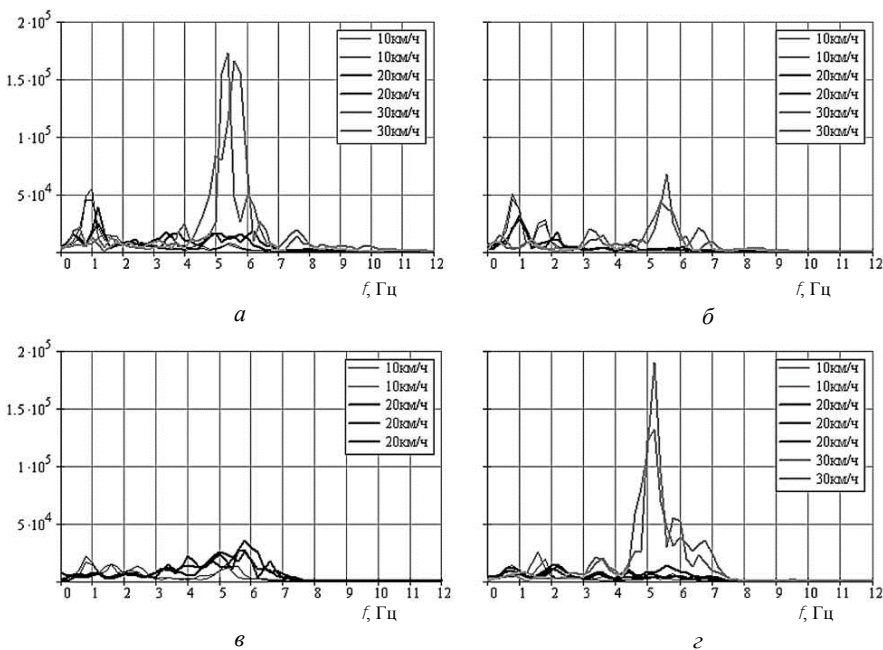


Рис. 4.4. Спектральные плотности мощности усилий в поперечной штанге передней подвески опытного самосвала БелАЗ-75450, полученные при его прямолинейном движении: *a*, *б* – с полной загрузкой по участкам отвальной и технологической дорог соответственно; *в*, *г* – без груза по участкам отвальной и технологической дорог соответственно

Предполагается, что данные частотные полосы колебаний усилий связаны с определенными формами колебаний шасси самосвала и определяются собственными параметрами автомобиля (массой, жесткостью и др.). Небольшие отклонения в частотной полосе колебаний между снаряженным и груженым состоянием объясняется изменениями инерционных характеристик автомобиля. Характер временных реализаций и сходство спектров бокового усилия в центральном шарнире и усилия в поперечной штанге передней (задней) подвески указывают на достаточно строгую линейную взаимосвязь данных процессов и подтверждают результаты оценки когерентности этих параметров (рис. 4.5).

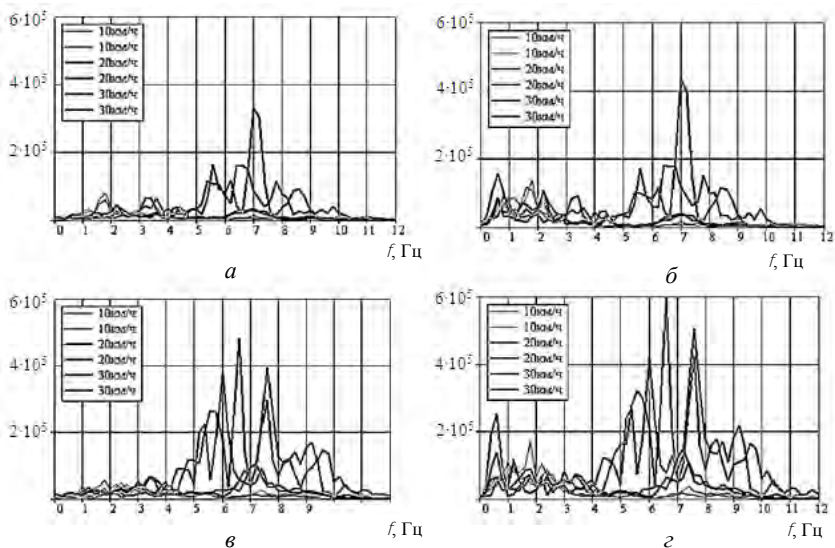


Рис. 4.5. Спектральные плотности мощности поперечных усилий в узлах задней подвески самосвала БелАЗ-7555, полученные при прямолинейном движении с полной загрузкой. *а, б* – при движении по технологической дороге в центральном шарнире и поперечной штанге соответственно; *в, г* – при движении по отвалной дороге в центральном шарнире и поперечной штанге соответственно

Для углубленного статистического анализа усилия были представлены в качестве входного и выходного параметров некоторой линейной системы. В этом случае степень линейной зависимости данных усилий определяется когерентностью γ^2 входного и выходного параметров аналогично квадрату коэффициента когерентности [80]

$$\gamma^2(f) = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{|S_{xx}(f)| |S_{yy}(f)|}, \quad (4.1)$$

где $S_{xy}(f)$ – взаимный спектр усилия в поперечной штанге и бокового усилия в центральном шарнире передней (задней) подвески;

$S_{xx}(f)$ – спектральная плотность мощности усилия в поперечной штанге передней (задней) подвески;

$S_{yy}(f)$ – спектральная плотность мощности бокового усилия в центральном шарнире передней (задней) подвески;
 f – частота колебаний в герцах.

Величина когерентности, близкая к единице, кроме линейной взаимосвязи также указывает на возможность оценки частотной характеристики H_1 между данными силовыми параметрами в исследуемом диапазоне частот с достаточной точностью:

$$H_1(f) = \frac{S_{xy}(f)}{S_{xx}(f)}. \quad (4.2)$$

В итоге была оценена степень линейной зависимости между усилиями в узлах подвески для самосвалов БелАЗ-7555В и БелАЗ-75450 (рис. 4.6 и 4.7).

Выделены две группы силовых параметров, обладающих высокой степенью линейной зависимости между собой. К ним относятся:

- боковое усилие в центральном шарнире и усилие в поперечной штанге задней подвески;
- боковое усилие в центральном шарнире и усилие в поперечной штанге передней подвески.

Частотные характеристики ($H(f)$) для передней и задней подвесок самосвалов БелАЗ-7555В и БелАЗ-75450 были представлены в аналитической форме полиномом 6-й степени для снаряженного и груженого состояния в диапазоне частот от 0 до 15 Гц.

Например, частотная характеристика поперечных усилий в узлах задней подвески опытного самосвала БелАЗ-75450 для прямолинейного движения с полной загрузкой (рис. 4.8) в аналитическом виде аппроксимирует экспериментальные оценки с коэффициентом корреляции $r = 0,842$:

$$H(f) = -0,0000146 f^6 + 0,0006882 f^5 + 0,9967 f^3 - 0,3515 f^2 + 0,282 f - 0,385. \quad (4.3)$$

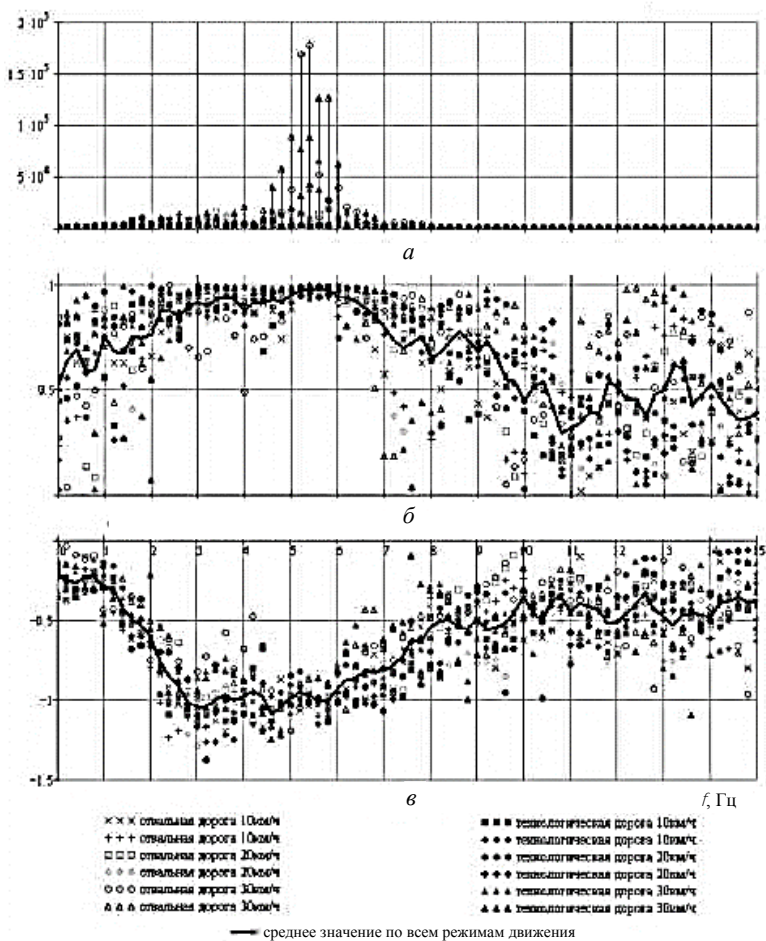


Рис. 4.6. Спектральные плотности мощности и оценки взаимной когерентности γ^2 и частотной характеристики H_1 поперечных усилий в узлах передней подвески опытного самосвала БелАЗ-75450, полученные при прямолинейном движении по участкам технологической и отвалной дорог с полной загрузкой: *a* – спектр плотности мощности поперечного усилия в центральном шарнире; *б* – взаимная когерентность усилий в штанге и центральном шарнире; *в* – оценка частотной характеристики взаимосвязи усилия в штанге и центральном шарнире

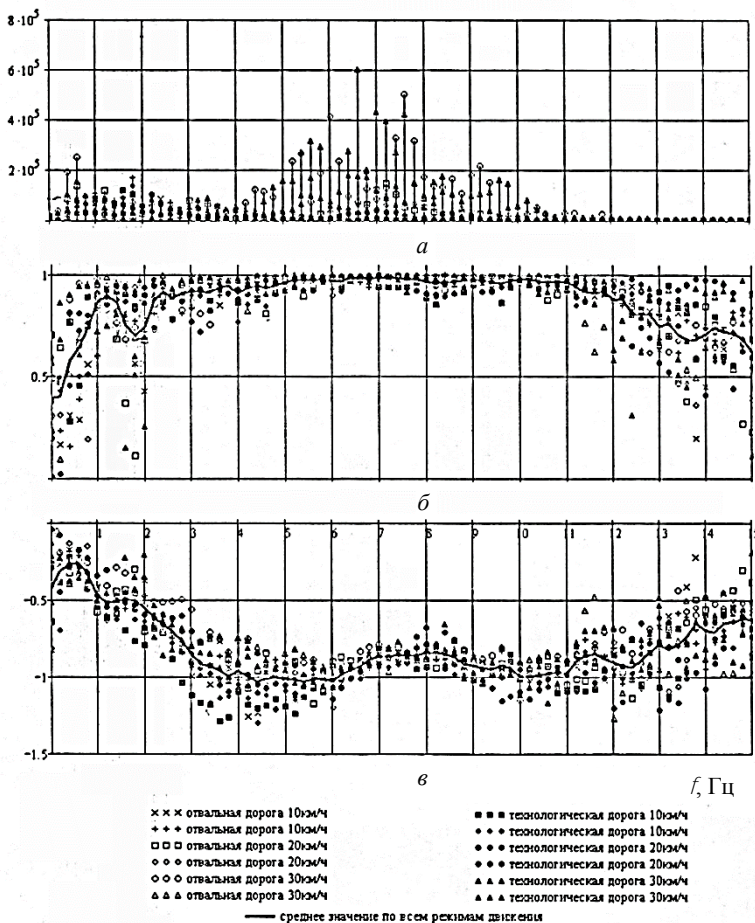


Рис. 4.7. Спектральные плотности мощности и оценки взаимной когерентности γ^2 и частотной характеристики H_1 поперечных усилий в узлах задней подвески опытного самосвала БелАЗ-75450, полученные при прямолинейном движении по участкам технологической и отвалной дорог с полной загрузкой: *a* – спектр плотности мощности усилия в штанге; *б* – взаимная когерентность усилий в штанге и центральном шарнире; *в* – оценка частотной характеристики взаимосвязи усилия в штанге и центральном шарнире

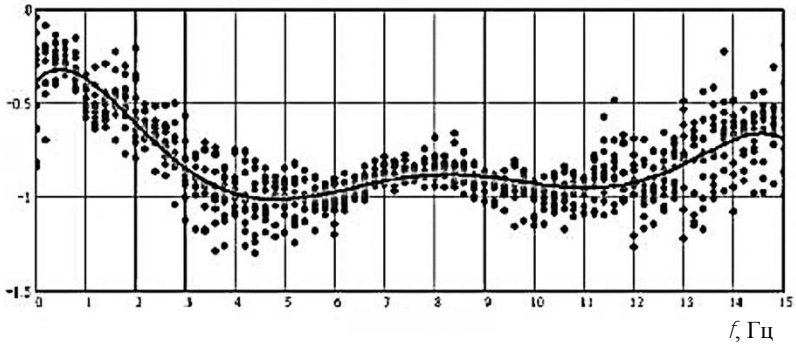


Рис. 4.8. Частотная характеристика H поперечных усилий в узлах задней подвески опытного самосвала БелАЗ-75450 для прямолинейного движения с полной загрузкой: частотная характеристика взаимосвязи усилий в штанге и центральном шарнире

На основании полученных аналитических выражений частотных характеристик предложены расчетные оценки динамической нагруженности поперечных усилий в центральных шарнирах подвески самосвалов БелАЗ-7555В и БелАЗ-75450 при прямолинейном движении автомобиля. Расчет проводится по формуле [80]

$$Y(f) = H(f) \cdot X(f), \quad (4.4)$$

где $Y(f)$ – преобразование Фурье бокового усилия в центральном шарнире передней (задней) подвески;

$H(f)$ – частотная характеристика;

$X(f)$ – преобразование Фурье усилия в поперечной штанге передней (задней) подвески.

В результате получаем временную историю изменения поперечного усилия в соответствующем шарнире (рис. 4.9).

Данным способом можно получить достоверные оценки поперечных усилий и для случая переезда единичных неровностей (коэффициент корреляции $r = 0,878$).

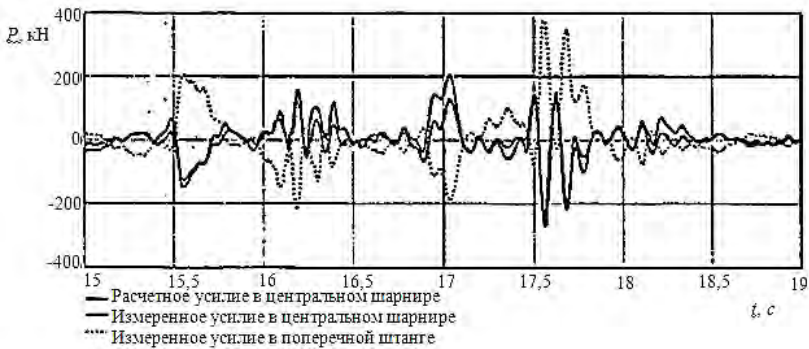


Рис. 4.9. Поперечные усилия во временной области в узлах задней подвески опытного самосвала БелАЗ-75450 для прямолинейного движения в грузном состоянии через единичные кососимметричные неровности

4.2. Оценка напряженно-деформированного состояния опасных зон рамы карьерного самосвала грузоподъемностью 130 тонн

Общий вид рамы 130-тонного карьерного самосвала БелАЗ-75131 приведен на рис. 4.10.

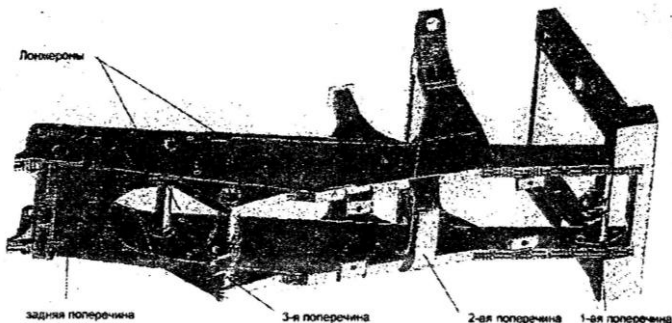


Рис. 4.10. Рама самосвала БелАЗ-75131 (общий вид)

В эксплуатации усталостные трещины наблюдаются на лонжеронах, кронштейнах крепления поперечной штанги задней подвески, в местах сварных соединений задних поперечин с лонжеронами.

Проведены сравнительные полигонные испытания серийного БелАЗ-75131 и опытного самосвала БелАЗ-75131-15 с измененной кинематикой подвески [81]. Тщательный анализ напряженно-деформированного состояния второй поперечины рамы с помощью тензометрирования дал следующие результаты.

На задней поверхности второй поперечины были наклеены фольговые тензорозетки КФ5Р5-10-200-В12, измеряющие деформации в трех направлениях под углами 0 , 45° и 90° и позволяющие определить направления главных напряжений. Первый датчик каждой тензорозетки располагался горизонтально, розетки на поперечине располагались симметрично относительно продольной оси автомобиля (рис. 4.11).

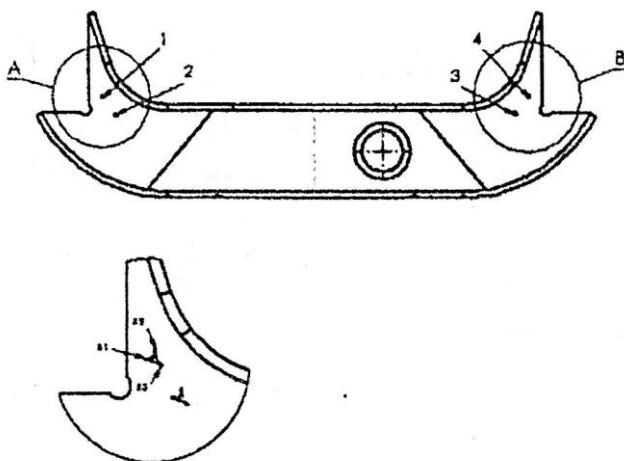


Рис. 4.11. Схема расположения тензорозеток на задней поверхности 2-й поперечины

Одновременно с деформациями тензодатчиков проводилась временная запись давлений в цилиндрах подвески с помощью датчиков давления MBS 3050 «Danfoss» и усилий в штангах подвесок с наклеенными тензодатчиками с помощью шестиканальных усилителей KWS-3073.

Испытания проводились на самосвалах в груженом состоянии со скоростями движения 5, 10, 15 и 20 км/ч на прямолинейной щебе-

ночной дороге, специальных бетонированных участках, имитирующих неровности технологической карьерной дороги и дороги в отвале, через единичные симметричные и кососимметричные неровности высотой 200 мм. Также были выполнены режимы движения по кругу с радиусом, превышающим минимальный радиус поворота в 1,5 раза, на скорости 15 км/ч.

Обработка временных зависимостей с помощью универсального программного пакета Mathcad с построением круговых диаграмм, отражающих распределение направлений и величин главных напряжений в контрольных точках (рис. 4.12), позволила определить, что на всех режимах движения максимальные нормальные напряжения в опасных зонах второй поперечины (при достижении 20 МПа и выше) имеют строго определенное направление действия, практически горизонтальное, изменяющееся в пределах 20° .

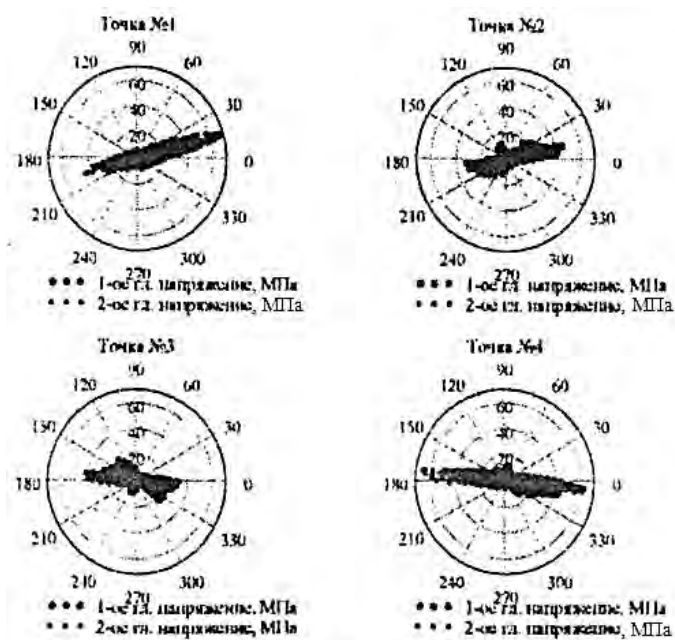


Рис. 4.12. Круговые диаграммы распределения главных напряжений по направлению и амплитуде в контрольных точках 2-й поперечины, измеренных при движении самосвала на скорости 20 км/ч в грузном состоянии по спецучастку, имитирующем дорогу в отвале карьера

Данный факт подтверждает и то, что максимальные относительные деформации были зафиксированы на горизонтальных тензорезисторах каждой тензорозетки.

На всех режимах движения напряжения в контрольных точках являются циклически изменяющимися, в основном по симметричному циклу, и при превышении предела выносливости сварного соединения могут приводить к усталостному разрушению вертикальных сварных швов, соединяющих вторую поперечину с лонжеронами. Только при движении на повороте появляется дополнительная постоянная составляющая напряжения, которая в точках слева и справа имеет одинаковую величину, но разные знаки.

Дальнейшие поиски были сосредоточены на исследовании причин возникновения приведенных опасных напряжений. Относительные деформации и напряжения в горизонтальном направлении в симметричных точках (слева и справа) в один и тот же момент времени практически имеют одинаковую величину и противоположный знак, т.е. сжатие левой стороны заднего листа поперечины происходит одновременно с растяжением правой и наоборот. Коэффициент корреляции показаний горизонтальных тензорезисторов в симметричных точках составил в среднем $-0,95$ (рис. 4.13).

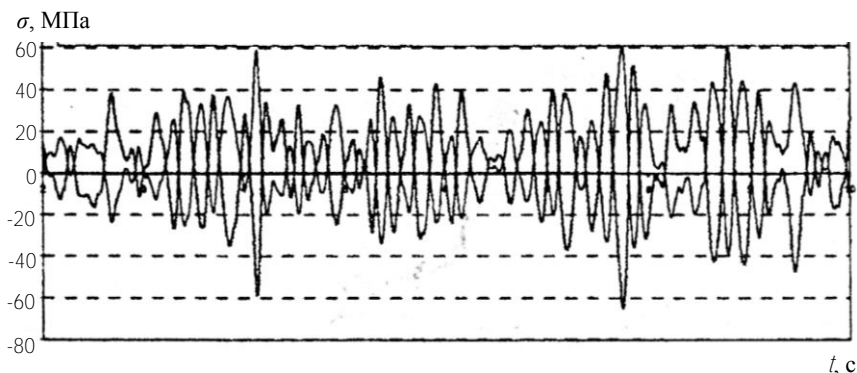


Рис. 4.13. Развитие напряжений в двух симметричных точках № 1 и № 4 при движении на скорости 20 км/ч груженого самосвала по спещучастку, имитирующему дорогу в отвале

Анализ временных сигналов тензорозеток, усилий в штангах и давлений в цилиндрах подвески показал отсутствие четкой линей-

ной зависимости напряжений в контрольных точках от усилий в поперечных штангах подвески. При движении по щебенке на скорости 15 км/ч эта зависимость является практически линейной. Однако с увеличением скорости движения по неровностям и высоты неровностей данная пропорциональная зависимость ослабевает. При переезде через единичные неровности особенно четко прослеживаются гармонический характер изменения напряжений в горизонтальной плоскости (рис. 4.14).

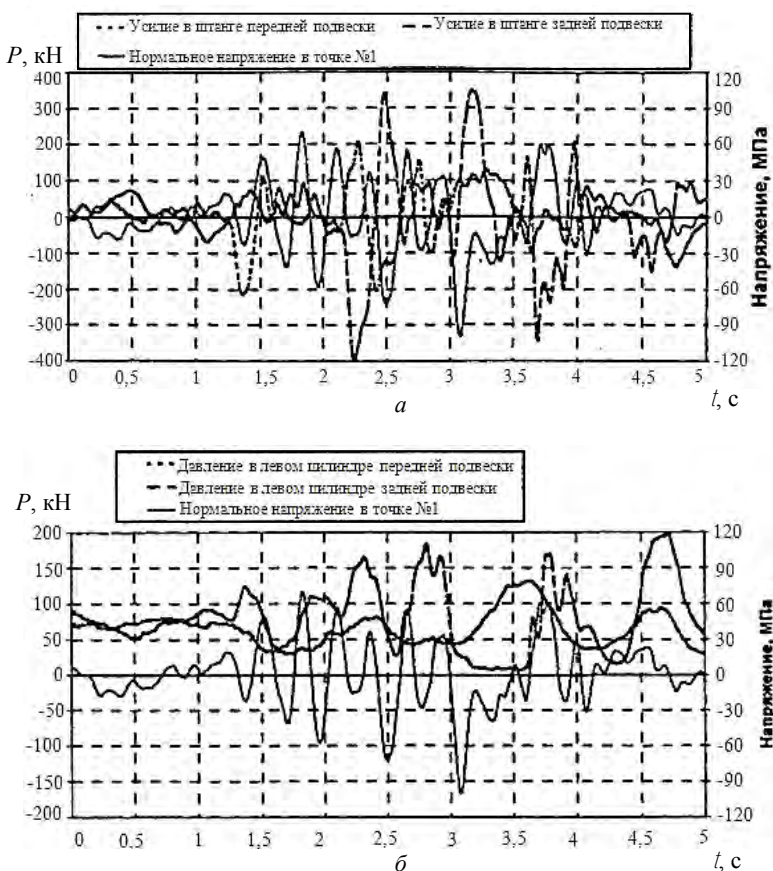


Рис. 4.14. Временная зависимость напряжений в точке № 1 и усилий в штангах *а*, давлений в цилиндрах *б* подвески при движении груженого самосвала на скорости 20 км/ч по спецучастку, имитирующему дорогу в отвале

Отсутствие четкой линейной зависимости напряжений от усилий в подвеске послужило причиной проведения спектрального анализа сигналов тензорозеток с помощью быстрого преобразования Фурье. Результаты анализа показали, что спектр сигналов тензорозеток отличается от спектра сигналов усилий в подвеске (рис. 4.15).

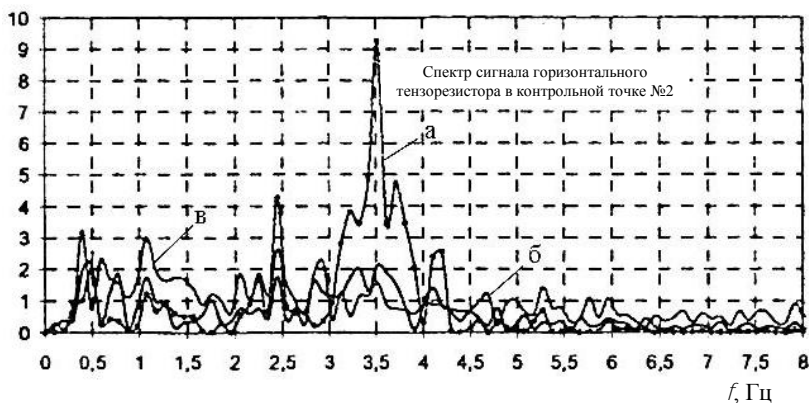


Рис. 4.15. Спектр сигналов тензорозетки и усилий в подвеске при движении груженого самосвала на скорости 20 км/ч по спецучастку, имитирующему дорогу в отвале карьера: *а* – спектр сигнала горизонтального тензодатчика; *б* – спектр усилия в передней штанге; *в* – спектр усилия в задней штанге

Очевидно, что колебания напряжений в опасных точках поперечины рамы носят не только вынужденный характер. При увеличении скорости движения самосвала и высоты неровностей дороги появляются свободные колебания напряжений с частотой 3,5-4 Гц, которые по всей видимости являются результатом собственных колебаний рамы, отражающимся в виде деформации на поверхности второй поперечины. Наличие в данной конструкции рамы резонансных колебаний приводит к увеличению амплитуды напряжений в опасных зонах второй поперечины.

Известно, что основные проблемы с долговечностью рам обычных грузовых автомобилей происходят по причине колебаний подрессоренных масс на частотах до 2 Гц. Полигонные испытания выявили [82], что основная часть энергии колебаний напряжений в зоне 2-й нижней поперечины рамы карьерного самосвала БелАЗ-75131 сосредоточена в частотных полосах 0,5-0,9; 1,8-2,5 и 3,0-4,0 Гц (рис. 4.16).

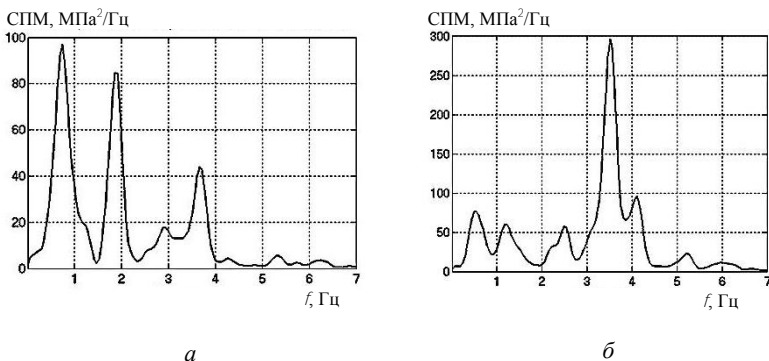


Рис. 4.16. Спектральная плотность мощности нормальных напряжений на 2-й поперечине рамы самосвала БелАЗ-75131 при движении по технологической дороге со скоростью 15 км/ч (а) и по дороге в отвале со скоростью 20 км/ч (б)

Увеличение скорости движения груженого самосвала БелАЗ-75131 свыше 15 км/ч приводят к значительному росту амплитуд переменных напряжений в рассматриваемых зонах рамы в частотной полосе 3,0-4,0 Гц. При движении со скоростью 20 км/ч по отвальной дороге переменные напряжения в данной частотной полосе вносят основной вклад в накопление усталостных повреждений вертикальных сварных швов, соединяющих 2-ю поперечину с лонжеронами рамы.

Оценка взаимной когерентности и частотных характеристик проводится по формулам [80]:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{|G_{xx}(f)||G_{yy}(f)|}, \quad (4.5)$$

$$H_1(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)}, \quad (4.6)$$

где γ^2 – когерентность параметров;

H_1 – оценка частотной характеристики параметров;

$G_{xy}(f)$ – взаимный спектр силы в подвеске и напряжения на раме;

$G_{xx}(f), G_{yy}(f)$ – СПМ сил в подвеске;
 f – частота колебаний, Гц.

Нормальные напряжения в направлении максимальной дисперсии в зоне 2-й поперечины рамы не связаны с симметричными нагрузками в передней и задней подвесках.

Оценка функции когерентности указывает на сильную линейную зависимость напряжений на 2-й поперечине от силы в поперечной штанге передней подвески в диапазоне частот 0,1-2,5 Гц и разности сил в левом и правом цилиндрах передней подвески в частотном диапазоне 1,0-6,0 Гц (рис. 4.17).

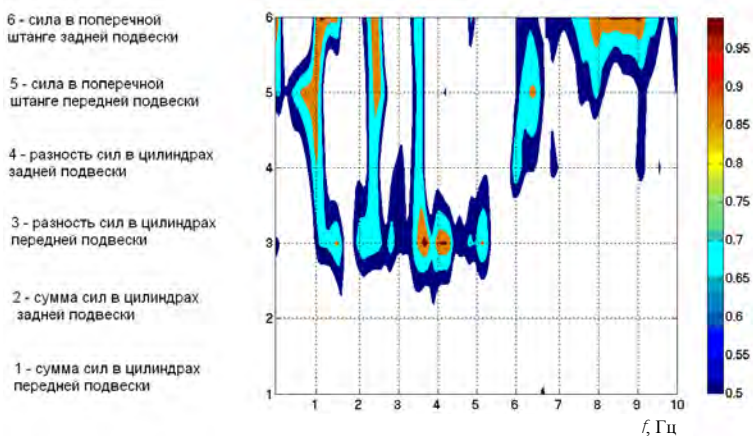


Рис. 4.17. Когерентность напряжений в раме с силами в подвеске БелАЗ-75131 при движении по отвальной дороге со скоростью 20 км/ч

Полученные оценки частотной характеристики зависимости напряжений в раме от разности сил в цилиндрах передней подвески, несмотря на значительный разброс на разных скоростях движения по дорогам с различным микропрофилем, демонстрируют тенденцию к резкому росту передаточного отношения в полосе частот 3-4 Гц (рис. 4.18).

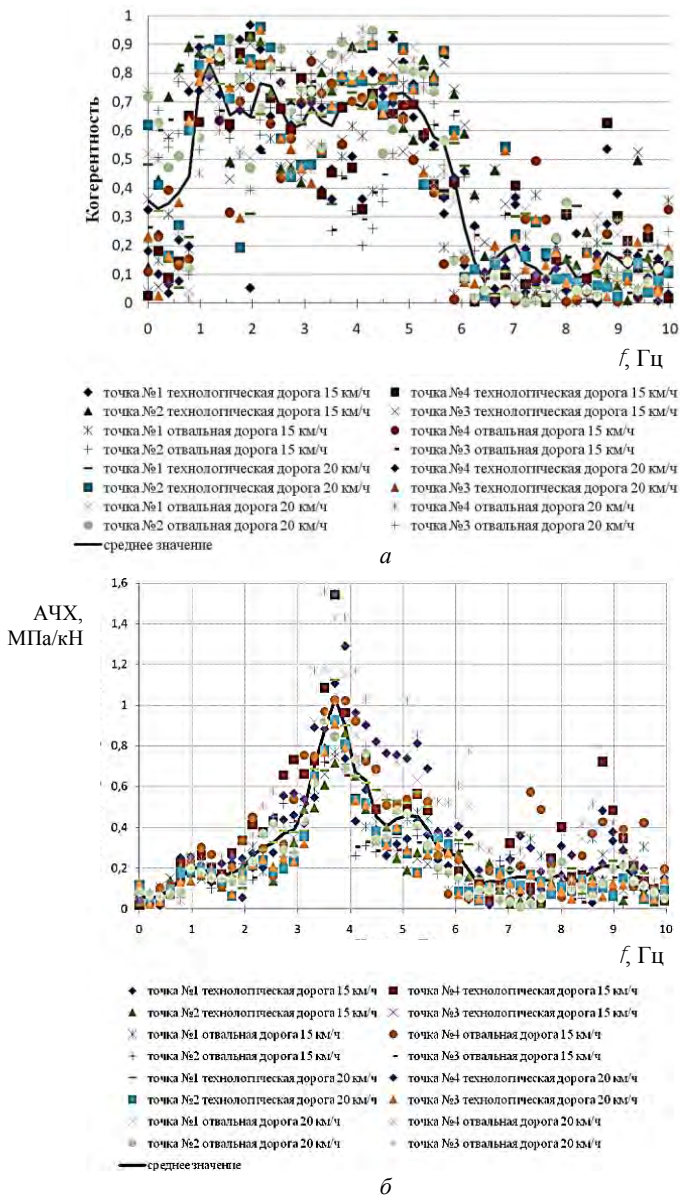


Рис. 4.18. Когерентность и амплитудно-частотная характеристика напряжений в раме и разности сил в цилиндрах передней подвески БелАЗ-75131

Совпадение пика мнимой (квадратурной) частотной характеристики с переходом вещественной (синфазной) частотной характеристики через ноль свидетельствуют о резонансном характере колебаний напряжений в частотной полосе 3-4 Гц под воздействием разности усилий в цилиндрах передней подвески (рис. 4.19).

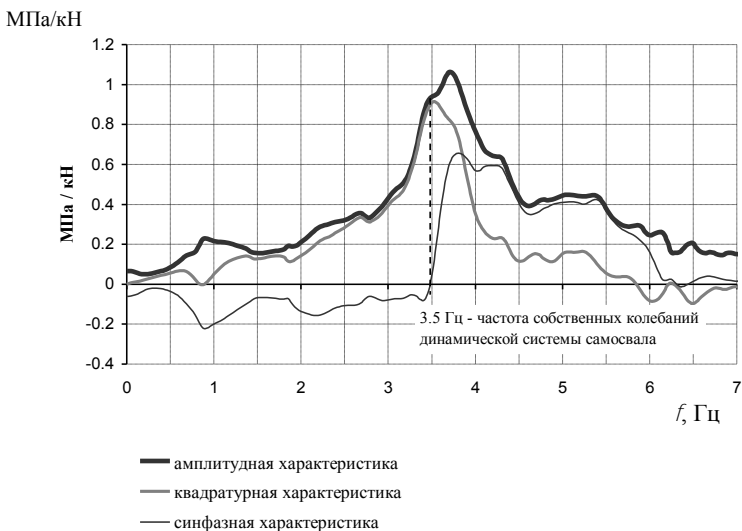


Рис. 4.19. Средняя частотная характеристика напряжений на 2-й поперечине рамы от разности сил в цилиндрах передней подвески

Следовательно, ускоренное накопление повреждений в зонах соединения 2-й поперечины с лонжеронами рамы в условиях эксплуатации обусловлено динамическими свойствами несущей системы карьерного самосвала, для которой характерна собственная частота и форма (мода) в частотной полосе 3-4 Гц с коэффициентом затухания порядка 0,05-0,1. Можно заключить, что собственная форма колебаний связана с поперечными колебаниями передней части подрессоренной массы самосвала в горизонтальной плоскости и моментом вертикальных сил на передних колесах, передающихся на раму через цилиндры подвески.

4.3. Исследование асимметрии напряжений и расчет долговечности рам самосвалов МАЗ

Исследования проведены на полигоне НИЦИАМТ [83].

Эксплуатационный процесс нагружения деталей мобильных машин носит случайный характер. Отсюда следует, что средние напряжения отдельных циклов, а значит, и их асимметрия имеют переменный характер. При расчетах усталостной долговечности деталей учесть такую переменность довольно сложно. В связи с чем на практике чаще всего применяют методы, при которых циклы с переменной асимметрией приводятся к эквивалентным по повреждению циклам с постоянной асимметрией. Эта процедура, как правило, выполняется с использованием диаграмм предельных напряжений или амплитуд цикла, что, по сути, одно и то же. Однако такие диаграммы – эмпирические, из-за чего в расчетах могут быть существенные погрешности. Учет асимметрии получается более точным, если опираться не на эмпирические диаграммы, а на характеристики сопротивления усталости деталей или локальных моделей опасных зон, полученные при различных уровнях асимметрии и заданной базе испытаний. Правда, здесь необходимо уметь определять диапазон изменения параметров асимметрии повреждающих циклов процессов нагружения. Именно это позволяет прояснить выбор значений асимметрии цикла нагружения для проведения испытаний, а также сравнивать различные диаграммы предельных амплитуд в некотором диапазоне и обосновывать их применение для конкретных случаев.

Чтобы найти параметры асимметрии повреждающих циклов, нужно сформулировать условие наступления предельного повреждения для циклов с различной асимметрией. Отдельные исследования показывают, что исключение из процессов случайного нагружения циклов, величина которых составляет от 40 до 70 % предела выносливости материала, на результатах испытаний сказывается незначительно. Эта величина больше зависит от материала конструкции, ее геометрических параметров, различных технологических факторов. При отсутствии же конкретной информации многие авторы рекомендуют считать напряжения неповреждающими, если их величина не превышает 50 % предела выносливости материала.

Известно, что для пластичных материалов, к которым относится большинство сталей, используемых при изготовлении несущих конструкций мобильных машин, примерно 95 % значений предельных амплитуд располагаются выше диаграммы Гудмана

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_e}, \quad (4.7)$$

и ниже диаграммы Гербера

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = 1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_e} \right)^2, \quad (4.8)$$

где σ_a – амплитуда напряжения цикла;

σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле нагружения;

σ_m – среднее напряжение цикла;

σ_e – предел прочности материала.

При этом диапазон изменения коэффициента асимметрии цикла нагружения составляет $R \in (-1; +1)$. Для области сжимающих средних напряжений предельная амплитуда пластичных материалов с уменьшением напряжений продолжает увеличиваться на достаточно большом интервале. Когда эта величина неизвестна, с целью учета повреждающего действия в запас, можно принять, что предельная амплитуда с уменьшением средних сжимающих напряжений постоянна, т.е. $\sigma_a = \sigma_{-1} = \text{const}$ при $R \in (-\infty; -1)$ и $R \in (1; +\infty)$.

Воспользуемся уравнением (4.7) для описания нижней границы повреждающих напряжений. Тогда уровень неповреждающих амплитуд $\sigma_{\text{нп}}$ напряжений для $R \in (-1; +1)$ дает формула,

$$\sigma_{\text{нп}} = k\sigma_{-1} \cdot \left(1 - \frac{\sigma_m}{k_a\sigma_e} \right), \quad (4.9)$$

а для $R \in (-\infty; -1)$ и $R \in (1; +\infty)$ – формула

$$\sigma_{\text{нп}} = k_a \sigma_{-1} - \psi_{\text{сж}} \sigma_m, \quad (4.10)$$

где k_a – коэффициент, определяющий нижнюю границу повреждающих напряжений;

$\psi_{\text{сж}}$ – коэффициент чувствительности к асимметрии нагружения для области сжимающих средних напряжений цикла.

Вышеприведенные рассуждения иллюстрируются рис. 4.20.

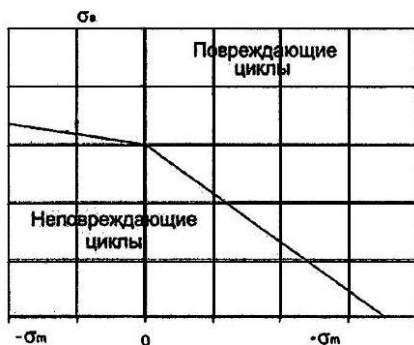


Рис. 4.20. Граница повреждающих циклов случайного процесса нагружения

Следует иметь в виду, что для сохранения подобия циклов нагружения по оси абсцисс максимальная величина σ_m ограничивается:

$$\sigma_m \in (0; k_a \sigma_v). \quad (4.11)$$

Рассмотрим данный подход на примере определения предельных (минимальных и максимальных) значений коэффициентов R асимметрии повреждающих циклов нагружения для четырех вариантов исполнения рам трехосного самосвала МАЗ-5516 (табл. 4.1, 4.2).

Таблица 4.1

Описание объектов исследования

№ варианта рамы	Конструкция рамы	Материал	
		лонжеронов	усилителей
1	Серийная	17Г1С	10ХСНДА
2	Серийная	10ХСНД	10ХСНД
3	Серийная с усиленным лонжероном и измененным числом поперечин	17Г1С	–
4	Новая – «двойной лонжерон»	17Г1С	–

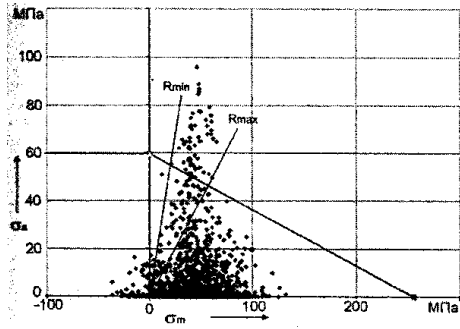
Таблица 4.2

Характеристики используемых материалов

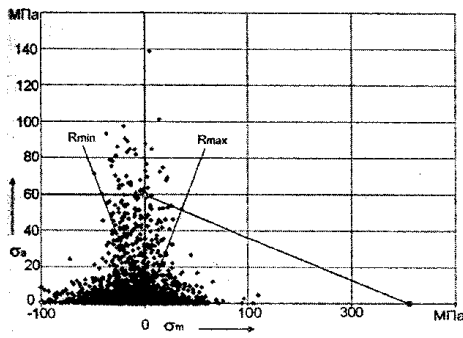
Сталь	Предел прочности, σ_a , МПа	Предел выносливости, σ_{-1} , МПа	$k_a \sigma_{-1}$, МПа
17Г1С	510	119,3	59,6
10ХСНД	530	177,1	88,5

Процессы нагружения рам фиксировались при движении груженных самосвалов по дороге с покрытием типа «профилированный булыжник» на полигоне НИЦИАМТ (г. Дмитров Московской области) с постоянной скоростью 40 км/ч. Пределы выносливости материала определялись при растяжении-сжатии на образцах типа III по ГОСТ 25.502-79, вырезанных из полосы металла по направлению проката. Их значения соответствуют вероятности неразрушения 90 % при уровне доверительной вероятности 90 %.

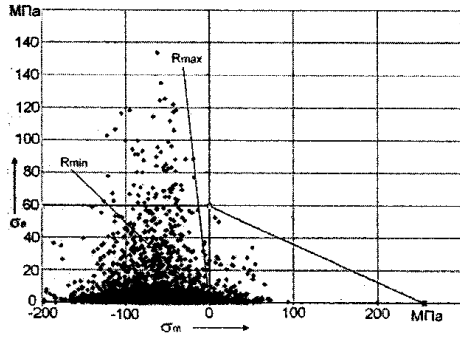
Схематизация случайных процессов нагружения выполнялась с применением четырехточечного метода «потоков дождя» и процедуры выделения его остатка. В результате получили средние и амплитудные значения отдельных циклов, а по формулам (4.9), (4.10) – повреждающие циклы процесса. Затем среди них находили циклы с предельными (R_{\min} и R_{\max}) значениями коэффициентов асимметрии. Результаты анализа представлены на рис. 4.21, из которых видно, что наличие статических составляющих напряжений значительно расширяет диапазон асимметрии повреждающих циклов процесса нагружения.



a



б



в

Рис. 4.21. Определение предельных коэффициентов асимметрии повреждающих циклов случайного процесса нагружения при растягивающих *a*, нулевых *б* и сжимающих *в* статических напряжениях

Основные данные и результаты вычислений предельных значений коэффициентов асимметрии повреждающих циклов процессов нагружения рам самосвалов МАЗ-5516 сведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Результаты оценки коэффициентов асимметрии

№ варианты рамы	Число исследуемых точек	Число заездов	Диапазон статических напряжений, МПа	Экстремальные значения		Средние значения R	
				R_{\min}	R_{\max}	\bar{R}_{\min}	\bar{R}_{\max}
1	8	3	-12 ... 72	-12,0	0,5	-11,0	0,4
2	8	2	-40 ... 89	-38,0	0,3	-22,1	0,3
3	11	3	-38 ... 45	-32,5	0,1	-23,2	0,1
4	9	3	-26 ... 24	-40,0	-0,1	-18,0	-0,1

Анализ результатов показывает, что повреждающие циклы напряжений имеют следующие диапазоны коэффициентов асимметрии: $R \in [-40; 0,5]$, выявленные по наиболее экстремальным значениям отдельных заездов, и $\bar{R} \in [23,2; 0,4]$ – по средним значениям для нескольких заездов. При этом следует заметить, что значения $R = -40$ и $\bar{R} = 23,2$ говорят о достаточной близости к отнулевому циклу в области сжатия. Возможно, такие низкие значения R получены за счет завышения повреждающего действия в диапазоне $R \in [-\infty; +1]$, приравняв $\psi_{сж}$ к нулю в уравнении (4.10).

Наиболее повреждающие циклы имеют асимметрию, достаточно близкую к симметричному циклу. Это видно из рис. 4.21, а также из табл. 4.4, где приведены значения предельных коэффициентов асимметрии для наиболее опасных зон, вычисленные при различных значениях k_a .

Таблица 4.4

Предельные коэффициенты асимметрии

№ варианты рамы	№ датчика	$k_a = 0,5$		$k_a = 0,7$		$k_a = 1$	
		R_{\min}	R_{\max}	R_{\min}	R_{\max}	R_{\min}	R_{\max}
1	2	3	4	5	6	7	8
1	22	-0,5	0,5	-0,5	0,3	-0,4	0
	16	-11	-0,1	-4,4	-0,3	-2,1	-0,5

1	2	3	4	5	6	7	8
2	29	0	0,3	0	0,1	0	0
	16	-22,1	-0,2	-3,8	-0,5	-1,8	-1,4
3	13	-15	-0,7	-6	-0,7	-2,2	-1,2
	14	-4,5	-0,7	-3	-1,1	-1,9	-1,5
4	12	-4,4	-0,7	-3,1	-1,1	-1,3	-1,2

Очевидно, что с увеличением повреждающего действия циклов диапазон изменения их асимметрии сужается.

На рис. 4.22 приведено сравнение экспериментальных данных, полученных в ходе испытаний образцов из стали 10ХСНД при различных уровнях асимметрии цикла ($R = -1; -0,5; 0; 0,3$), и различных диаграмм предельных амплитуд для диапазона $R \in [-1; +1]$.

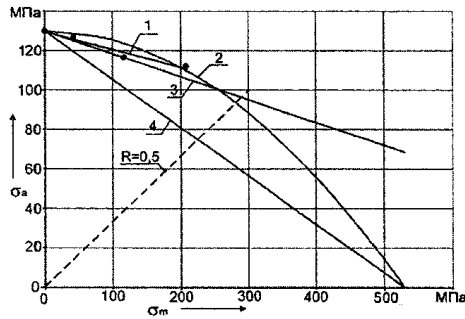


Рис. 4.22. Сопоставление экспериментальных данных и диаграмм предельных амплитуд: 1 – линия регрессии (точки – экспериментальные данные); 2 – диаграмма Гербера; 3 – диаграмма Кинашвили-Серенсена; 4 – диаграмма Гудмана

Расчетная оценка долговечности рамы путем суммирования усталостных повреждений позволяет оценить относительную погрешность от применения представленных на рис. 4.22 диаграмм предельных амплитуд для приведения асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным циклам в диапазоне $R \in [-1; +\infty]$. Наибольшие значения погрешности после обработки процессов нагружения для различных опасных зон рам даны в табл. 4.5.

Таблица 4.5

Погрешности оценки долговечности

Статические напряжения	Относительная погрешность расчетной оценки долговечности при использовании диаграмм, %		
	Кинасошвили-Серенсена	Гудмана	Гербера
Сжимающие и близкие к нулю (рис. 4.22, а, б)	1,4	5,1	11,4
Растягивающие (рис. 4.22, в)	12,1	55,3	32,6

При этом за абсолютное значение принимался результат расчета долговечности на основе использования для приведения к эквивалентным напряжениям линии регрессии. Для диапазонов коэффициентов асимметрии $R \in (-\infty; -1)$ и $R \in (1; +\infty]$ подходит уравнение (4.10) со значением $\psi_{сж} = 0$.

Наибольшие значения относительной погрешности относятся к процессам, имеющим значительные статические растягивающие напряжения: большинство повреждающих циклов расположены (см. рис. 4.21, а) в диапазоне $R \in [-1; +0,5]$. Для этого диапазона наблюдается и наибольшее расхождение диаграмм предельных амплитуд (см. рис. 4.22).

Полученный диапазон изменения предельных значений коэффициентов асимметрии можно значительно сузить, но для этого необходимо точно определить исходный уровень повреждающих напряжений. Например, при $k_g = 1$ верхняя граница может быть принята $R_{max} = 0$. Диаграмма предельных амплитуд цикла Кинасошвили-Серенсена в данном диапазоне не имеет существенного отклонения от экспериментальных значений и может использоваться без какой-либо корректировки.

Проведенная расчетная оценка усталостной долговечности показывает, что при наличии статических сжимающих напряжений или близких к нулю, разница между рассматриваемыми диаграммами предельных амплитуд не существенна. При наличии же статических растягивающих напряжений относительная погрешность расчетной оценки долговечности может достигать 55 % в сторону занижения расчетной долговечности для уравнения Гудмана и 32 % в сторону ее завышения для уравнения Гербера. Это говорит о необходимости

серьезного подхода к учету асимметрии при анализе случайного нагружения конструкций.

4.4. **Выбор метода схематизации нагруженности при расчетном прогнозировании ресурса несущих конструкций МАЗ**

Несущие конструкции и детали грузовых автомобилей в эксплуатации подвержены случайному нагружению, которое характеризуется силами и моментами, передаваемыми через колеса со стороны дороги. При оценке усталостной долговечности непосредственный интерес представляют процессы изменения напряжений или деформаций в опасных зонах исследуемого объекта, приводящие к его разрушению. Они, как правило, представляются в дискретном виде, т.е. текущие значения напряжений записываются через постоянный интервал времени – период квантования или дискретизации. Разработан целый ряд методов схематизации, заключающихся в выделении из исходного процесса нагружения отдельных циклов или полуциклов регулярного нагружения, используемых далее для расчета ресурса конструкций.

Представляет интерес анализ применимости существующих методов схематизации случайного нагружения с использованием фильтрации процессов по их повреждающему действию [84].

Известные методы схематизации можно разделить на две основные группы: однопараметрические и двухпараметрические [85]. Однопараметрические методы (экстремумов, размахов, пересечений заданных уровней) приводят к значительным погрешностям при расчете усталостной долговечности. Это вызвано неучетом наложенных высокочастотных составляющих на компоненты с более низкой частотой, но со значительно большей амплитудой цикла, вызванной колебанием подрессоренной массы автомобиля, а также вследствие изменения значений среднего напряжения цикла.

Наибольшее отражение в литературе и применении на практике получили двухпараметрические методы «потоков дождя» и полных циклов [86]. Их использование, как правило, позволяет избежать перечисленных выше недостатков однопараметрических методов схематизации и достаточно точно выделить все циклы и полуциклы нагружения независимо от сложности эксплуатационных процессов. Эти методы основаны на представлении каждого нагруженного

цикла в виде замкнутой петли гистерезиса в координатах деформация-напряжение, что отражает физику протекающих процессов при циклической деформации металла.

В работе [56], на основе анализа результатов эксперимента по определению усталостной долговечности образцов стали 40X при двухчастотном регулярном нагружении, был предложен метод полуциклов с использованием огибающей процесса нагружения для выделения низкочастотных циклов эксплуатационных процессов. Проведем сравнение методов «потоков дождя» и полуциклов с огибающей при схематизации эксплуатационного нагружения рамы автомобиля-самосвала МАЗ.

Испытания проводились на автополигоне в г. Дмитров (РФ). Тензометрировались наиболее опасные по усталости зоны, находящиеся на нижних полках лонжеронов рамы. Заезды выполнялись по бульжной дороге профилированного мощения со скоростью 40 км/ч в груженом состоянии, что является очень жестким режимом нагружения.

Для изготовления лонжеронов используется сталь 17Г1С. Характеристики сопротивления усталости данной стали получены при испытаниях плоских образцов в условиях растяжения-сжатия. Образцы вырезались из полос металла, применяемых при изготовлении лонжеронов, по направлению прокатки. Пересчет значений пределов выносливости на 95 % вероятность неразрушения выполнялся при уровне доверительной вероятности 99 %. Результаты сведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Характеристики сопротивления усталости опасной
зоны лонжерона рамы МАЗ

Предел выносливости при симметричном цикле σ_{-1} , МПа	94,6
Параметр уравнения кривой усталости v_0 при симметричном цикле, МПа	36,19
Показатель угла наклона кривой усталости v при симметричном цикле, МПа	30,87
Предел выносливости при отнулевом цикле σ_0 , МПа	155,7
Параметр уравнения кривой усталости v_0 при отнулевом цикле, МПа	61,33
Показатель угла наклона кривой усталости v при отнулевом цикле, МПа	51,83
Базовое число циклов N_0 , тыс. циклов	520700

Приведение асимметричных циклов напряжений к эквивалентным по повреждению симметричным выполнялось с использованием диаграммы предельных амплитуд Кинасошвили-Серенсена как для циклов с максимальным напряжением больше начального предела выносливости, так и меньше его. Расчет долговечности был основан на применении кинетической гипотезы суммирования усталостных повреждений [56], позволяющей учитывать изменение характеристик сопротивления усталости по мере накопления повреждений. Это дало возможность оценить действие циклов с максимальным напряжением ниже начального значения предела выносливости.

Результаты прогнозирования усталостной долговечности представлены в табл. 4.7.

Таблица 4.7

Расчетные пробеги рамы автомобиля-самосвала МАЗ

Номер заезда	Метод «потоков дождя»	Метод полуциклов с огибающей
1	96 тыс. км	не определен*
2	101 тыс. км	590 тыс. км

Примечание.* Ни одно из максимальных напряжений выделенных циклов процесса не превысило начальный предел выносливости.

Как видно из табл. 4.7, полученные результаты имеют значительное различие, которое не просто объяснить. Для анализа было предложено провести фильтрацию исходных процессов нагружения по повреждающему действию с последующей оценкой долговечности. Суть ее заключалась в том, что из процесса нагружения удалялись циклы, повреждающее действие которых не превышало определенной величины $\sigma_{нп}$, задаваемой амплитудой напряжения при симметричном цикле. Иначе говоря, фильтрация осуществлялась с учетом асимметрии цикла: текущий цикл процесса приводился к эквивалентному по повреждению симметричному, который сравнивался с заданной величиной. При значении амплитуды приведенного напряжения текущего цикла, равной либо меньшей этой величины, цикл исключался из процесса. Результат такого подхода продемонстрирован на рис. 4.23, где показан фрагмент исходного

процесса нагружения, полученный в первом заезде, и результаты его амплитудной фильтрации с величиной отбрасываемых напряжений $\sigma_{\text{нп}} = 20$ и 40 МПа, соответственно.

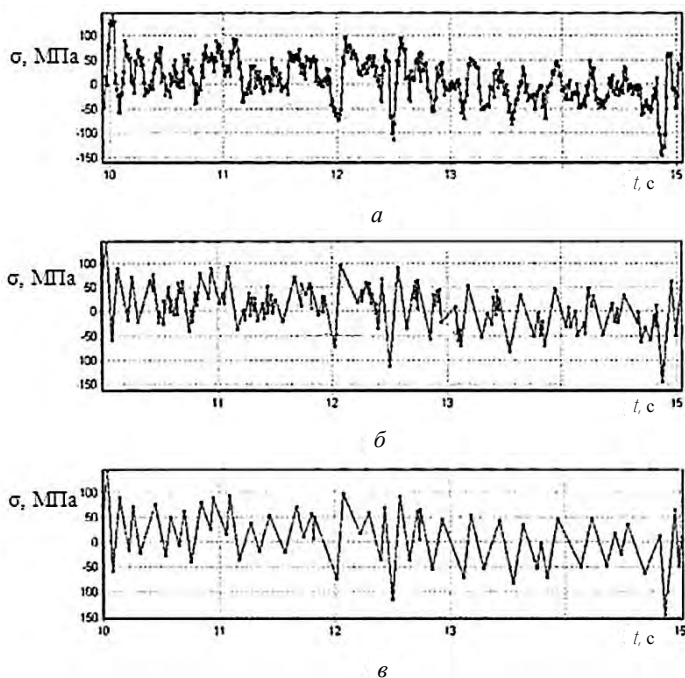


Рис. 4.23. Фильтрация процесса нагружения опасной зоны лонжерона рамы МАЗ: *а* – исходный процесс; *б*, *в* – процессы с величиной отброшенных напряжений цикла 20 и 40 МПа соответственно

По такой методике были обработаны процессы нагружения двух заездов с величиной отбрасываемых напряжений от $\sigma_{\text{нп}} = 10$ до 90 МПа, эквивалентных по повреждению напряжениям при симметричном цикле. В последнем случае максимальная величина отбрасываемых напряжений практически равнялась пределу выносливости. Для каждого полученного таким образом процесса была проведена оценка долговечности с использованием тех же методов, что и в предыдущем случае. Результаты представлены в табл. 4.8.

Таблица 4.8

Расчетные пробеги (в тыс. км) рамы автомобиля-самосвала МАЗ при разных уровнях исключения неповреждающих напряжений

Метод схематизации	Номер заезда	Величина исключаемого напряжения, МПа								
		10	20	30	40	50	60	70	80	90
«потоков дождя»	1	96	96	96	96	98	98	101	110	117
	2	101	101	101	101	102	103	106	114	131
полуциклов с огибающей	1	618	282	279	272	286	255	194	167	167
	2	440	262	253	248	231	178	174	150	169

На рис. 4.24 дано графическое представление результатов оценки долговечности рамы МАЗ в зависимости от величины отбрасываемых напряжений.

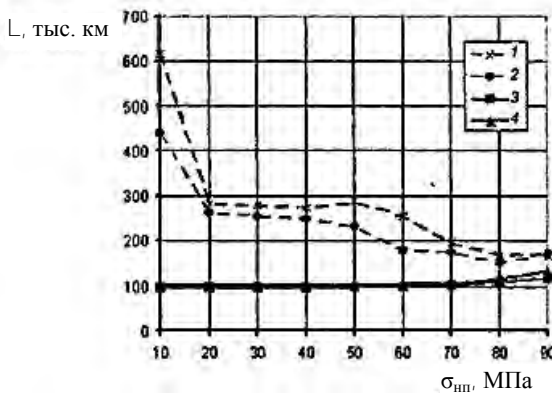


Рис. 4.24. Влияние амплитудной фильтрации напряжений на расчетную оценку долговечности: 1, 2 – метод полуциклов с огибающей; 3, 4 – метод «потоков дождя» (для 1-го и 2-го заездов соответственно)

Рассмотрим результаты оценки усталостной долговечности фильтрованных процессов нагружения, схематизированных методом «потоков дождя». Как видно из данных, представленных в табл. 4.8 и на рис. 4.24, величина отбрасываемых напряжений до 50 МПа не оказывает влияния на расчетную долговечность. Дальнейшее их увеличение ведет к росту долговечности, что очевидно вызвано отбросом уже повреждающих циклов процесса. Эти результаты хорошо согласуются с экспериментом [59], в котором

оценивался уровень неповреждающих напряжений на элементы несущих конструкций грузовых автомобилей МАЗ. Он составил 0,5-0,7 предела выносливости, кроме того, была получена зависимость, аналогичная представленной на рис. 4.24 кривыми 3 и 4.

В случае применения метода полуциклов с огибающей увеличение амплитуды неучитываемых напряжений приводит к постоянному снижению расчетной долговечности. Причем из рис. 4.24 видно, как с увеличением величины отбрасываемых напряжений эти значения стремятся к значениям, которые были получены с использованием метода «потоков дождя». Это можно объяснить тем, что метод полуциклов, в некоторых случаях, не позволяет в полной мере выделить повреждающее действие основных циклов нагружения, а отбрасывание малоамплитудных циклов, как видно из рис. 4.23, позволяет оставить именно эти циклы.

Проанализируем влияние уровня отбрасываемых напряжений на коэффициент нерегулярности процесса k_i [85]. Как видно из рис. 4.25, оба исходных процесса нагружения изначально имеют равную нерегулярность, которая по мере увеличения отбрасываемых напряжений изменяется практически одинаково, что говорит о единой структуре процесса.

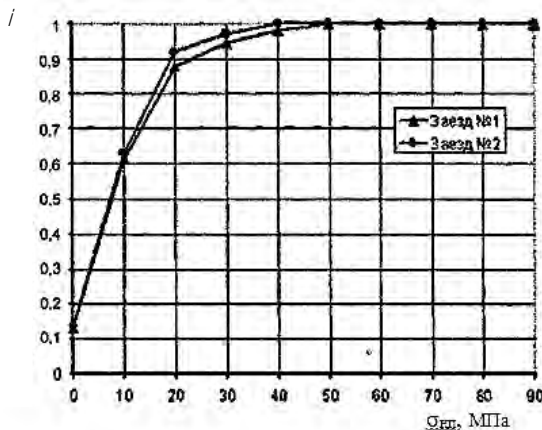


Рис. 4.25. Изменение коэффициента нерегулярности процесса нагружения в зависимости от величины отбрасываемых напряжений

По мере фильтрации исходного процесса последний приобретает регулярную форму, это позволяет использовать для его обработки более простые методы схематизации.

Проведенная фильтрация процессов также характеризует долю повреждающего действия циклов с напряжениями меньше предела выносливости.

Для численного описания влияния исключения напряжений ниже предела выносливости на расчетную долговечность предлагается использовать зависимость

$$K_{\sigma < \sigma_{\text{нп}}} = 1 - K_{\sigma > \sigma_{\text{нп}}} = 1 - \frac{L_{\Sigma}}{L_{\sigma > \sigma_{\text{нп}}}}, \quad (4.12)$$

где $K_{\sigma < \sigma_{\text{нп}}}$ – коэффициент, характеризующий долю повреждения, вносимую неучитываемыми напряжениями процесса (например, ниже предела выносливости);

$K_{\sigma > \sigma_{\text{нп}}}$ – коэффициент, характеризующий долю повреждения, вносимую напряжениями процесса выше заданной величины;

L_{Σ} – значение долговечности, определенное с учетом действия всех напряжений процесса;

$L_{\sigma > \sigma_{\text{нп}}}$ – значение долговечности, определенное с использованием напряжений только выше заданного уровня напряжений.

Максимальные значения отбрасываемых напряжений в рассмотренном случае практически равны пределу выносливости. Поэтому, пользуясь данными табл. 4.8, можно рассчитать значение $K_{\sigma < \sigma_{\text{нп}}}$.

Для рассматриваемых процессов нагружения эта величина составляет 0,18 и 0,23 для первого и второго заездов, соответственно (при использовании для схематизации процесса нагружения метода «потоков дождя»). Из этого следует, что для данных процессов нагружения напряжения ниже предела выносливости вносят повреждающее действие порядка 20 %.

Таким образом, установлено, что фильтрация процессов нагружения по повреждающему действию с применением метода «потоков дождя» и кинетической теории суммирования усталостных по-

вреждений дает расчетные значения усталостной долговечности, совпадающие с экспериментальными данными. В то же время, метод полуциклов с огибающей приводит к значительному отклонению в сторону завышения расчетной долговечности относительно метода «потоков дождя», а при использовании фильтрации получено противоположное экспериментальному снижению долговечности с увеличением величины отбрасываемых напряжений, что вызвано недооценкой повреждающего действия основных несущих циклов. В этой связи его использование можно рекомендовать только для схематизации процессов нагружения с ярко выраженными частотными составляющими, либо регулярных процессов.

Предложенные коэффициенты $K_{\sigma > \sigma_{нп}}$ и $K_{\sigma < \sigma_{нп}}$ характеризуют долю повреждения в сложных нерегулярных процессах нагружения, вносимую напряжениями выше и ниже заданной величины, например, предела выносливости. Они могут использоваться как для количественного описания повреждающей структуры процесса, так и в виде качественного показателя при совершенствовании методов схематизации случайных процессов и расчета их повреждающего действия.

4.5. Оценка влияния климатических условий на динамическую нагруженность несущих узлов карьерных самосвалов БелАЗ

Горнодобывающие предприятия располагаются в различных климатических и географических зонах, работают, добывая полезные ископаемые открытым способом, в самых разнообразных условиях. Территория стран СНГ, основных потребителей белорусских самосвалов, имеет восемь температурных зон, в первой из которых среднемесячная температура зимнего периода, длящегося 0,23 года (южные регионы Российской Федерации, Украины, Казахстана), 3°C , в то время как для восьмой зоны (Якутия) эти цифры равны соответственно 0,65 и -31°C . Известно, что в регионах, где при отрицательных температурах на карьерных дорогах сохраняется укатанный снежный покров, число отказов несущих узлов БелАЗ в зимний период значительно меньше, чем в летний и, особенно, осенне-весенний. Так, в справочной литературе указывается сниже-

ние на 30-40 % износа шин в зимний период по сравнению с летним. О других же узлах и агрегатах данных нет.

Чтобы восполнить этот пробел, проведены полигонные испытания опытного образца карьерного самосвала БелАЗ-75570 грузоподъемностью 90 т. [87]. Он имеет классическую колесную формулу 4×2, зависимые переднюю и заднюю подвески с центральными шарнирами и поперечными реактивными штангами, пневмогидравлические цилиндры подвесок и бескамерные радиальные шины со стальным кордом, глубоким протектором и скальным рисунком, механическую трансмиссию. Испытания проводились на заводском полигоне в г. Жодино. Их программа включала движение самосвала по мерным участкам различных дорог: гравийной, имитирующей технологическую дорогу в карьере, имитирующей отвальную дорогу в карьере. Особую ценность для сравнительного анализа имели результаты, полученные при движении по участкам отвальной и технологической дорог, для каждого из которых характерен только ему принадлежащий микропрофиль, менее подверженный изменению из-за бетонного покрытия. Проходили они как в зимний, так и в летний периоды, что позволило сравнивать динамическую нагруженность ходовой части самосвала в разных климатических условиях, т.е. на сухих и покрытых снежным покровом гравийных, технологических, отвальных участках испытательных дорог.

Температура окружающего воздуха для зимнего периода испытаний варьировалась в диапазоне $-15...-20^{\circ}\text{C}$, для летнего периода – $5...15^{\circ}\text{C}$. Динамическую нагруженность оценивали по изменению давлений в рабочих полостях пневмогидравлических цилиндров и усилиям растяжения-сжатия в поперечных штангах подвески. В качестве основного оценочного параметра нагруженности выбрано среднеквадратическое отклонение (СКО) усилий (рис. 4.26, 4.27).

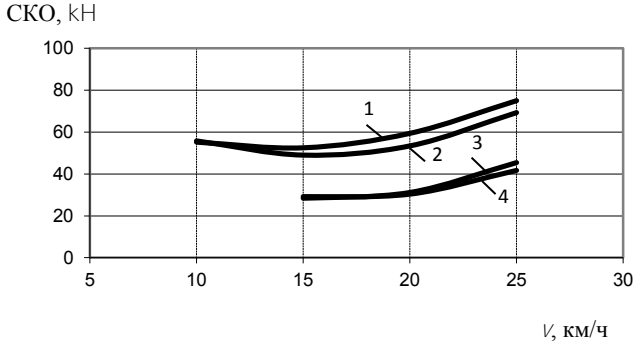


Рис. 4.26. Среднеквадратические отклонения усилия в цилиндрах передней подвески при движении самосвала по отвальной дороге: 1 – передний левый цилиндр, дорога без снега; 2 – передний правый цилиндр, дорога без снега; 3 – передний правый цилиндр, дорога с укатанным снегом; 4 – передний правый цилиндр, дорога с укатанным снегом

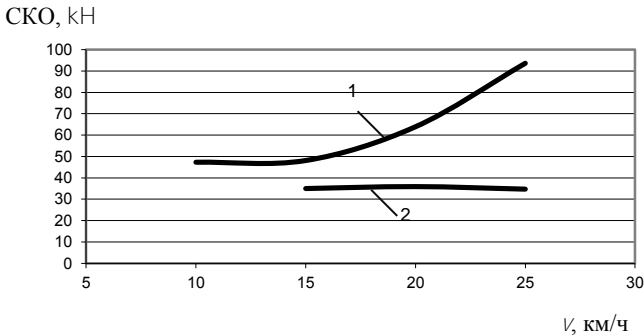


Рис. 4.27. Среднеквадратические отклонения усилия в поперечной штанге задней подвески при движении самосвала по отвальной дороге: 1 – дорога без снега; 2 – дорога с укатанным снегом

Для удобства сравнения сил, передающихся через цилиндры подвески и штанги, брали «упругие» (без учета сил амортизации и сухого трения) усилия в цилиндрах подвески, определяемые умножением измеренных давлений в рабочей полости цилиндра на активную площадь его штока. Результаты сведены в табл. 4.9.

Таблица 4.9

Результаты полигонных испытаний БелАЗ-75570

Тип дороги	Режимы испытаний		Среднеквадратические отклонения усилий, кН					
	период года	ско- рость дви- же- ния, км/ч	Передняя подвеска			Задняя подвеска		
			в левом цилиндре	в правом цилиндре	на попе- речной штанге	в левом цилиндре	в правом цилиндре	на попе- речной штанге
Техно- ло- гиче- ская	Зимний	15	32,2	35,3	16,9	79,8	77,9	27,9
		20	41,0	47,7	27,8	117,4	119,7	35,5
		25	50,6	56,8	18,5	121,4	127,9	34,2
	Весен- не- летний	5	29,9	28,9	44,9	82,1	84,6	39,5
		10	34,5	34,5	28,4	68,8	71,5	44,2
		15	46,4	44,5	36,0	115,2	114,7	39,2
	20	47,2	44,7	33,7	132,6	133,4	46,1	
		25	71,1	71,5	32,6	134,1	156,1	65,6
Отваль- ная	Зимний	15	29,0	28,4	22,9	94,9	93,8	34,2
		20	30,4	31,2	21,8	102,4	97,1	35,5
		25	41,7	45,4	18,7	125,9	127,9	34,7
	Весен- не- летний	10	55,2	55,8	33,8	97,3	105,3	47,3
		15	52,5	49,0	27,0	105,8	113,7	48,1
		20	59,4	53,4	31,5	135,6	131,7	63,9
	25	75,0	69,3	39,5	167,4	184,6	91,7	

Анализ данных показывает, что среднеквадратические отклонения усилий в передних цилиндрах подвески карьерного самосвала при его движении на скорости от 10 до 25 км/ч по технологической и отвальной дорогам в зимних условиях эксплуатации уменьшаются относительно летних соответственно до 32 % и 67-75 %, в задних цилиндрах подвески – на 14-43 % и 14-29 %, в штанге передней подвески – на 42-44 % и 15-50 % и в штанге задней подвески – на 21-48 % и 27-63 %.

Временные истории сигналов датчиков давления и деформации были подвергнуты статистическому и спектральному анализу. На рис. 4.28 и 4.29 зависимости параметров, записанных в разных климатических условиях при движении груженого самосвала по участку отвальной дороги, наложены друг на друга, и на них четко про-

слеживается значительное уменьшение амплитуды колебаний усилий во всех узлах подвески в зимний период.

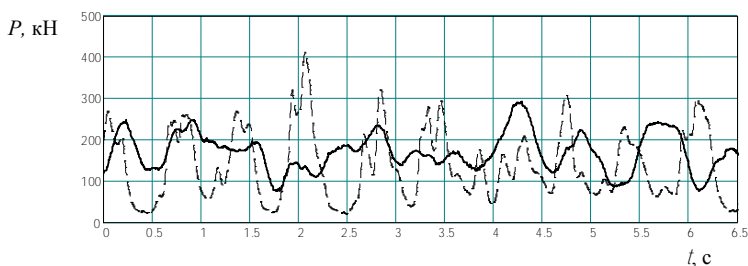


Рис. 4.28. Фрагмент зависимости усилия в левом цилиндре задней подвески при движении самосвала по отвальной дороге со скоростью 25 км/ч: 1 – дорога с укатанным снегом; 2 – дорога без снега

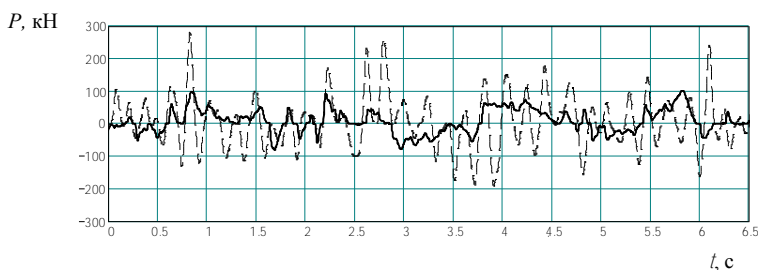


Рис. 4.29. Фрагмент зависимости усилия на поперечной штанге задней подвески при движении самосвала по отвальной дороге со скоростью 25 км/ч: 1 – дорога без снега; 2 – дорога с укатанным снегом

Очевидно, что укатанный снег сглаживает неровности, уменьшая их высоту, т.е. изменяет микропрофиль дорожной поверхности в лучшую сторону, что приводит к уменьшению размахов усилий в цилиндрах подвески, расположенных вертикально. На спектре усилий в цилиндрах подвески (рис. 4.30) изменяются только амплитуды на частоте 0,8-1,2 Гц, соответствующей продольно-угловым колебаниям автомобиля, и частоте 1,3-1,7 Гц, соответствующей вертикальным колебаниям.

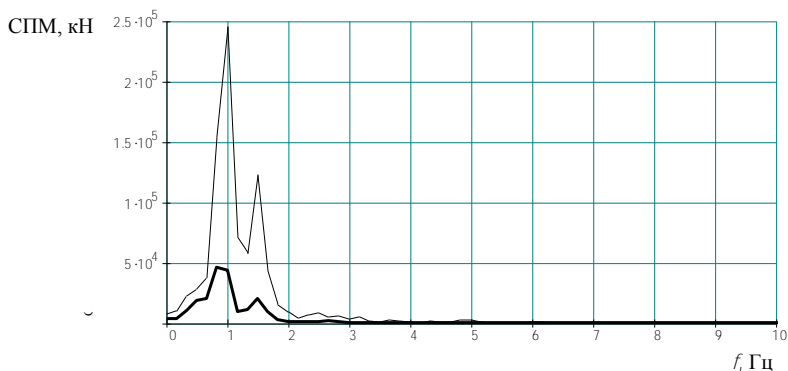


Рис. 4.30. Спектральная плотность мощности усилия в левом цилиндре передней подвески при движении самосвала по отвальной дороге со скоростью 25 км/ч: 1 – дорога без снега; 2 – дорога с укатанным снегом

На спектре усилий в поперечных штангах (рис. 4.31) заметно снижение амплитуды поперечно-угловых колебаний самосвала на частоте 0,3-0,7 Гц, но наиболее значительно – в частотной полосе 3-7 Гц.

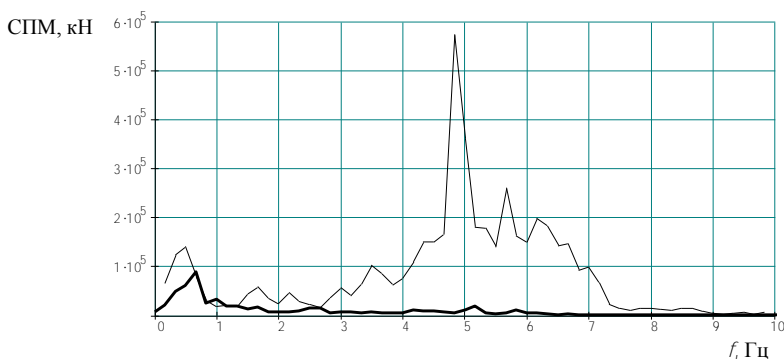


Рис. 4.31. Спектральная плотность мощности усилия на поперечной штанге передней подвески при движении самосвала по отвальной дороге со скоростью 25 км/ч: 1 – дорога без снега; 2 – дорога с укатанным снегом

Можно предположить, что в контакте шины с опорной поверхностью происходит боковое скольжение вследствие снижения ко-

ээффициента сцепления шины с дорогой: на рис. 4.29 видно, что максимальные пиковые силы в данном случае не превышают 100 кН, в то время как на дороге без снега они достигают 300 кН. Следовательно, укатанный снежный покров существенно уменьшает динамическую нагруженность в узлах подвески не только из-за изменения микропрофиля дороги, но и снижения коэффициента сцепления шины с ней.

По справочным данным, коэффициент сцепления шин с плотным снегом составляет порядка 0,2. Осевая нагрузка на задней оси самосвала БелАЗ-75570 с полной загрузкой равна 1083 кН. Если предположить, что коэффициент сцепления в боковом направлении не выше, чем в продольном, то боковое усилие на задней оси, передаваемое через поперечную штангу, в зимних условиях не должно быть больше 216 кН. Однако экспериментальные пиковые значения усилий не превышают 100 кН.

С другой стороны, если снежный покров рассматривать как материал с присущими ему физико-механическими свойствами, то можно также предположить, что в пятне контакта и на некоторой глубине снежного покрова может происходить деформация (продавливание) и скольжение слоев снега друг относительно друга. Такие явления также могут приводить к уменьшению усилий в узлах подвески от дороги.

Таким образом, результаты полигонных испытаний карьерного самосвала БелАЗ-75570 показали, что условия эксплуатации имеют четко выраженный сезонный характер, который необходимо учитывать при прогнозировании общей долговечности самосвала. Укатанный снежный покров способствует значительному снижению динамических нагрузок в узлах подвески, а, следовательно, и сокращению размахов напряжений в несущих узлах. Это, в свою очередь, приводит к замедлению процесса накопления усталостных повреждений и, как результат, к уменьшению числа поломок несущих узлов самосвалов в зимний период.

Результаты испытаний также подтверждают, что увеличение высоты неровностей дороги и скорости движения ведут к нелинейному росту динамических нагрузок в узлах подвески автомобиля, и своевременный ремонт дороги и ограничение скорости движения по неровной дороге могут существенно увеличить ресурс несущих узлов карьерных самосвалов.

5. КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ – ВИРТУАЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ

5.1. Моделирование подвески

5.1.1. *Полуактивная подвеска заднего моста легкового автомобиля*

Подвеска с жесткими амортизаторами (с высоким коэффициентом демпфирования) позволяет добиться хорошей управляемости транспортного средства, однако проезд дорожных неровностей вызывает повышенные значения вертикальных ускорений кузова и сидений, что снижает уровень комфорта пассажиров. Напротив, подвеска с мягкими амортизаторами (с малым коэффициентом демпфирования) позволяет обеспечить более комфортную езду, т.е. снижение вертикальных ускорений кузова, но ухудшает управляемость транспортного средства. Поэтому каждая конкретная конструкция подвески есть результат компромисса между управляемостью и комфортом.

Традиционная подвеска транспортного средства содержит нерегулируемые амортизаторы с постоянной характеристикой демпфирования. Такие амортизаторы называются пассивными.

Для улучшения параметров возможно применение активной подвески, в которой специальный привод создает усилие, противоположное по знаку и равное по величине вибрационным нагрузкам. Такая система для своей работы требует больших затрат энергии и во многих случаях опасна: если в системе активной подвески возникнет неисправность, имеется вероятность, что транспортное средство останется без демпфирующего устройства и потеряет устойчивость на дороге.

Более безопасной подвеской по сравнению с активной является так называемая полуактивная подвеска [88-90]. В ней вместо генератора силы используется амортизатор, который позволяет изменять коэффициент демпфирования при приложении управляющего воздействия. Существуют два способа реализации амортизаторов с переменным коэффициентом демпфирования: изменение размера дросселирующего отверстия и свойств рабочей жидкости (электро-реологической или магнитореологической).

Для управления полуактивной подвеской используются различные методы. Наиболее исследованным и широко описанным в литературе является алгоритм «skyhook». В нем подразумевается, что амортизатор располагается между подрессоренной массой и бесконечной инерционной массой – небом (отсюда название «skyhook» – небесный крюк). Конечно, такое представление не вполне соответствует действительности, поскольку в реальном транспортном средстве амортизатор располагается между двумя движущимися массами – подрессоренной и неподрессоренной. Однако к свойствам идеального «skyhook» стремятся в наибольшей степени. Это достигается тем, что коэффициент демпфирования амортизатора увеличивается, когда его усилие совпадает с усилием идеального амортизатора «skyhook», и уменьшается до минимума, когда эти усилия противоположны. Существуют две разновидности алгоритма «skyhook»: «On-Off» и пропорциональный. В алгоритме «On-Off» коэффициенты демпфирования после переключения постоянны, во втором случае – пропорциональны скорости подрессоренной массы.

Следует отметить, что для переключения амортизатора требуется определенное время, известные управляющие алгоритмы, в т.ч. «skyhook», для адекватного функционирования подвески требуют мгновенного отклика на перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс. Последнее касается как магнитореологических и электрореологических амортизаторов, так и гидравлических с управляемым дросселем.

Для устранения этого недостатка разрабатываются управляющие алгоритмы с предсказанием. Основная их идея заключается в том, что управляющее воздействие на амортизатор подается с опережением на 10-50 мс, чтобы последний смог настроиться на предстоящую неровность дороги. Предсказание профиля дороги может быть основано на данных, получаемых с датчиков вертикальных ускорений колес переднего моста (передний мост в этом случае оснащается обычной пассивной подвеской) или путем сканирования дорожной поверхности впереди транспортного средства. Последний метод в настоящее время не может быть внедрен на должном техническом уровне, учитывая сложность распознавания дорожных объектов и высокие требования к безопасности автомобиля.

Таким образом, до появления амортизаторов, способных изменить свою характеристику на порядок быстрее, чем имеющиеся в настоящее время, или сканеров, позволяющих с высокой степенью соответствия распознавать приближающиеся дорожные неровности, предпочтительной формой применения полуактивной подвески на автомобиле является регулирование жесткости подвески заднего моста на основе вертикальных ускорений колес переднего моста. В работе [82] на экспериментальной модели, имитирующей двухосное транспортное средство с датчиками ускорения, было отмечено снижение величины среднеквадратического ускорения подрессоренной массы над задним ведущим мостом на 16 %.

Для практического применения предлагается [91-93] следующий алгоритм управления полуактивной подвеской с предсказанием. После регистрации на колесах переднего моста ускорений, превышающих заданный порог чувствительности, через рассчитанный промежуток времени амортизаторы заднего моста переводятся в «мягкий» режим. Величина задержки определяется алгоритмом, исходя из скорости движения автомобиля и времени отклика амортизаторов.

Для исследования предложенного алгоритма управления полуактивной подвеской использовались шаблоны программного модуля ADAMS/Car, который входит в состав пакета ADAMS фирмы MSC Software. В версии ADAMS 11 была создана модель легкового автомобиля, состоящая из следующих подсистем:

- TR_Body – кузов,
- TR_Brake_System – тормозная система,
- TR_Front_Tires – передние колеса,
- TR_Rear_Tires – задние колеса,
- TR_Powertrain – двигатель и трансмиссия,
- TR_Steering – рулевое управление,
- TR_Front_Suspension – передняя подвеска,
- TR_Rear_Suspension – задняя подвеска.

Интересующие нас подсистемы передней и задней подвесок основаны на шаблоне `_double_wishbone.tpl`. Он содержит конструкцию независимой рычажной подвески, которую применим как для переднего, так и для заднего мостов. При этом подвеска переднего моста автомобиля оснащалась традиционными пассивными амортизаторами и в процессе сравнительных исследований оставалась неизменной, а подсистема задней подвески последовательно обору-

довалась пассивными амортизаторами, полуактивной подвеской, работающей по алгоритму предсказания. Замеры вертикальных ускорений, определяющих комфорт пассажиров, проводились в точках верхних креплений амортизаторных стоек.

Амортизатор, входящий в состав шаблона рычажной подвески, является одним из стандартных элементов модуля Adams/Car. Его свойства не позволяют изменять рабочую характеристику в процессе эксперимента в режиме реального времени, что потребовало разработки соответствующей модели. Предложено имитировать управляемый двухпозиционный амортизатор с дросселем переменного сопротивления. Такие амортизаторы имеют меньшую стоимость по сравнению с амортизаторами бесступенчатого регулирования, в то же время анализ методов управления подвеской позволяет сделать вывод о том, что в основном требуются лишь два состояния амортизатора – «жесткое» и «мягкое». Промежуточные положения имеют смысл только при отключении автоматического управления и ручном выборе режимов подвески (например, «спортивный», «оптимальный», «комфортный»).

Наиболее простым методом имитации полуактивного амортизатора в среде ADAMS/Car является использование «двухточечного привода» (Point-to-Point Actuator). В этом случае амортизатор заменяется силами, приложенными в точках его крепления. Величины сил, которые имитируют установленный амортизатор, можно сделать зависимыми от любого параметра системы и управлять таким образом жесткостью подвески в режиме реального времени. Можно рекомендовать не удалять обычный пассивный амортизатор из шаблона подвески, а приравнять его жесткость к нулю. В этом случае не потребуется создавать в шаблоне физическую модель полуактивного амортизатора.

Стандартными средствами Adams/Car невозможно запрограммировать алгоритм работы полуактивной подвески с предсказанием. Однако этот пакет позволяет организовать подключение и вызов скомпилированных сторонних программ, написанных на языках Фортран или Си. Было создано два модуля, которые вошли в состав шаблона полуактивной подвески с алгоритмом предсказания. Первый модуль осуществляет запись в файл значений вертикальных ускорений на колесе переднего моста. Второй модуль на основе передаваемых сведений о скорости движения автомобиля и после чте-

ния файла вертикальных ускорений переднего моста прогнозирует профиль дороги на 10-30 см по ходу движения и определяет требуемое значение относительной жесткости амортизаторов заднего моста. Обмен данными между Adams/Solver и подключенными модулями организован при помощи функции Adams/Solver VARSUB.

Структурная схема предлагаемой полуактивной подвески приведена на рис. 5.1.

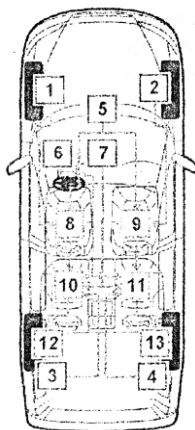


Рис. 5.1. Структурная схема полуактивной подвески: 1, 2 – датчики вертикальных ускорений передних колес; 3, 4 – датчики вертикальных ускорений задних колес; 5 – данные о скорости движения автомобиля; 6 – угол поворота рулевого колеса; 7 – ручной переключатель режимов подвески; 8 – процессор левого канала; 9 – процессор правого канала; 10 – логический элемент левого канала; 11 – логический элемент правого канала; 12 – управляемый левый задний амортизатор; 13 – управляемый правый задний амортизатор

Датчики ускорений 1 и 2 измеряют вертикальные ускорения переднего левого и правого колес. Данные об ускорениях и скорости движения автомобиля 5 поступают в процессоры левого 8 и правого 9 каналов. Каждый процессор хранит данные о вертикальных ускорениях левого или правого переднего колеса за период времени, не меньшей, чем время проезда участка дороги, равного базе автомобиля. Таким образом, процессор имеет возможность определения момента встречи заднего колеса с неровностью дороги. Когда вер-

тикальные ускорения датчиков переднего моста превышают пороговую величину, процессор генерирует сигнал на переключение характеристики соответствующего амортизатора заднего моста на «мягкую». С учетом отклика управляемых амортизаторов, сигнал на переключение амортизатора соответствующего канала подается с упреждением на 10-50 мс. Сигналы процессоров поступают в логические устройства 10 и 11. Логическое устройство делает вывод о целесообразности переключения характеристики амортизатора в данный момент на основании следующих условий:

- автомобиль не движется задним ходом;
- статистический анализ адекватности предсказания за последние 5-10 с;
- водителем не используется ручной режим управления подвеской.

В случае несоблюдения хотя бы одного из перечисленных условий, управляющий сигнал процессора изменяется и соответствует промежуточной характеристике амортизатора. Кроме того, при большой скорости движения транспортного средства (свыше 200 км/ч) по соображениям безопасности может потребоваться принудительное переключение амортизаторов на «жесткую» характеристику.

После прохождения логических устройств 10 и 11 управляющие сигналы поступают на управляемые амортизаторы 12 и 13. Обратную связь для анализа адекватности предсказания обеспечивают датчики вертикальных ускорений колес 3 и 4 заднего моста.

В качестве базовой характеристики амортизатора для исследований используем характеристику обычного пассивного амортизатора легкового автомобиля малого класса. Для сравнения полуактивной подвески с пассивной необходимо задавать две характеристики управляемого амортизатора, между которыми будет осуществляться переключение. Под жесткой характеристикой будем понимать характеристику, полученную из базовой характеристики умножением на 1,2. Соответственно, мягкую характеристику получим умножением базовой характеристики на 0,4. Величины 1,2 и 0,4 назовем коэффициентами относительной жесткости амортизатора по отношению к базовому и обозначим $K = 1,2$ и $K = 0,4$. Полученные характеристики не вполне соответствуют реальным характеристикам управляемого магнитореологического амортизатора или амортиза-

тора с переменным дросселем, однако для качественной оценки работы алгоритма вполне приемлемы. Коэффициенты $K = 1,2$ и $K = 0,4$ являются оценочными значениями для получения первичных результатов исследования. Полученные характеристики амортизаторов приведены на рис. 5.2.

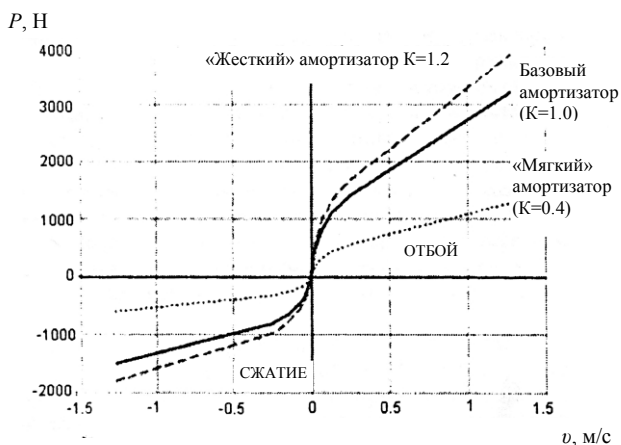
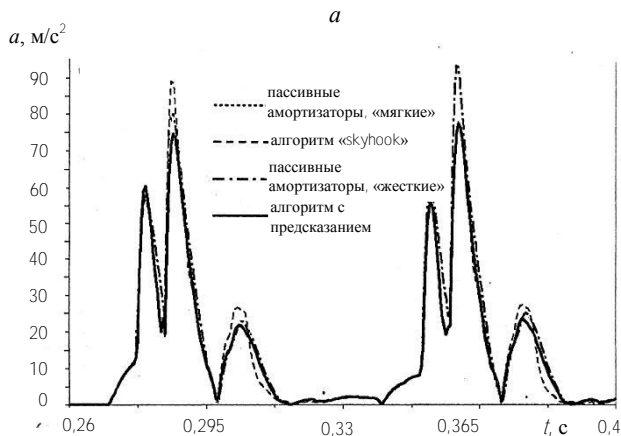
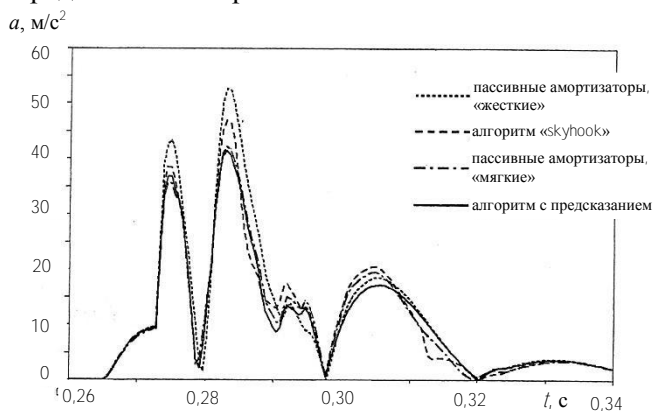


Рис. 5.2. Характеристики исследуемых амортизаторов

Задачей исследования является изучение возможности соединения достоинств жесткой и мягкой характеристики управляемого амортизатора при его своевременном переключении управляющим алгоритмом предсказания. При этом подвеска переднего моста модели автомобиля оснащена традиционными пассивными амортизаторами ($K = 1,0$) и в процессе сравнительных исследований оставалась неизменной, а подсистема задней подвески последовательно оборудовалась пассивными амортизаторами с мягкой характеристикой ($K = 0,4$), пассивными амортизаторами с жесткой характеристикой ($K = 1,2$), полуактивной подвеской, работающей по алгоритму предсказания ($K = 0,4$ или $K = 1,2$). Замеры вертикальных ускорений, определяющих комфорт пассажиров, проводились в точках верхних креплений амортизаторных стоек заднего моста. Также измерялись продольные и поперечные колебания кузова автомобиля.

Были проведены следующие виртуальные испытания модели: проезд выступа длиной 80 мм и высотой 20 мм; проезд двух впадин, каждая из которых длиной 80 мм и глубиной 20 мм. Соблюдались

такие условия: торможение на прямой, движение накатом, скорость в начале маневра – 50 км/ч на 3-й передаче, профиль дороги – двух-метровая линия, одинаковая для левых и правых колес. Полученные результаты представлены на рис. 5.3.



б

Рис. 5.3. Вертикальные ускорения точки крепления амортизатора к кузову при переезде единичного выступа 80×20 мм (а) и двух впадин дорожного профиля 80×20 мм (б)

В данном случае алгоритм «skyhook» не обеспечивает практически никаких преимуществ перед традиционной подвеской, в то время как алгоритм с предсказанием дает стабильное снижение вертикаль-

ных ускорений. Это иллюстрирует рис. 5.4, на котором приведен график переключений состояния амортизатора.

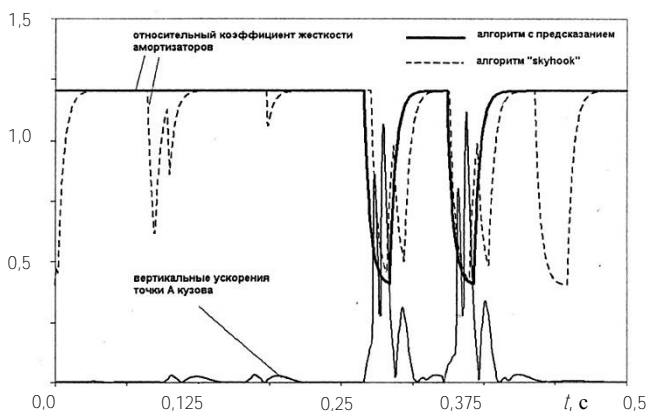


Рис. 5.4. График переключения состояний двухпозиционного амортизатора

Очевидно, что при переезде неровности, вызывающей вертикальные ускорения точки крепления амортизатора к кузову, которые в условном масштабе изображены в нижней части рис. 5.4, «жесткий» амортизатор, работающий по методу «skyhook», не успевает полностью переключиться в «мягкую» характеристику, в результате чего возрастает величина вертикального ускорения и ухудшается комфорт. В то же время алгоритм «skyhook» заставляет амортизатор продолжать переключаться с «жесткой» характеристики на «мягкую» и обратно уже после проезда неровности, а из-за продольных и поперечных колебаний автомобиля требуется максимально «жесткий» амортизатор. На рисунке хорошо заметны два маленьких пика при $t = 0,1-0,2$ с. Это не что иное, как ускорения, вызванные проездом по неровности передних колес автомобиля. Алгоритм «skyhook» переключает амортизатор и в этом случае, что не имеет смысла, поскольку задние колеса еще находятся на абсолютно ровной поверхности. Подобные ложные срабатывания сервоклапана ведут к его износу и выходу из строя.

Преимущества алгоритма с предсказанием очевидны: отсутствие ложных срабатываний и своевременное включение «мягкой» характеристики исключительно при проезде неровности. Это позволяет

добиться удачного сочетания хорошей управляемости и устойчивости автомобиля с жесткой подвеской и комфорта автомобиля с мягкой подвеской. Теоретически степень комфорта пассажиров даже выше, поскольку сразу после проезда неровности включается «жесткий» режим и колебания автомобиля погашаются.

Достоинствами описанного алгоритма с предсказанием на основе замера вертикальных ускорений колес переднего моста также являются значительное упрощение и удешевление конструкции полуактивной подвески. Как можно заметить, алгоритм «skyhook» (и большинство подобных) требует в качестве входных параметров абсолютные скорости подрессоренной и неподдресоренной масс. Это означает, что требуется в два раза больше датчиков ускорений. Недостатками алгоритма «skyhook» является необходимость интегрирования ускорений и получения значений скоростей. При появлении постоянной ошибки датчика ускорения она неизбежно будет накапливаться и работа системы будет некорректной.

Для углубленного исследования влияния подвески на устойчивость и управляемость автомобиля проведена имитация маневра «переставка», который регламентируется международным стандартом ISO-3888. Отдельные параметры были усложнены: расстояние движения в соседней полосе было ограничено 12 м; скорость движения 85 км/ч. Таким образом, на неровной дороге автомобиль перестраивался в соседнюю полосу движения и практически сразу возвращался обратно.

Траектория движения автомобиля с полуактивной подвеской, работающей по алгоритму предсказания, и траектории движения автомобилей с пассивными подвесками приведены на рис. 5.5.

Используемый модуль Adams/Driver обеспечивает адаптивное выполнение маневра, то есть виртуальный водитель при невозможности соблюдения геометрических параметров маневра на заданной скорости может отклониться от них с целью предотвращения неуправляемого заноса. Таким образом, отклонение полученной траектории от заданной (симметричной) характеризует склонность автомобиля к заносу.

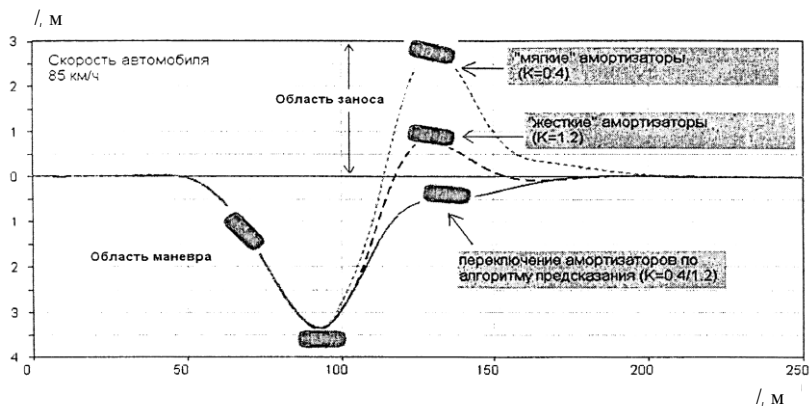


Рис. 5.5. Траектория выполнения маневра «переставка»

Хорошо заметно, что автомобиль с мягкой подвеской, обеспечивающей повышенный уровень комфорта, существенно проигрывает жесткой подвеске в управляемости. Значительные крены в поперечной плоскости и раскачивание автомобиля в продольной плоскости после проезда неровностей не лучшим образом сказываются на управляемости.

На рис. 5.6 приведены графики продольных и поперечных колебаний автомобиля в вышеизложенных условиях.

Видно, что кратковременное переключение амортизаторов заднего моста с жесткой характеристики на мягкую при проезде неровностей практически не изменяет характера подвески. Он остается жестким, спортивным. Этим объясняется и хороший результат при выполнении маневра «переставка». Более того, полуактивная подвеска, которая переключается между мягкой и жесткой характеристиками, может даже улучшить управляемость по сравнению с жесткой подвеской, что заметно на рис. 5.6.

Основное преимущество мягкой подвески – небольшие значения вертикальных ускорений подрессоренной массы. Графики вертикальных ускорений точки *A* штока левого заднего амортизатора рассматриваемой полуактивной подвески и традиционной мягкой подвески приведены на рис. 5.7.

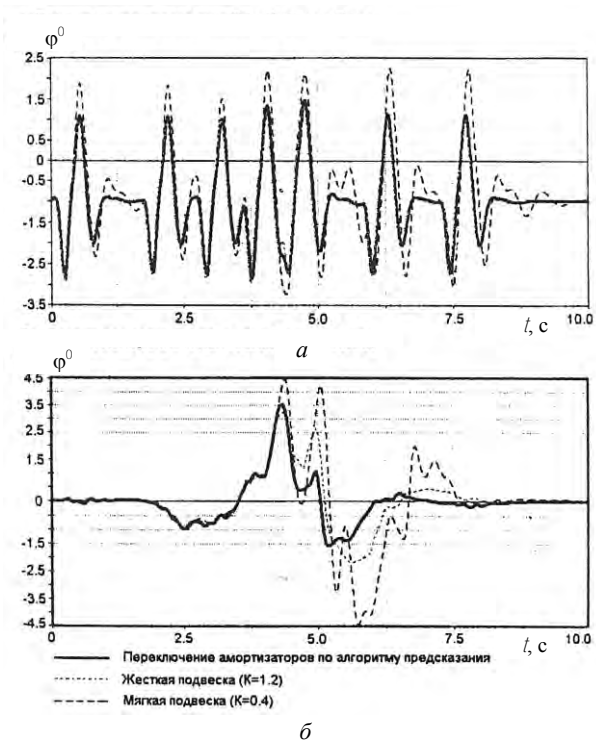


Рис. 5.6. Продольные a и поперечные b колебания автомобиля при выполнении маневра «переставка»

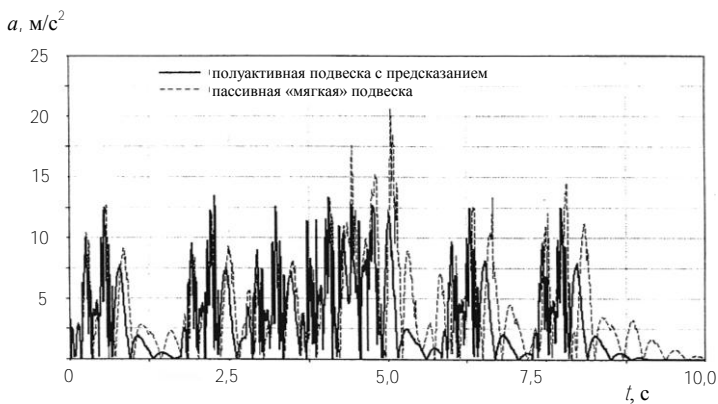


Рис. 5.7. Вертикальные ускорения точки крепления амортизатора к кузову

Здесь хорошо видно, что полуактивная подвеска снижает вертикальные ускорения даже в большей степени, чем традиционная мягкая подвеска. Это объясняется переключением амортизатора на жесткую характеристику после проезда неровности. При этом колебания кузова и связанные с ними вертикальные ускорения быстро погашаются.

График переключений левого заднего амортизатора и соответствующие вертикальные ускорения левого заднего колеса приведены на рис. 5.8.

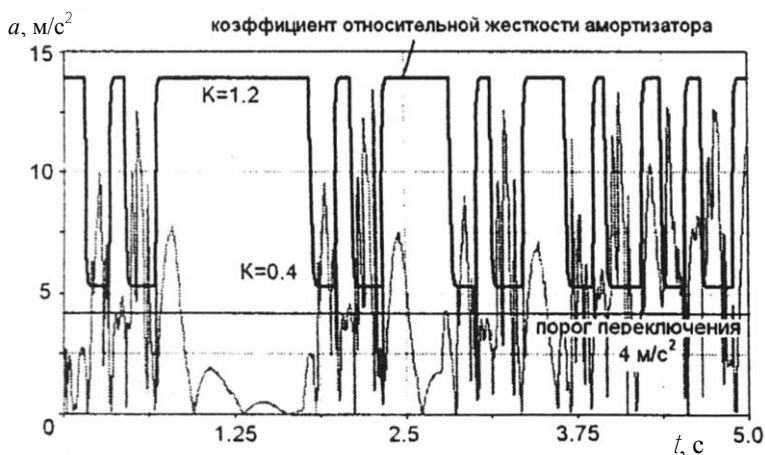


Рис. 5.8. График переключения левого заднего амортизатора

Управляющий алгоритм с предсказанием в принципе не предъявляет жестких требований к быстродействию управляемого амортизатора. Используемое в расчетах время отклика 50 мс обеспечивает работу алгоритма на автомобиле с базой $2,5 \text{ м}$ на скорости до $170\text{-}180 \text{ км/ч}$.

Таким образом, полуактивная подвеска с алгоритмом предсказания позволяет получить сочетание достоинств «жесткой» и «мягкой» подвесок. Как показано выше, она практически не уступает жесткой подвеске по способности обеспечить хорошую управляемость автомобиля и мягкой подвеске по уровню комфорта пассажиров.

Другие достоинства управляющего алгоритма с предсказанием ускорений:

- значительное упрощение и удешевление конструкции полуактивной подвески (алгоритм «skyhook» и другие используют в качестве входных параметров абсолютные скорости как подрессоренной массы, так и неподдресоренной, что требует в два раза больше датчиков ускорений);

- отсутствует накопление ошибок датчика ускорения при интегрировании его показаний с целью получения значения скорости;

- отсутствие жестких требований к быстродействию амортизатора.

Недостатком алгоритма с предсказанием является невозможность его достоверной работы в том случае, когда траектория движения задних колес не совпадает с траекторией передних колес, например, на поворотах, или при различных размерах колеи, а также при движении задним ходом. В этих случаях необходимо предусмотреть возможность его «перекрытия» режимом работы обычной пассивной подвески по промежуточной характеристике (например, с коэффициентом относительной жесткости $K = 1,0$). Необходимость включения «перекрытия» должна определяться блоком управления, исходя из степени соответствия реальных и предсказываемых вертикальных ускорений. Также алгоритм предсказания целесообразно отключать при большой скорости движения автомобиля, когда отсутствие непредвиденных водителем изменений жесткости задней подвески является более важным фактором, чем улучшение управляемости и комфорта.

5.1.2. Полуактивная подвеска ведущего моста седельного тягача

Характеристики систем подрессоривания автопоездов оказывают влияние на комфорт водителя, управляемость автопоезда, сохранность перевозимого груза, динамические нагрузки на шасси тягача и полуприцепа. Также в существенной степени система подрессоривания определяет разрушающее воздействие, которое оказывает автопоезд на дорожное покрытие. Перечисленные выше факторы можно в большей или меньшей степени изменить в сторону улучшения при использовании управляемых амортизаторов вместо традиционных (пассивных).

Большинство работ, посвященных полуактивной подвеске и ее применению, основаны на результатах моделирования, а не реального эксперимента. Эти результаты позволяют говорить об улучшении параметров подвески автомобиля после замены традиционных амортизаторов на управляемые. В то же время, экспериментальные исследования часто оставляют неоднозначное мнение. В работе [94], где четыре управляемых по методу «skyhook» амортизатора были установлены на трехосный седельный тягач Volvo, не было отмечено существенного улучшения вибрационных характеристик в кабине водителя. Возможно, это связано с запаздыванием срабатывания амортизатора по отношению к управляющему сигналу. В работе [90] показано, что значительного улучшения эффективности управляемого амортизатора можно достичь путем параллельного запуска «виртуальной» модели системы поддрессоривания, которая имеет сдвиг по фазе на величину времени, достаточную для переключения амортизатора на заданную характеристику. Таким образом, зная предсказанное виртуальной моделью состояние системы в течение предстоящего интервала времени, не составляет труда найти требуемый закон управления. При этом указаны два подхода к реализации метода предсказания:

- без обратной связи (Open-Loop-Prediction);
- с обратной связью (Closed-Loop/Run-Ahead-Prediction).

Первый метод использует чисто теоретическое описание виртуальной модели автомобиля, запущенной с опережением на t секунд реального нахождения автомобиля. То есть связь между переменными состояния виртуальной модели с реальностью отсутствует, что является недостатком этого метода. Поскольку условия эксплуатации отличаются случайным дорожным профилем, предсказание без обратной связи может иметь лишь познавательное значение.

Отличие метода предсказания с обратной связью заключается в том, что текущие переменные состояния динамической системы поддрессоривания автомобиля являются начальным условием для виртуальной модели, поведение которой рассчитывается на некоторый период времени t . Эта процедура повторяется при каждом повторении цикла контроллера управления полуактивной подвеской. Метод предсказания с обратной связью обладает значительно большей адекватностью и надежностью, потому что виртуальная

модель предсказания всегда привязана к реальному состоянию автомобиля. Недостатком этого метода является большой объем вычислений.

Проблему большого объема вычислений можно решить путем параллельных виртуальных испытаний как автомобиля, так и упрощенной модели, по которой осуществляется предсказание. При виртуальном моделировании динамические процессы не протекают в реальном времени, что снижает высокие требования к аппаратному обеспечению. По результатам моделирования методом предсказания с обратной связью возможно сделать анализ и разработать эмпирические законы управления полуактивной подвеской, которые не требуют значительных аппаратных ресурсов.

Для исследования в среде *Adams/Car* была создана модель автопоезда в составе седельного тягача с прицепом (рис. 5.9) [95].

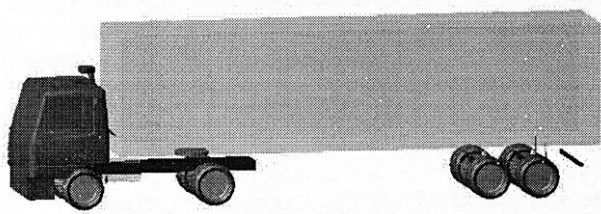


Рис. 5.9. Модель автопоезда

Основные параметры моделируемого автопоезда приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Основные параметры модели автопоезда

Параметры	Единицы измерения	Значения
1	2	3
База тягача	мм	3506
Расстояние от переднего моста до центра тяжести	мм	1100
Высота центра тяжести тягача	мм	1266
Расстояние от переднего моста до седельного устройства	мм	2764
Масса тягача	кг	5340
Масса переднего моста	кг	325
Масса ведущего моста	кг	427

Окончание табл. 5.1

1	2	3
Масса сдвоенных колес ведущего моста тягача	кг	600
Масса колеса переднего моста тягача	кг	270
Расстояние от седельного устройства до переднего моста полуприцепа	мм	7481
Расстояние между мостами прицепа	мм	1245
Расстояние от седельного устройства до центра тяжести полуприцепа	мм	5690
Высота центра тяжести полуприцепа	мм	1814
Масса полуприцепа с грузом	кг	28800
Масса моста полуприцепа	кг	783
Масса сдвоенных колес моста полуприцепа	кг	600
Коэффициент жесткости демпфирующего элемента ведущего моста	Н/мм	1170
Коэффициент жесткости шин	Н/мм	1500
Коэффициент демпфирования шин	Н·с/мм	0,4

Модель базируется на шаблонах грузовика, предусмотренного пакетом MSC Software. Тем не менее, параметры автопоезда подвергались сериям конструкционных изменений относительно кабины, ее подвески и подвески ведущего моста. В соответствии с табл. 5.1, менялись массы, размеры и характеристики элементов.

Есть основания предполагать, что в бесступенчатом регулировании амортизаторов нет необходимости. Достаточно иметь три возможных характеристики амортизатора: «мягкую», «жесткую» и промежуточную. Алгоритм управления осуществляет переключение между «мягкой» и «жесткой» характеристиками, а промежуточная может использоваться при отключенном автоматическом управлении подвеской. Ступенчатое регулирование по сравнению с бесступенчатым позволяет расширить перечень возможных вариантов конструкции амортизатора и уменьшить их стоимость.

Для имитации амортизаторов была использована информация, содержащаяся в работе [9]. «Мягкая» и «жесткая» характеристики получены из базовой путем умножения на 0,286 и 2,476 соответственно. Эти величины назовем относительными коэффициентами демпфирования. Величины коэффициентов выбраны таким образом, чтобы «мягкая» характеристика соответствовала характеристике магнито-реологического амортизатора при отсутствии тока в обмотке, усилия

сопротивления «жесткой» характеристики в целях большей наглядности результатов увеличены в 2 раза по сравнению с усилиями сопротивления амортизатора при токе 3А (рис. 5.10).

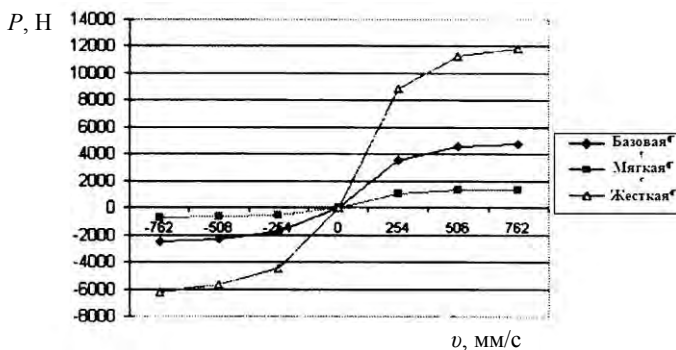


Рис. 5.10. Характеристики амортизаторов для исследования

Стандартные демпфирующие элементы Adams/Car были заменены на линейные приводы, создающие усилие, описываемое формулой

$$F = V f(V) = \alpha V f_b(V), \quad (5.1)$$

где V – скорость перемещения штока амортизатора относительно корпуса;

$f_b(V)$ – значение силы сопротивления при скорости V согласно графику;

α – относительный коэффициент демпфирования.

Переключение амортизаторов в среде Adams/Car осуществляется изменением значения переменной α согласно выходным данным модуля предсказания. Модуль предсказания представляет собой подпрограмму пользователя, написанную на Фортране. Основой модуля предсказания является упрощенная модель автопоезда, приведенная на рис. 5.11.

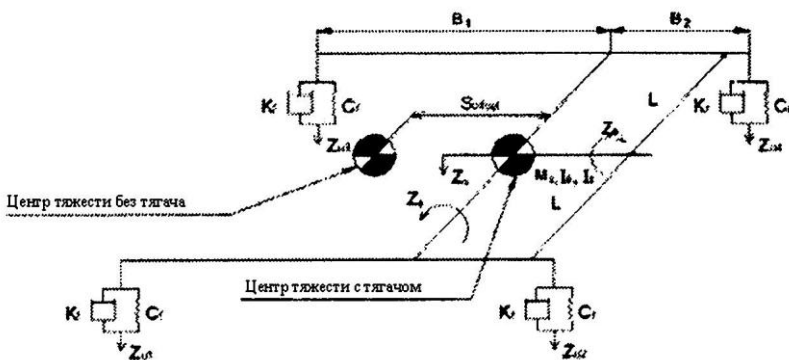


Рис. 5.11. Упрощенная модель автопоезда

Чтобы не добавлять в модуль предсказания уравнение движения полуприцепа, заменим его действие массой, расположенной над седельным устройством. При этом центр тяжести смещается ближе к ведущему мосту на расстояние S_0 . Как видно из рисунка, в модель не входят шины переднего и заднего моста. Будем предполагать, что вертикальные перемещения ступиц переднего и заднего моста при наезде на одну и ту же неровность равны. Это позволит исключить из входных параметров ординаты микропрофиля дороги. Как уже было сказано выше, метод предсказания с обратной связью постоянно связан с реальным состоянием системы, поэтому это и дальнейшие допущения не влияют существенно на результат работы алгоритма.

Исходные данные для упрощения системы приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Параметры упрощенной модели

Параметры	Обозначения	Единицы измерения	Значения
1	2	3	4
Колея автопоезда	$2L$	мм	1816
Координаты центра тяжести	B_1	мм	2465
	B_2	мм	1142

Окончание табл. 5.2

1	2	3	4
Коэффициенты демпфирования передних и задних амортизаторов	$\alpha \cdot K_l$	Н · с/мм	5,9
	$\alpha \cdot K_r$		1,286·5,9 2,476·5,9
Жесткость передних и задних упругих элементов	C_l	Н · мм	1170
	C_r	Н · мм	1170
Масса (вес) транспортного средства	M_s	кг	20000
Относительные моменты инерции в продольном и поперечном направлениях	I_ϕ	кг · мм ²	1.078E+007
	I_φ	кг · мм ²	1.944E+010

Для описания динамической системы используется уравнение Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} = Q_i, \quad (5.2)$$

где q_i – обобщенная координата;

T – кинетическая энергия системы;

P – потенциальная энергия;

Q_i – обобщенная внешняя сила для i -й координаты.

Выбирая z_s, z_ϕ, z_θ , для обобщенных координат при отсутствии внешних сил, получаем систему дифференциальных уравнений (5.3), которые описывают упрощенную модель.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -A_1 - A_2 - A_3 - A_4, \\ I_\theta \ddot{z}_\theta &= -A_1 L + A_2 L - A_3 L - A_4 L, \\ I_\phi \ddot{z}_\phi &= -A_1 T_1 + A_2 T_2 - A_3 T_1 + A_4 T_2, \end{aligned} \quad (5.3)$$

с A_j , определяемой выражениями

$$A_i = k_i D_i - c_i z_{U_i}, \quad (5.4)$$

$$\begin{aligned} D_1 &= z_s - I_f z_\theta + B_1 z_\phi - z_{U_1}; \\ D_2 &= z_s - I_f z_\theta - B_2 z_\phi - z_{U_2}; \\ D_3 &= z_s + I_r z_\theta + B_1 z_\phi - z_{U_3}; \\ D_4 &= z_s + I_r z_\theta - B_2 z_\phi - z_{U_4}. \end{aligned} \quad (5.5)$$

Примем время переключения управляемого амортизатора равным $t_s = 0,05$ с. Предсказание движения тягача будем осуществлять на период времени $t_p = 2 t_s = 0,1$ с. Таким образом, амортизатор гарантированно успеет переключиться, если этого потребует алгоритм предсказания.

Для решения системы уравнений была использована подпрограмма IVPAG из набора математических подпрограмм IMSL Library пакета Compaq Visual Fortran. Шаг решения системы уравнений (5.3) равен 0,005 с. Таким образом, предсказание поведения упрощенной модели на период времени 0,1 с осуществляется за 20 шагов.

Для решения уравнений динамики упрощенной модели требуются следующие исходные данные, касающиеся состояния системы (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Переменные составляющие упрощенной модели

Наименование	Обозначение
1	2
Перемещение левой и правой передних ступиц	z_{U_1}, z_{U_3}
Скорости ступиц	$dz_{U_1} / dt,$ $dz_{U_3} / dt,$ $dz_{U_2} / dt,$ dz_{U_4} / dt

1	2
Угол крена	Z_U
Угол нырка	Z_φ
Угловая скорость крена	dz_{U_0} / dt
Угловая скорость нырка	dz_{U_φ} / dt
Перемещение центра тяжести	Z_S
Скорость центра тяжести	dz_S / dt
Перемещение левой и правой задней ступиц	Z_{U_2}, Z_{U_4}

Значения всех перечисленных переменных до начала процесса предсказания равны значениям соответствующих виртуальных датчиков Adams/Car. В процессе предсказания переменные обновляются путем решения уравнений движения виртуальной модели. Исключение составляют Z_{U_2} и Z_{U_4} : перемещения ступиц заднего моста на каждом шаге предсказания заменяются на перемещения ступиц переднего моста, возникшие в момент времени $t = (B_1 + B_2) / v$, где t – текущее время, $(B_1 + B_2)$ – база тягача, v – скорость движения.

Выбор характеристики амортизатора осуществляется путем расчета уравнений движения на период t_p при различных значениях коэффициента относительного демпфирования. При этом в качестве критерия используется величина, определяемая по формуле

$$\lambda = \sum_{i=1}^n \ddot{z}_{C_i}^2 + a \left| \dot{z}_{\varphi_i} \right|, \quad (5.6)$$

где \ddot{z}_{C_i} и \dot{z}_{φ_i} – предсказанное значение вертикального ускорения центра тяжести тягача и угловая скорость «нырка» на i -м шаге предсказания;

a – весовой коэффициент;

$n = 20$ – число шагов предсказания.

Требуемый режим амортизаторов соответствует меньшему значению критерия. Зависимость (5.6) является эмпирической и подобрана путем калибровки модели. Калибровка заключалась в том, что при проезде автопоезда по абсолютно ровной дороге величина λ всегда должна быть меньше при большем значении коэффициента относительного демпфирования. То есть, алгоритм в этих условиях должен устанавливать «жесткий» режим амортизаторам подвески для уменьшения раскачивания кузова при разгоне-торможении и поворотах. В то же время весовой коэффициент не должен быть настолько большим, чтобы при проезде заметной неровности пропустить повышенные значения Z_{c_i} у «жесткой» подвески.

Виртуальная дорога и режимы исследований. Автопоезда в составе седельного тягача и полуприцепа, как правило, эксплуатируются на дорогах хорошего качества. Для проведения виртуальных испытаний создадим модель асфальтовой дороги.

Микропрофиль дороги определяется статистическим методом. Для асфальтового покрытия среднего качества нормированная корреляционная функция описывается формулой [97]

$$R(x) = 0,85e^{-0,2x} + 0,15e^{-0,05x} \cos(0,6x). \quad (5.7)$$

Используя центральную предельную теорему, осуществим моделирование случайного процесса для приведенной нормированной корреляционной функции. Переменная случайного процесса будет являться ординатой дорожного профиля. Примем ширину испытательной трассы равной 30 м. Допустив, что ординаты дорожного профиля одинаковы для левых и правых колес, построим трехмерные дорожные поверхности двух испытательных дорог в формате *TiemOrbit* для *Adams/Car*.

Виртуальные испытания проводились по программе *MDI_SDI_TESTRIG* в соответствии с табл. 5.4.

Первым шагом исследования являлась проверка алгоритма предсказания в части адекватности предсказываемого состояния динамической системы.

Таблица 5.4

Параметры виртуального испытания

Тип испытания	Прямолинейное ускорение
Величина и тип ускорения	0,1g; Closed-Loop
Начальная скорость, км/ч	50
Время моделирования, с	20
Число шагов моделирования	4000

На рис. 5.12 приведены графики ускорения шасси, полученные путем замера датчиками Adams/Car и предсказанные значения. При этом записи последних сдвинуты влево на величину 0,1 с.

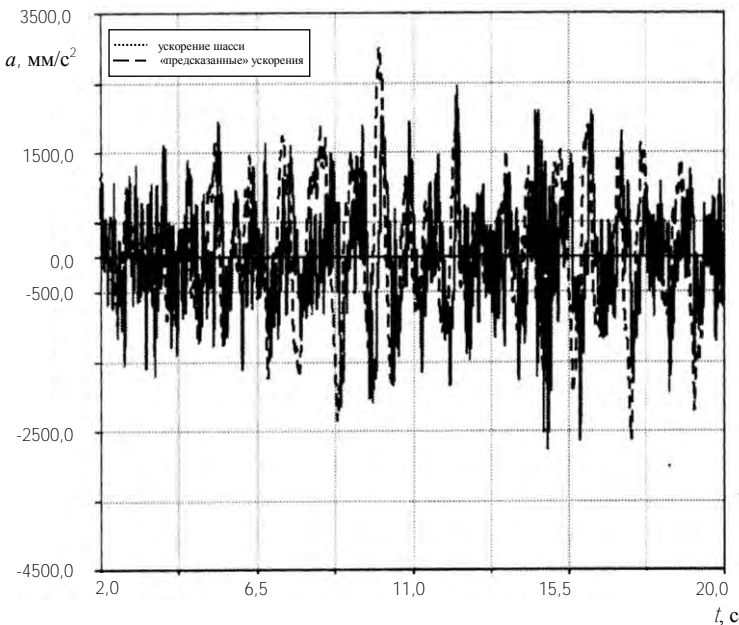


Рис. 5.12. Вертикальные ускорения центра тяжести тягача (сплошная линия – действительные величины, штриховая – прогнозируемые)

Как видно из рис. 5.12, метод предсказания с обратной связью обеспечивает достаточно адекватное определение состояния системы, даже при существенных упрощениях динамической системы.

Результаты моделирования. На основе предсказанного состояния динамической системы алгоритм согласно описанному выше критерию выбирает одно значение относительного коэффициента демпфирования из двух возможных. Полученный график переключений приведен на рис. 5.13.

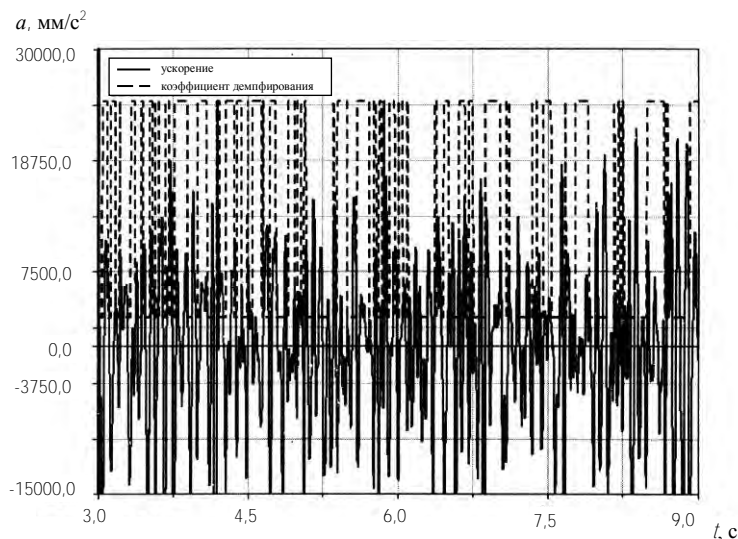


Рис. 5.13. Переключение амортизатора по алгоритму предсказания

На рис. 5.14 приведены ускорения центра масс тягача.

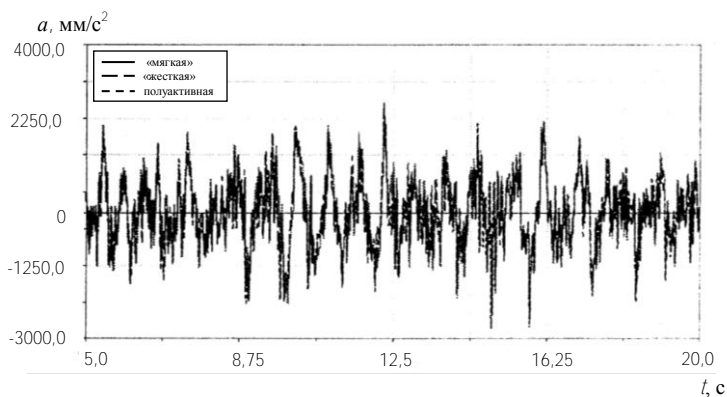


Рис. 5.14. Вертикальные ускорения центра масс тягача

По результатам моделирования можно заключить, что влияние жесткости амортизатора на вертикальные ускорения тягача и прицепа при их полной нагрузке ввиду большой инерционности масс незначительно. Среднеквадратические вертикальные ускорения при пассивной «мягкой», пассивной «жесткой» и полуактивной подвеске соответственно равны 824 мм/с^2 , 765 мм/с^2 , 802 мм/с^2 . Более существенное влияние жесткости амортизаторов оказывается на нормальные силы взаимодействия колеса тягача с дорогой и вертикальное усилие в седельно-сцепном устройстве. На рис. 5.15 приведен график суммы нормальных сил взаимодействия колес ведущего моста с дорогой.

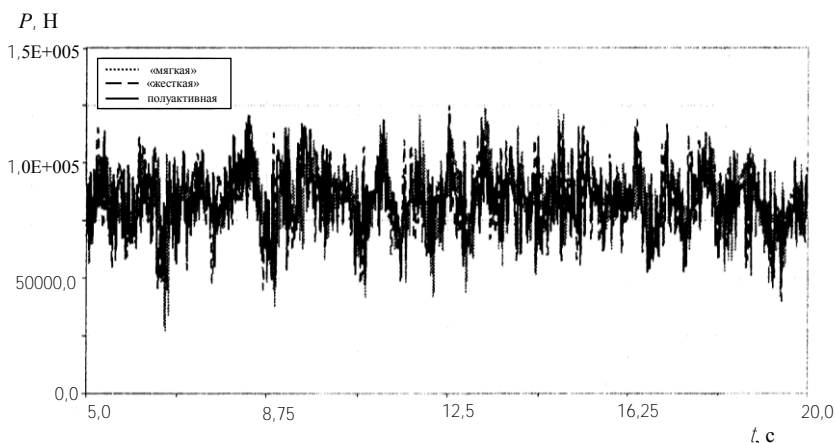


Рис. 5.15. Сумма нормальных сил взаимодействия колес ведущего моста с дорогой

Для оценки разрушающего воздействия ведущего моста тягача на дорожное полотно воспользуемся коэффициентом неравномерности нормального взаимодействия колеса с дорогой (DLC) [77]. Коэффициент неравномерности определяется по формуле

$$DLC = \frac{\sigma}{F}, \quad (5.8)$$

где σ – стандартное отклонение нормальной силы колеса;
 F – среднее значение нормальной силы колеса.

Так как ординаты профиля дороги одинаковы для левого и правого колес, в табл. 5.5 приведены σ и DLC как сумма действующих на дорогу сил.

Таблица 5.5

Параметры силового воздействия ведущего моста
тягача на дорожное полотно

Параметры	Тип амортизатора		
	«Жесткий», пассивный	«Мягкий», пассивный	Полуактивный
σ , Н	13931	13770	12981
DLC	0,166	0,164	0,155

Аналогичным образом исследуем неравномерность вертикального усилия в седельно-сцепном устройстве (рис. 5.16, табл. 5.6).

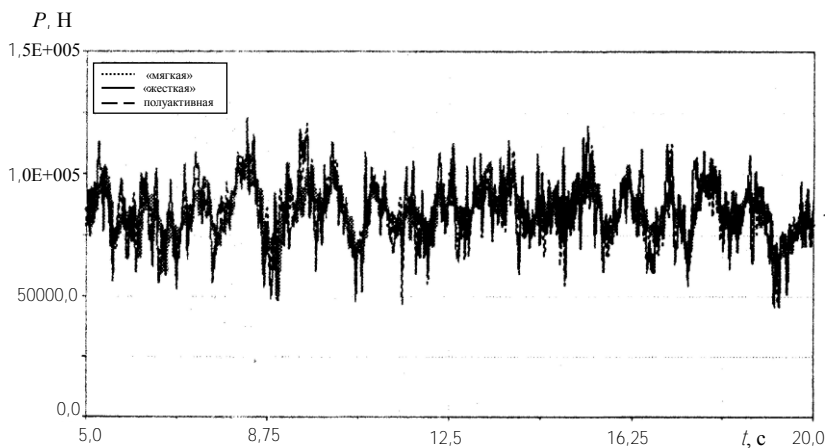


Рис. 5.16. Вертикальные усилия в седельно-сцепном устройстве

Таблица 5.6

Динамические силовые параметры
в седельно-сцепном устройстве

Параметры	Тип амортизатора		
	«Жесткий», пассивный	«Мягкий», пассивный	Полуактивный
σ , Н	13598	9187	11044
DLC	0,160	0,108	0,130

Таким образом, полуактивная подвеска заднего моста седельного тягача при нагрузке на него свыше 8 тонн, снижает динамические нагрузки на дорожное полотно на 5,5-7 % и в меньшей степени – динамические нагрузки в седельно-цепном устройстве тягача. Вертикальные ускорения существенно не изменяются вследствие большой массы инерции тягача и полуприцепа.

Упрощение алгоритма управления. Рассмотренный алгоритм предсказания Run-Ahead Prediction (Preview Full) сложен и требует значительного количества датчиков и аппаратных ресурсов процессора. На основании графика переключений, приведенного на рис. 5.13, было предложено разработать простой эмпирический алгоритм управления. Заметим, что значительные вертикальные ускорения ступиц колес заднего моста, как правило, совпадают с переключением в «мягкий» режим. Упрощенный алгоритм предсказания, который назовем Preview Lite, в качестве исходных данных требует лишь вертикальные ускорения ступиц переднего моста и скорость автомобиля.

На рис. 5.17 приведен пример переключения амортизатора по упрощенному алгоритму на той же испытательной дороге.

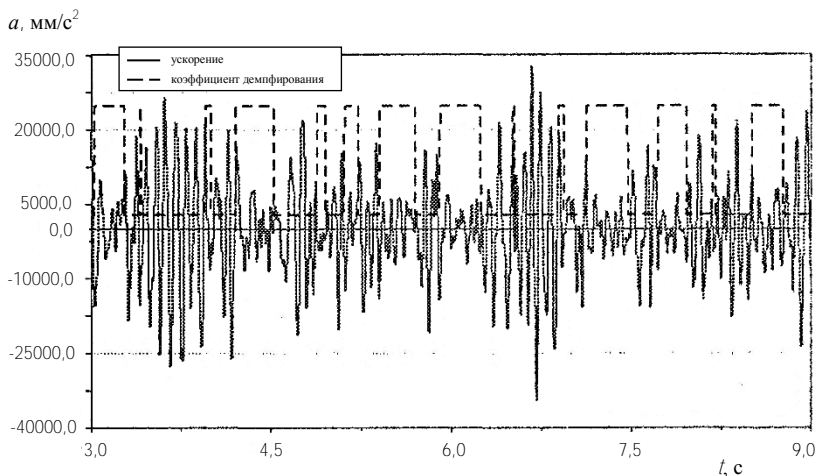


Рис. 5.17. Переключение амортизатора по упрощенному алгоритму предсказания

Результаты сравнительного анализа алгоритмов Preview Full и Preview Lite при одинаковых условиях испытаний приведены на рис. 5.18, 5.19 и в табл. 5.7.

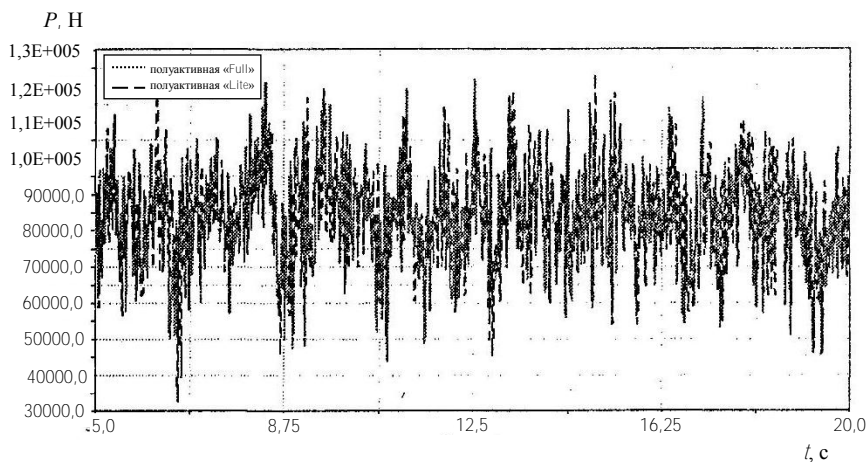


Рис. 5.18. Сумма нормальных сил взаимодействия колес ведущего моста с дорогой

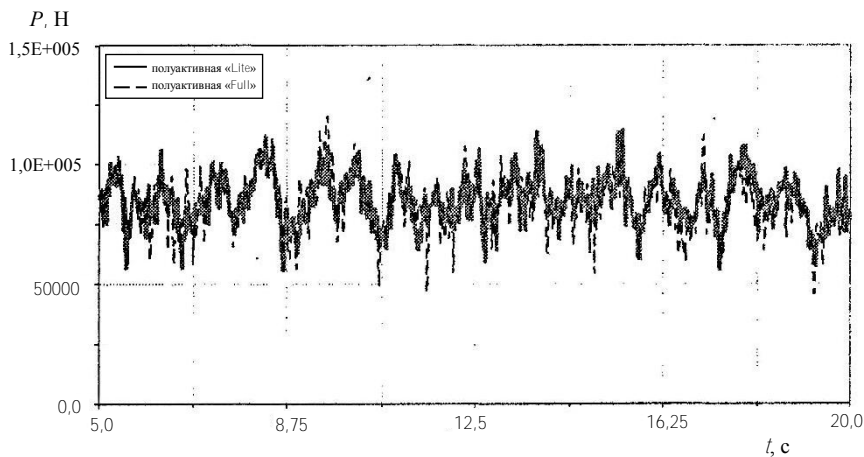


Рис. 5.19. Вертикальные усилия в седельно-цепном устройстве

Таблица 5.7

Сопоставление силовых параметров

Тип амортизатора	Preview Full	Preview Lite
Силы взаимодействия с дорогой		
σ , Н	12981	13086
<i>DLC</i>	0,155	0,156
Вертикальное усилие в седельно-сцепном устройстве		
σ , Н	11044	9859
<i>DLC</i>	0,130	0,116

Результаты показывают, что алгоритм Preview Lite при заданных настройках переключения занимает промежуточное положение между Preview Full и пассивной «мягкой» подвеской. Это обусловлено снижением величины коэффициента неравномерности *DLC* для седельно-сцепного устройства по сравнению с результатами Preview Full. Однако по более важному критерию – коэффициенту неравномерности нормальных реакций колес с дорогой – алгоритм Preview Lite незначительно уступает Preview Full (*DLC* 0,156 и 0,155 соответственно). В то же время, простота алгоритма Preview Lite, требующего в качестве датчиков лишь двух акселерометров, может оказаться решающим фактором при организации серийного производства.

5.1.3. Подвеска переднего моста колесного трактора

Водители колесных тракторов подвергаются воздействию низко- и высокочастотных колебаний, в основном, вызываемых неровностями профиля дороги. Колебания ухудшают условия труда человека и отрицательно влияют на безопасность движения. В конструкциях тракторов традиционно единственным упругим и демпфирующим элементом кабины являются шины, которые не могут обеспечить удовлетворительную изоляцию водителя от неровностей дороги. Требования, вступившие в силу с Директивой Европейского Союза 2002/44/ЕС, вынуждают производителей снижать вибронгруженность места водителя. Наряду с подвеской кабин, для улучшения комфорта и управляемости, ведущие фирмы применяют подвеску переднего моста, как правило, гидропневматическую. В этом случае шасси и передний мост трактора соединяются

одним или несколькими гидроцилиндрами, у которых поршневые и (или) штоковые полости соединяются с гидропневматическими аккумуляторами. Давление в системе создается насосом, требуемая высота подвески поддерживается управляющими распределителями. При выполнении ряда работ, например использовании трактора как погрузчика, упругое действие подвески нежелательно, в этом случае должна быть предусмотрена блокировка подвески. Гидропневматическая подвеска переднего моста с цилиндрами одностороннего действия намного проще по конструкции. Конструкция исследуемой подвески и ее кинематическая модель в среде MSC ADAMS показаны на рис. 5.20 [98].

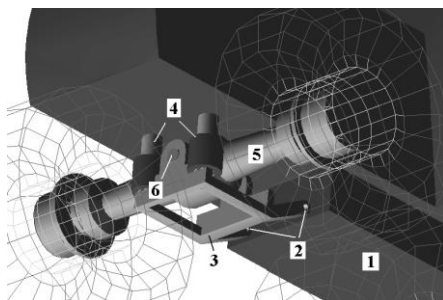


Рис. 5.20. Кинематическая модель гидропневматической подвески

Шасси трактора 1 содержит качающийся на шарнирах 2 подрамник 3, противоположный конец которого соединяется с остовом трактора с помощью двух гидроцилиндров 4. Мост 5 качается относительно подрамника на шарнире 6. Наиболее удобным методом исследования алгоритмов управления полуактивной подвеской является использование шаблонов специального модуля ADAMS/Car, который входит в состав пакета ADAMS (MSC Software). Схема гидропневматической подвески трактора представлена на рис. 5.21.

В сравнении с оригиналом исключается часть элементов, а именно – фильтры и предохранительные клапаны. Задний мост и кабина трактора не поддрессорены. Вертикальные ускорения и угловые ускорения «нырка» измерялись на шасси в центре масс трактора. Основные массы и размеры модели с различным набором навесного оборудования и без него представлены на рис. 5.22.

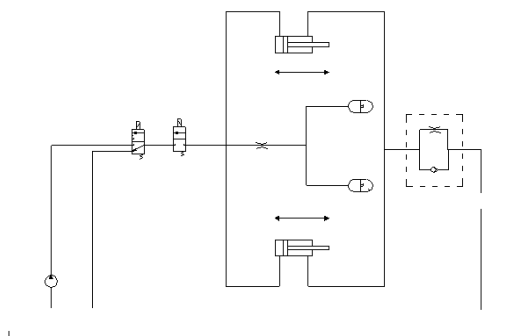


Рис. 5.21. Схема гидropневматической подвески

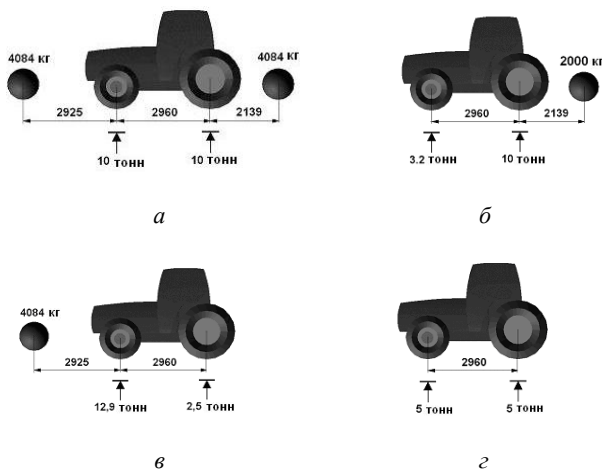


Рис. 5.22. Основные массы и размеры модели трактора с навесным оборудованием: а – передним и задним; б – задним; в – передним; г – без навесного оборудования

Для исследования виброзащитных свойств гидropневматической подвески был проведен анализ виброускорений (в октавных полосах с 1 по 14 в соответствии с ISO 2631-1). В этом случае трактор разгонялся по испытательной дороге № 2 со скорости 20 км/ч до 40 км/ч. Были рассмотрены различные режимы движения трактора – с полным набором навесных орудий, с задним

навесным оборудованием и без навесного оборудования. Каждая версия испытывалась с «жесткой» подвеской, «мягкой» подвеской и без подвески. Вертикальные ускорения, угловые ускорения «нырка» и сумма нормальных реакций измерялись в центре масс. Также подсчитывался динамический коэффициент нагрузки DLC (см. п. 4.1.2). Меньшее значение DLC обозначает меньший разброс нормальных реакций, лучшую управляемость и меньшее повреждение дорожной поверхности. Результаты моделирования проиллюстрированы на рис. 5.23 и сведены в табл. 5.8.

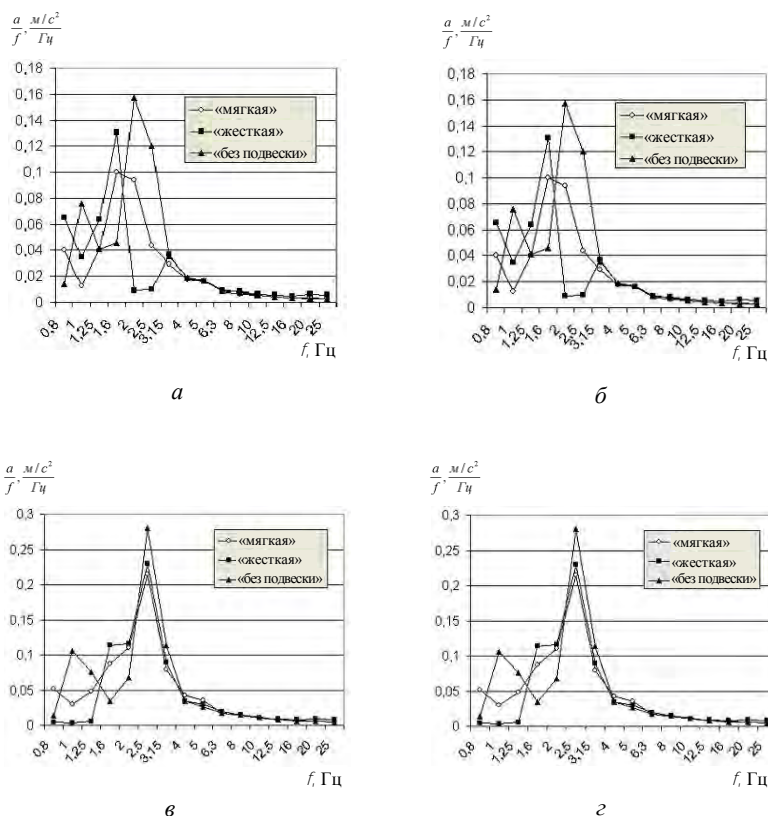


Рис. 5.23. Спектральная мощность виброускорений центра масс остова трактора с навесным оборудованием: *a* – передним и задним; *б* – задним; *в* – передним; *г* – без навесного оборудования

Таблица 5.8

Результаты моделирования подвески трактора с различным набором навесного оборудования

*Переднее и заднее навесное
оборудование*

Среднеквадратические вертикальные ускорения остова в центре масс			
Единица измерения	Подвеска		Без подвески
	«жесткая»	«мягкая»	
м/с ²	-	0,83	0,85
Среднеквадратические угловые ускорения «нырка» остова в центре масс			
град/с ²	-	14,90	15,39
Динамический коэффициент нагрузки			
$\Sigma F, kN$	-	34,0	34,0
σ, kN	-	6,561	6,690
DLC	-	0,192	0,196

Заднее навесное оборудование

Среднеквадратические вертикальные ускорения остова в центре масс			
Единица измерения	Подвеска		Без подвески
	«жесткая»	«мягкая»	
м/с ²	0,71	0,52	0,80
Среднеквадратические угловые ускорения «нырка» остова в центре масс			
град/с ²	-10,50	10,26	6,15
Динамический коэффициент нагрузки			
$\Sigma F, kN$	100,0	100,0	97,6
σ, kN	11,522	12,613	7,499
DLC	0,115	0,126	0,076

Переднее навесное оборудование

Среднеквадратические вертикальные ускорения остова в центре масс			
Единица измерения	Подвеска		Без подвески
	«жесткая»	«мягкая»	
м/с ²	1,25	1,05	1,10
Среднеквадратические угловые ускорения «нырка» остова в центре масс			
град/с ²	13,35	14,94	10,6
Динамический коэффициент нагрузки			
$\Sigma F, kN$	129,0	129,0	127,0
σ, kN	12,663	14,35	7,624
DLC	0,098	0,111	0,060

Навесное оборудование отсутствует

Среднеквадратические вертикальные ускорения остова в центре масс			
Единица измерения	Подвеска		Без подвески
	«жесткая»	«мягкая»	
м/с ²	1,15	1,14	1,12
Среднеквадратические угловые ускорения «нырка» остова в центре масс			
град/с ²	16,8	20,36	15,46
Динамический коэффициент нагрузки			
$\Sigma F, kN$	49,32	49,32	47,50
σ, kN	6,892	7,307	6,378
DLC	0,139	0,148	0,134

При движении трактора без навесного оборудования не замечено положительного эффекта от влияния системы поддрессоривания.

Вертикальные ускорения увеличиваются, управляемость ухудшается из-за большей неравномерности нормальных реакций в пятне контакта с дорогой. Некоторый положительный эффект от применения гидропневматической подвески такой конструкции отмечен при увеличенной вертикальной нагрузке на передний мост – с полным набором навесного оборудования и с передним навесным оборудованием: вертикальные ускорения снижаются. В сравнении с натурными испытаниями на вибронагруженность тракторов зарубежных моделей New Holland, John Deere, Massey Ferguson, Deutz и Renault, положительный эффект от внедрения подвески переднего моста выражен значительно слабее.

Полученные результаты свидетельствуют, что подвеска с цилиндрами одностороннего действия в сочетании с автоматическим поддержанием уровня подвески и кинематической схемой с качающимся мостом и подрамником не оправдывает себя, так как не позволяет получить уменьшение вибронагруженности и улучшение управляемости трактора. Лучшие результаты были получены в режимах работы трактора с увеличенной вертикальной нагрузкой на передний мост. В этом случае вероятность пробоя подвески сильно зависит от демпфирования в подвеске, которое определяется управляемым гидравлическим сопротивлением.

5.1.4. Рессорная подвеска грузового автомобиля

Параметры подвески определяют характер и величину внешних воздействий, передаваемых на раму автомобиля, а, следовательно, на перевозимый груз и водителя, что напрямую связано с эксплуатационными характеристиками транспортного средства. Расчет и уточнение этих параметров на стадии проектирования имеет весьма важное значение. Некоторые из них достаточно сложно, а иной раз и невозможно, определить, используя существующие методы расчета.

В данном разделе представлено развитие подхода компьютерного моделирования для определения кинематических и динамических параметров подвески грузового автомобиля, оборудованного листовыми рессорами [99]. Разработанные методы предусматривают создание в программном пакете ADAMS/VIEW трехмерных моделей узлов подвески, описание всех кинематических связей, шарниров и соединений с учетом граничных условий. Это позволяет

учитывать межлистовое взаимодействие, податливость рессор и других несущих систем, которые оказывают значительное влияние на показатели плавности хода автомобиля, а так же оцениваются условия нагружения каждого листа и силы, действующие в местах крепления рессоры к раме. Появляется возможность определить стрелу прогиба собранного рессорного пакета по величине радиусов отдельных листов в свободном состоянии, производить оценку любых кинематических параметров, в том числе и для согласования устойчивости и управляемости, получить силовую характеристику с учетом установки рессоры на автомобиль, распределение реакций по местам крепления рессоры и др.

Для моделирования рессоры необходимо иметь данные по геометрии каждого листа (толщина, ширина, длина, радиус кривизны в свободном состоянии), расстояние между стремянками (для учета части рессоры, находящейся в заделке), характеристики материала (модуль Юнга, модуль сдвига и плотность материала), типы креплений рессоры к раме автомобиля.

При наличии в конструкции прокладок, сайлент-блоков и других элементов, изготовленных из материалов с большой податливостью, имеется возможность смоделировать их влияние, для чего необходимо знать значения коэффициентов жесткости по трем координатным осям, а также значения крутильной жесткости относительно этих же осей.

Формирование структуры моделей листов рессоры состоит в следующем. Каждый лист разбивается на определенное количество элементов, между которыми устанавливаются связи, в которых задаются свойства материала, характеристики сечения листа (значение момента инерции сечения при кручении и значения главных центральных моментов инерции сечения). На первом этапе модель имеет геометрию листа в свободном состоянии, т.е. имеет кривизну определенного радиуса, как показано на рис. 5.24. Затем модель листа распрямляется, что имитирует сборку в рессорный пакет, при этом в листе создается предварительное напряженное состояние. В месте стяжки листов рессоры гибкие связи не моделируются, так как считается, что в этом месте рессора заблокирована.

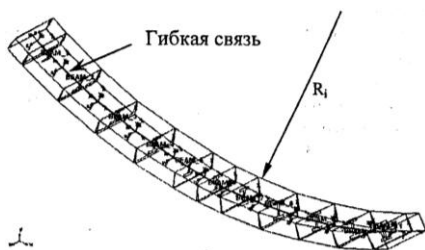


Рис. 5.24. Модель листа рессоры с гибкими связями

Очевидно, что, чем большим числом элементов моделируется лист рессоры, тем более точно отражаются геометрические параметры, а, следовательно, будут получены более точные результаты. Однако количество элементов влияет на суммарное число степеней свободы всей модели, что при большом количестве элементов и моделировании других деталей подвески может привести к усложнению расчета.

При наличии моделей всех листов рессорного пакета производится воспроизведение взаимодействия между листами. Контакт моделируется точками, поэтому на длине листа выделяется несколько зон. В каждой зоне устанавливаются две точки по граням соприкасающихся листов. Это делается для того, чтобы модель «воспринимала» боковые нагрузки и могла обеспечить кручение рессорного пакета под действием этих сил. В условиях, когда нет необходимости моделировать воздействие боковых сил, можно ограничиться только одной точкой контакта, что значительно упростит модель. Зоны контакта размещаются от концов нижележащих листов в направлении заделки, причем их густоту следует делать большей по концам листов, так как в средней части рессор взаимное перемещение листов практически отсутствует.

После того, как смоделирован межлистовой контакт, определяется стрела прогиба в ненагруженном состоянии и можно оценить характеристику и значение сил в точках контакта (рис. 5.25).

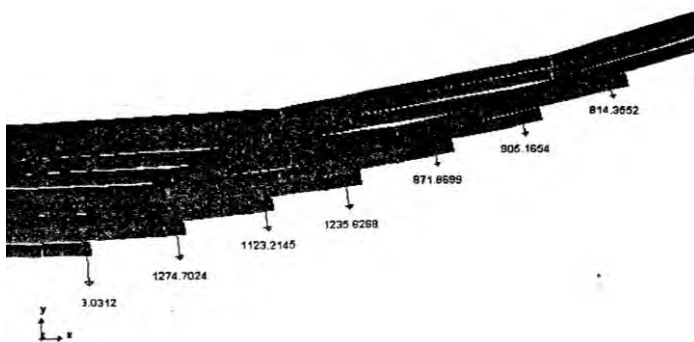


Рис. 5.25. Контактные силы по концам листов

Далее модель рессорного пакета располагается в пространстве, исходя из установочного чертежа подвески. На данном этапе моделируются крепления обоих концов рессоры в кронштейнах. При этом можно рассчитать траекторию движения любой точки, кинематически связанной с площадкой закрепления рессоры, т.е. производить анализ совместной работы рулевого механизма с подвеской, величину и направление сил в точках опоры.

Полученную модель можно использовать также для исследования совместной работы рессоры и стабилизатора поперечной устойчивости. Стабилизатор представляется также состоящим из определенного количества элементов, между которыми устанавливаются гибкие связи. Имеется возможность моделировать демпфирующие свойства амортизаторов и демпфирующие свойства самой листовой рессоры, что позволит в дальнейшем проводить оценку параметров плавности хода автомобиля.

Важным свойством разработанной модели является возможность определения силового взаимодействия элементов подвески с учетом их упругих свойств. Значения сил и реакций, полученные в результате моделирования, используются для расчета напряженно-деформированного состояния с помощью конечно-элементных комплексов. За счет этого на стадии проектирования можно получить информацию о нагруженности и выявить «слабые» места конструкции.

С помощью вышеописанного метода создана модель передней рессорной многолистовой подвески перспективного полноприводного грузового автомобиля, прототипом которого послужила конструкция МАЗ-6501. Результаты расчета показали высокую сходимость с данными экспериментов. Относительная погрешность по одному из параметров – стреле прогиба в собранном состоянии – не превысила 5 %.

5.2. Моделирование несущих конструкций

5.2.1. Шасси карьерного самосвала

Белорусский автомобильный завод серийно производит широкую гамму карьерных самосвалов грузоподъемностью от 30 до 320 тонн. К ним предъявляется требование обеспечения ресурса порядка миллиона километров пробега [100]. В отличие от обычных грузовых автомобилей карьерные самосвалы работают в более тяжелых и разнообразных условиях эксплуатации, что существенно сказывается на точности оценок наработки на отказ и долговечности. Там, где поддерживается требуемое состояние карьерных дорог, например, в «Ковдорском ГОК», 130-тонный самосвал БелАЗ-75131 (рис. 5.26) прошел до списания 745 тысяч километров, 136-тонный самосвал Caterpillar продолжал эксплуатироваться после миллиона километров пробега.



Рис. 5.26. Карьерный самосвал БелАЗ-75131 грузоподъемностью 130 тонн

Как показывают эксплуатационные наблюдения, долговечность этих машин определяется прежде всего сопротивлением усталости несущих конструкций. Первые трещины на рамах самосвалов БелАЗ-75131 обычно наблюдаются после пробега 100...200 тысяч километров в зависимости от условий эксплуатации. В последнее время, в связи с расширением рынка сбыта, самосвалы БелАЗ стали эксплуатироваться в сравнительно худших горно-технических условиях. Возможность использования карьерного самосвала БелАЗ-75131 с весом груза выше номинального благодаря высоким тяговым характеристикам на скорости до 30 км/ч по участкам дорог с плохим качеством покрытия стали приводить к случаям первых отказов рам на пробегах от 30 тысяч километров.

Как известно, усталость металлов имеет локальный характер и развивается под действием переменных напряжений, поэтому важно понять причины их возникновения, определить основные факторы, влияющие на амплитуду и частоту спектра напряжений. Теория формирования переменных напряжений на рамах обычных грузовых автомобилей при движении по неровным дорогам достаточно хорошо разработана и базируется на результатах исследования колебаний машин [101].

Карьерные самосвалы с классической колесной формулой 4×2 имеют жесткую раму (лонжероны с переменным по высоте замкнутым профилем, соединенные несколькими поперечинами трубчатого и коробчатого сечения) и подвеску на пневмогидравлических цилиндрах. Особенности конструкции ходовой части карьерных самосвалов, их габаритные размеры и значительные эксплуатационные нагрузки, высокая стоимость производства и испытаний не позволяют эффективно применять разработанные для традиционных автомобилей методики расчетов и испытаний на долговечность. Применяемые на заводе статические расчеты методом конечных элементов (МКЭ) и классические методики обработки результатов тензометрирования не дают ответы на вопрос, в чем причина появления повреждающих напряжений.

На предварительной стадии исследований в качестве первоначальной оценки динамического поведения самосвала в целом применен модальный анализ, реализованный в пакете ANSYS. Данный пакет имеет библиотеку из более 100 типов конечных элементов и позволяет помимо статических задач механики деформируемого твердого тела проводить вычисления собственных частот сложных

механических систем, моделировать динамическое поведение при гармоническом и случайном воздействии, а также исследовать линейные и нелинейные переходные процессы.

Для проведения модального анализа в графическом редакторе ANSYS была создана оболочечная конечно-элементная модели рамы по координатам срединных поверхностей деталей рамы. Для построения модели рамы в виде оболочки с умеренной толщиной были использованы элементы Shell43.

Модальный анализ модели незакрепленной рамы выявил нижнюю собственную частоту ее колебаний около 20 Гц (рис. 5.27). Форма колебаний на этой частоте соответствует кручению рамы.

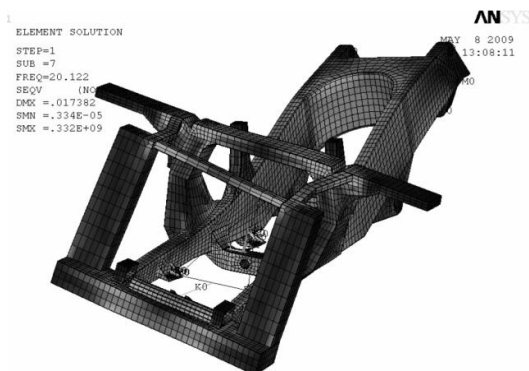


Рис. 5.27. Первая форма собственных колебаний рамы в незакрепленном состоянии

На базе оболочечной модели рамы была построена модель самосвала путем крепления на ней платформы, груза, силовой установки (дизель-генератор на подрамнике), радиатора и других наиболее значимых по массе узлов. Все навесные агрегаты были смоделированы в виде точечных масс с заданными главными моментами инерции. Для связи дополнительных элементов конструкции с оболочкой использованы жесткие балки или пружины, имитирующие резиновые амортизаторы, шарниры и уравнения связей. Кроме того, были добавлены отдельные элементы оперения в виде конечно-элементных оболочек.

Подвеска силовой установки, платформы и радиатора на раме смоделирована как абсолютно твердое тело, закрепленное на упругих элементах (пружинах), расположенных в направлении главных

осей упругости резинового элемента. Предварительно были собраны данные взвешивания основных узлов самосвала БелАЗ-75131, экспериментально определены характеристики жесткости амортизаторов силовой установки, платформы самосвала, радиатора. Для вычисления массово-инерционных характеристик элементов построены их полные модели в пакете программ твердотельного проектирования ProEngineer.

Модальный анализ рамы с навесным оборудованием выявил более низкие собственные частоты колебаний, также связанные с кручением рамы на частоте 4,65 Гц (рис. 5.28).

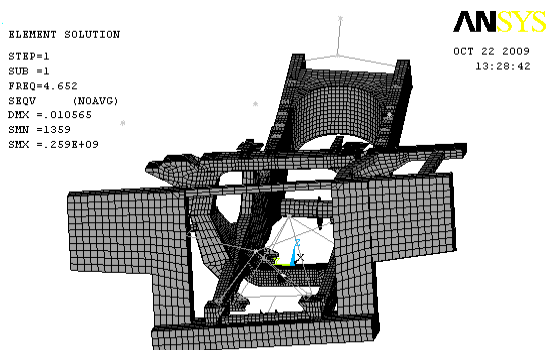


Рис. 5.28. Первая форма собственных колебаний рамы с установленным оборудованием и грузом в незакрепленном состоянии

Для детального анализа динамического поведения самосвала в целом полученная модель была дополнена элементами подвески передней оси и заднего моста с шинами. Данные узлы имеют значительные массы и моменты инерции в сравнении с рамой, вес которой 12 тонн: масса передней оси в сборе с колесами составляет около 14 тонн, а задней оси в сборе с колесами около 33 тонн. Радиальная жесткость колес незначительно отличается от жесткости цилиндров подвески, а для задней подвески в груженом состоянии суммарная радиальная жесткость сдвоенных колес приблизительно в два раза меньше жесткости цилиндра задней подвески. Характеристики шин были взяты из результатов статических испытаний. Так как нелинейность жесткости шин и цилиндров подвески не учитывается в модальном анализе, зада-

ваемые параметры жесткости шин и подвески были взяты по величине тангенса угла наклона характеристики при определенной нагрузке, соответствующей распределению веса самосвала с полным грузом.

В результате были получены модальные формы колебаний с собственными критическими частотами. Проведено сравнение расчетных модальных частот с результатами дорожных испытаний (табл. 5.9).

Таблица 5.9

Сравнение расчетных и экспериментальных частот колебаний самосвала грузоподъемностью 130 тонн с полным грузом

Расчетные частоты собственных колебаний		Экспериментальные частоты колебаний		Основные признаки формы колебаний
Модальная форма	Частота, Гц	Частота, Гц		
1	0,54	0,39-0,58		Поперечно-угловые колебания автомобиля на подвеске и шинах
2	0,72	0,68-0,88		Вертикально-угловые колебания автомобиля вокруг оси, проходящей через центральный шарнир задней подвески
3	1,03	1,07-1,27		Вертикальные колебания автомобиля на передней подвеске
4	1,41	1,27-1,46		Вертикальные колебания автомобиля на задней подвеске
5	1,54	1,27-1,56		Поперечно-угловые колебания автомобиля вокруг продольной оси подрессоренной массы
	-	1,95-2,64		Вертикально-угловые колебания вокруг оси, проходящей через задний мост
6	3,92	3,51-3,9		Поперечно-угловые колебания передней оси и заднего моста с кручением рамы
7	4,35			

Как видно из табл. 5.9, форму колебаний в частотном диапазоне 1,95-2,64 Гц расчет не выявил. Вероятно, в данной модели отсутствует колебательная система с собственной частотой в указанном диапазоне, предположительно, это система рулевого управления. Расчетные формы собственных колебаний самосвала на частотах 3,92 и 4,35 Гц связаны с поперечно-угловыми колебаниями передней оси с

передней частью рамы и заднего моста с разными соотношениями амплитуды перемещений. На данных модах колебаний, как показывает расчет, происходит кручение рамы, сопровождающееся поперечным изгибом лонжеронов и сдвигом в зоне соединения нижней второй поперечины (рис. 5.29).

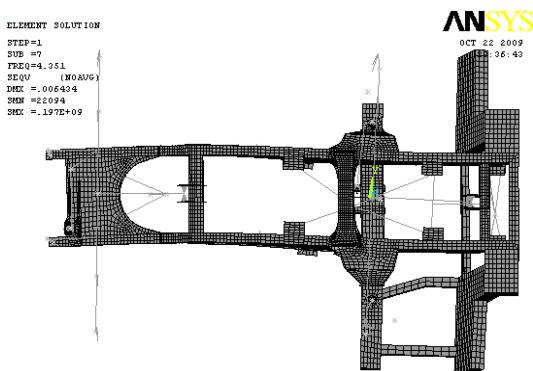


Рис. 5.29. Форма собственных колебаний самосвала грузоподъемностью 130 тонн с полным грузом (вид снизу)

Анализ результатов исследования выявил значительное влияние на динамику самосвала при движении по неровной дороге параметров жесткости шин и массово-инерционных характеристик передней оси, заднего моста и колес.

Динамические свойства несущей конструкции карьерного самосвала определялись моделированием многомассовой колебательной системы. Пространственная 5-и массовая колебательная система с сосредоточенной поддрессоренной массой и 10-ю степенями свободы не позволила определить искомую собственную форму и частоту колебаний в диапазоне частот 3-4 Гц, поэтому в программном комплексе ANSYS была разработана уточненная конечно-элементная модель самосвала. Рама представлена в виде упругого тела, состоящего из оболочечных конечных элементов рамы, а соединенные с рамой узлы и системы представлены сосредоточенными массами, жесткими и упругими балками, упругими демпферами (рис. 5.30).

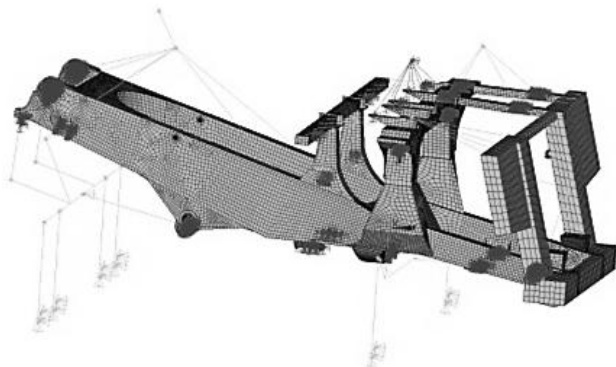


Рис. 5.30. Конечно-элементная динамическая модель карьерного самосвала БелАЗ-75131 с полной загрузкой

В процессе решения методом конечных элементов с использованием комплекса ANSYS система большого числа зависимых дифференциальных уравнений

$$[K]\{\delta\} + [M]\frac{\partial^2}{\partial t^2}\{\delta\} = 0, \quad (5.9)$$

где $[K]$ – матрица жесткости системы;
 $[M]$ – матрица масс системы;
 $\{\delta\}$ – вектор узловых перемещений,

выводится в неявном виде [102], поэтому правильность решения проверялась корреляцией полученных расчетом собственных форм и частот с экспериментальными данными.

Модальный анализ разработанной математической модели позволил оценить собственные формы колебаний карьерного самосвала в диапазоне частот до 5 Гц и соответствующие формы упругой деформации рамы. Посредством моделирования получена 6-я мода колебаний карьерного самосвала, удовлетворяющая экспериментальным данным. Для нее характерны угловые колебания ходовой части автомобиля в горизонтальной плоскости относительно платформы с грузом. Роль упругих элементов играют передние шины, рама, опоры и амортизаторы платформы, что объясняет недоста-

точное демпфирование данной моды. При этом рама испытывает изгиб в горизонтальной плоскости с кручением передней части относительно задней, в результате чего происходит параллелограммирование передней части рамы, приводящее в свою очередь к повышенным переменным напряжения в соединении 2-й поперечины с лонжеронами (рис. 5.31).

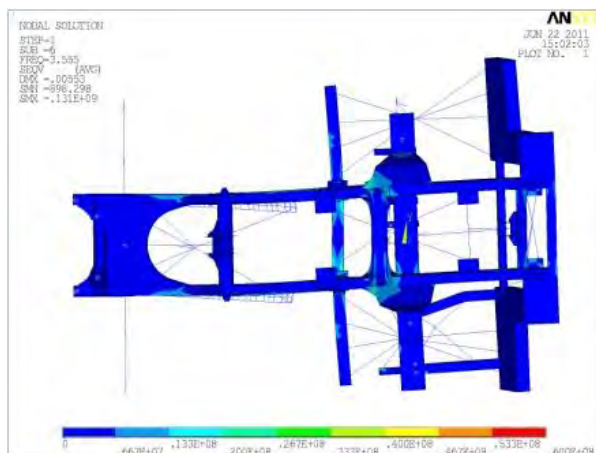


Рис. 5.31. Распределение напряжений в раме при колебаниях самосвала БелАЗ-75131 с полной загрузкой на собственной частоте 3,5 Гц (вид снизу)

Вследствие унификации конструкций несущих систем данная собственная форма колебаний характерна для всего типового ряда карьерных самосвалов БелАЗ и оказывает значительное влияние на их долговечность.

Полученные в результате модального анализа формы динамической нагруженности рамы и эпюры напряжений существенно отличаются от результатов расчетов в статике. Зоны повышенных напряжений на раме при колебаниях несущей системы самосвала на собственных частотах имеют большее совпадение с местами отказов в эксплуатации по сравнению с результатами расчетов МКЭ по существующим методикам. Поэтому расчеты динамической нагруженности несущей конструкции позволяют выбрать более эффективное направление ее модернизации на стадии проекта и тем самым значительно сократить сроки доводки карьерных самосвалов.

На основе уточненной конечно-элементной модели самосвала, результатов полигонных испытаний прототипа и характеристик сопротивления усталости из европейских нормативных документов усовершенствована расчетно-экспериментальная методика сравнительной оценки усталостной долговечности рам на стадии проекта. По данной методике тензометрией в условиях полигонных испытаний определяются частотные полосы изменения напряжений, на которых происходит основной вклад в накопление повреждений. Оценка долговечности проводится по расчетным напряжениям соответствующих модальных форм конечно-элементной модели самосвала и кривым усталости стандарта Eurocode3 для сварных соединений. Кривые усталости в данном стандарте имеют постоянный и одинаковый наклон до предела выносливости ($m = 3$), что упрощает сравнение усталостной прочности разных вариантов конструкции сварных рам самосвалов, отличающихся пропорциональным изменением амплитуды колебаний в действующем частотном диапазоне по уравнению

$$\frac{L_m}{L_0} = \frac{1}{k_{m,0}^3} \cdot \frac{\sigma_{-1,m}^3}{\sigma_{-1,0}^3}, \quad (5.10)$$

где L_m/L_0 – увеличение пробега до первого отказа самосвала с модернизированной рамой по сравнению с серийной конструкцией в одинаковых условиях эксплуатации;

$k_{m,0}^3$ – коэффициент, равный среднему отношению амплитуды колебаний напряжений на основных модальных частотах модернизированной конструкции по отношению к серийной;

$\sigma_{-1,0}$ и $\sigma_{-1,m}$ – пределы выносливости опасных зон серийной и модернизированной конструкции рамы соответственно.

На основе проведенных исследований предложены следующие пути повышения долговечности рам карьерных самосвалов:

- рационализация геометрии рамы в целом и локальных зон с учетом форм их деформаций для снижением уровня переменных напряжений;
- повышение сопротивления усталости рамы посредством вынесения сварных соединений за пределы зон концентрации напряжений;

– улучшение микро- и макропрофиля карьерных дорог, ограничение скорости движения по неровным участкам.

В частности, для исследуемой модели карьерного самосвала БелАЗ-75131 рекомендованы увеличение жесткости рамы на сдвиг в горизонтальной плоскости в зоне 2-й нижней поперечины, а также боковой жесткости подвески передней части платформы за счет установки дополнительных амортизаторов.

Моделирование динамического поведения карьерных самосвалов позволяет существенно увеличить эффективность вносимых изменений в несущую конструкцию с целью достижения требуемого ресурса: сократить количество дорогостоящих экспериментальных образцов, сроки доводки новых машин.

5.2.2. Элементы рам карьерного самосвала

Одним из лимитирующих долговечность элементов рам карьерного самосвала БелАЗ-75131 является соединение второй нижней поперечины с лонжеронами, где наблюдались разрушения на пробегах после 100-150 тысяч километров (рис. 5.32) [103].

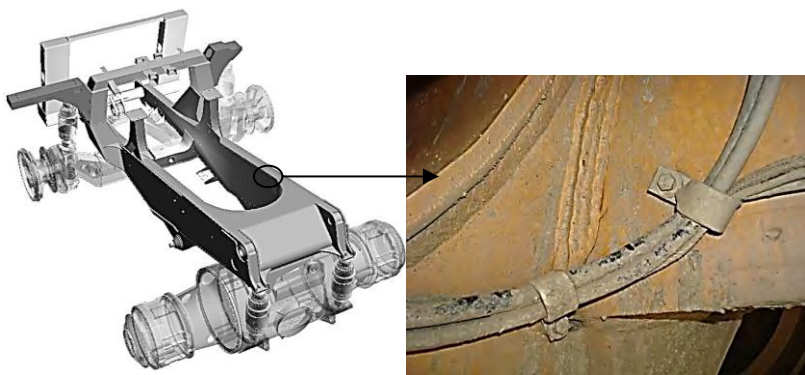


Рис. 5.32. Трещины в сварном соединении 2-й поперечины с лонжероном рамы самосвала БелАЗ-75131

Увеличение сечения поперечины в месте крепления к лонжеронам и использование прокатного листа большей толщины повысили прочность данной зоны, но не позволили полностью решить про-

блему, разрушения стали проявляться после 200 тысяч километров пробега. Причины данных разрушений первоначально не были найдены, статические расчеты методом конечных элементов экстремальных режимов эксплуатации не выявили значительной концентрации напряжений в соединении.

Результаты более детального анализа напряженно-деформированного состояния опасных зон второй нижней поперечины рамы с помощью тензометрии в дорожных условиях показали, что спектр напряжений в данной зоне отличается от спектра усилий в подвеске. При увеличении скорости движения и высоты неровностей в спектре напряжений, действующих в поперечном сечении сварного шва, преобладают колебания с частотой 3,5-4 Гц (рис. 5.33).

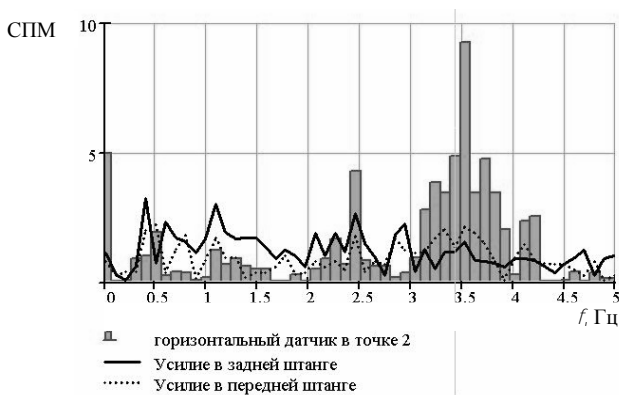


Рис. 5.33. Спектральная плотность мощности напряжений в опасной зоне и усилий в подвеске самосвала БелАЗ-75131

Были обнаружены признаки наличия резонанса: высокие амплитудные значения напряжений и длительность их затухания при действии небольших сил. Очевидно, что колебания напряжений в опасных точках поперечины рамы носят не только вынужденный характер, приводящий к ускоренному накоплению усталостных повреждений в зоне соединения второй поперечины с лонжероном. По результатам исследования НДС предполагаемая форма деформации рамы в области второй нижней поперечины должна иметь вид параллелограммирования в горизонтальной плоскости.

Для правильной интерпретации результатов испытаний и определения форм колебаний автомобиля, ответственных за напряженно-деформированное состояние исследуемой зоны, понадобилось проведение дополнительных экспериментальных исследований и динамического моделирования самосвала БелАЗ-75131.

Параллельно с обработкой экспериментальных данных проводилось компьютерное моделирование второй поперечины рамы. Для определения формы деформации по результатам испытаний была построена ее модель в программном комплексе SOLID WORKS (рис. 5.34).

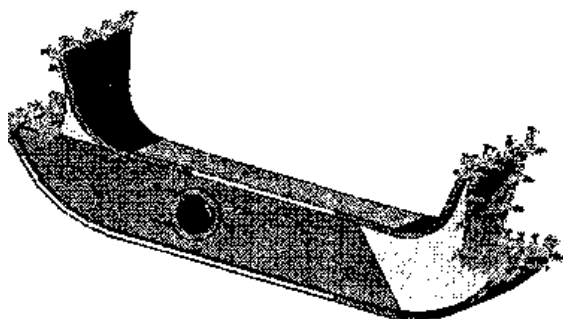


Рис. 5.34. Объемная модель 2-й поперечины рамы

В программе статического анализа методом конечных элементов COSMOS сделаны расчеты возможных типов нагружений и деформаций. Вторая поперечина рамы является сварной, коробчатого сечения с расширением в местах соединения с лонжеронами. Она крепится сваркой к лонжеронам с обоих концов и имеет узел крепления поперечной штанги передней подвески.

В начале был проведен анализ напряженно-деформированного состояния поперечины при приложении усилия от поперечной штанги передней подвески максимальной величиной 200 кН, зарегистрированной при испытаниях, через точку крепления передней штанги (условно в центре сферы подшипника ШСЛ) с фиксацией обоих концов поперечины в месте соединения с лонжеронами рамы. Напряжения в контрольных точках в результате расчета оказались незначительны: до 20-25 МПа. Таким образом, еще раз подтвердилось, что усилия, передаваемые через переднюю штангу, не явля-

ются основной причиной возникновения опасных напряжений, полученных при испытаниях. Следовательно, причина должна быть в деформации поперечины в составе рамы как единой конструкции.

Следующей задачей стал расчет возможных вариантов нагружения поперечины от лонжеронов. Наиболее близкие параметры напряженно-деформированного состояния поперечины в сравнении с полученными при испытаниях данными получаются при расчете параллельного смещения одного из концов крепления поперечины к лонжерону вдоль продольной оси самосвала. Сила реакции вдоль оси смещения на 2 мм составила 200 кН (рис. 5.35).

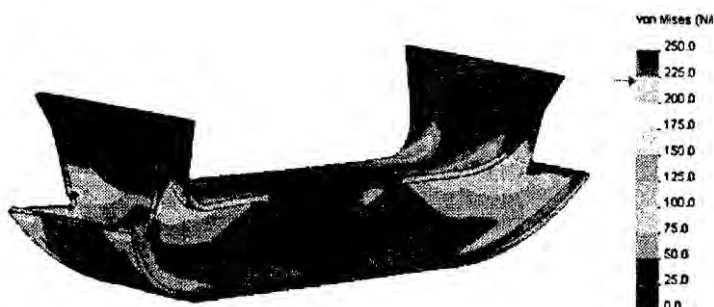


Рис. 5.35. Распределение расчетных эквивалентных напряжений на поверхности 2-й поперечины при параллельном сдвиге на 2 мм лонжеронов вдоль продольной оси самосвала

На рис. 5.35 наблюдаются зоны концентрации напряжений в местах сварных соединений с лонжеронами, в которых могут зарождаться вертикальные усталостные трещины. В результате определена возможная форма деформации второй поперечины самосвала, при которой возникают наибольшие напряжения в контрольных точках. Эту форму деформации можно описать как параллелограммирование, т.е. складывание рамы в области второй поперечины в горизонтальной плоскости в виде параллелограмма.

Наличие резонансных форм колебания рамы приводит к ускоренному накоплению усталостных повреждений в зоне соединения второй поперечины с лонжероном. Резонансные колебания вызываются действием незначительных сил и характеризуются высокими амплитудными значениями и длительностью их затухания.

Увеличение прочности опасных зон второй поперечины возможно при применении литых вставок в соединении поперечины с лонжеронами, позволяющими сделать плавный переход с большим радиусом от задней и передней поверхности поперечины к боковым поверхностям лонжеронов в горизонтальной плоскости на уровне нижних полок лонжеронов. Для более эффективной борьбы с описанными явлениями требуется проведение дополнительных расчетно-экспериментальных исследований с целью снижения влияния резонансных явлений на напряженно-деформированное состояние рамы самосвала БелАЗ-75131.

На основе анализа полученных результатов можно сделать вывод о недостаточности проведения статических расчетов методом конечных элементов для прогноза долговечности рамы самосвала большой грузоподъемности и необходимости проведения модального анализа и динамического моделирования несущих конструкций.

5.2.3. Картер ведущего моста лесовозного тягача

Развитие компьютерных средств проектирования (Computer Aided Design, сокращенно CAD) и расчета (Computer Aided Engineering, сокращенно CAE) позволяет производить оценку нагруженности, виртуальные испытания и оптимизацию прототипов сложных механических систем по различным критериям еще на начальных стадиях проектирования. В данном разделе приводится пример использования CAD/CAE систем для определения ресурса проектируемой несущей конструкции грузового автомобиля [104]. В качестве базовой CAD системы использовался компьютерный пакет трехмерного моделирования UNIGRAPHICS, в качестве CAE системы – компьютерные пакеты конечно-элементного анализа MSC/PATRAN, MSC/NASTRAN и MSC/ADAMS. Объект исследования – картер переднего ведущего моста автомобиля МАЗ-5434, материал – сталь 40Л.

Созданная в компьютерном пакете UNIGRAPHICS трехмерная модель картера транслировалась в препроцессор конечно-элементного анализа MSC/PATRAN. В нем производилось моделирование силовых воздействий и ограничений на модель, а также нанесение конечно-элементной сетки. При создании конечно-

элементной модели были использованы объемные конечные элементы (тип – SOLID) – 10-и узловые тетраэдры 2-го порядка.

Рассматривался вариант полной загрузки автомобиля. По результатам расчета данной модели в пакете конечно-элементного анализа MSC/NASTRAN была определена наиболее нагруженная зона под площадкой для крепления рессоры (рисунок 5.36).

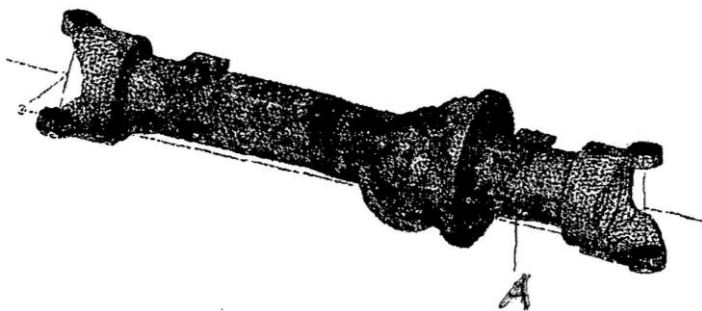


Рис. 5.36. Конечно-элементная модель картера переднего ведущего моста автомобиля МАЗ-5434: А – наиболее напряженная зона при статической нагрузке

Далее, для этой модели выполнялся модальный анализ с последующей ее передачей в компьютерный пакет динамико-кинематического анализа MSC/ADAMS. Проведено моделирование нагружения конструкции при движении автомобиля со скоростью 30 км/ч по дороге с грунтовым покрытием, со значением спектральной плотности неровностей $64 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, показателями волнистости $W_1=2$ и $W_2=1,5$ и характеристической частотой $0,1592 \text{ м}^{-1}$. Длина моделируемого участка составила 416 м. В результате расчета был получен файл, в котором записаны изменения напряжений в указанной выше зоне через определенный промежуток времени, т.е. были получены параметры нагруженности интересующей нас зоны.

Обработка значений нагруженности и разбиение их на частотные составляющие, с представлением в виде распределения Вейбулла, представлены в табл. 5.10.

Таблица 5.10

Характеристики нагрузочных блоков

№ частотной составляющей	Число циклов	Максимальное напряжение цикла, $\hat{\sigma}$, МПа	Минимальное напряжение цикла, $\check{\sigma}$, МПа	Параметры распределения	
				σ_W , МПа	W , МПа
1	81	139,9	0	39,8	1,178
2	17	94,7	5,9	23,2	0,776
3	5	64,3	6,3	39,7	1,252

Как видно из табл. 5.10, повреждающим действием обладает только нагрузочный блок первой частоты, а остальные нагрузочные блоки подключаются последовательно по мере снижения предела выносливости. Этот блок содержит достаточно большое число циклов, что значительно усложняет расчеты, т.к. надо производить серию расчетов для каждого напряжения блока. Это вызвало необходимость ввести некоторые упрощения. Значение напряжения для каждого цикла определялось по формуле

$$\sigma_i = \check{\sigma} + \sigma_W \cdot \sqrt{\ln \frac{n}{i}}, \quad (5.11)$$

где i – номер цикла в блоке;

n – суммарное число циклов в блоке;

σ_i – значение напряжения, соответствующее i -му циклу блока.

В уравнение (5.11) была введена замена $X = \sqrt{\ln \frac{n}{i}}$, таким образом, оно приняло линейный вид

$$\sigma_i = \check{\sigma} + \sigma_W X. \quad (5.12)$$

В уравнении (5.12) σ_i принимает максимальное значение при $i = 1$ и минимальное значение при n_{max} . Далее выбиралось число интервалов $n_{\text{д}}$, на которое необходимо разбить все распределение, и вычислялась величина интервала по формуле

$$\Delta X = \frac{X_{\max}}{n_d} . \quad (5.13)$$

Граничные значения величины X определялись по выражению $X_k = X_i + \Delta X$, а усредненные значения напряжений – $X = X_i + \Delta X/2$. Для расчета относительной длительности действия каждого напряжения рассчитывалось число циклов, приходящееся на определенное напряжение в блоке. Это число циклов рассчитывалось по формуле

$$\Delta n_{di} = n_{\text{бл}} \left(\exp \left[- \left(\frac{\sigma_{k_{i+1}} - \sigma}{\sigma_W} \right)^W \right] - \exp \left[- \left(\frac{\sigma_{k_i} - \sigma}{\sigma_W} \right)^W \right] \right), \quad (5.14)$$

где Δn_{di} – число циклов i -го напряжения;

$\sigma_{k_{i+1}}$, σ_{k_i} – краевые напряжения.

Принцип дискретизации напряжений блока, с использованием введенных параметров, продемонстрирован на рис. 5.37.

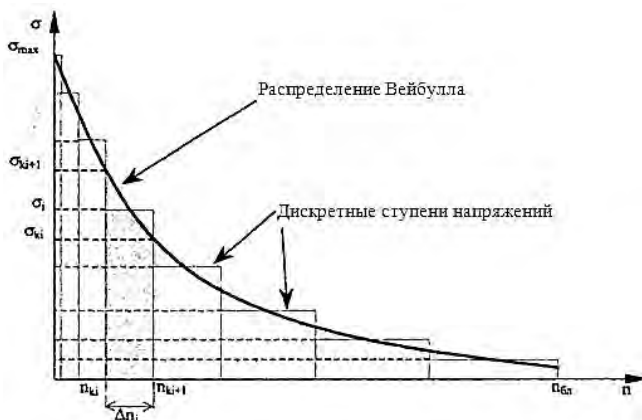


Рис. 5.37. Дискретизация непрерывных напряжений

Относительная длительность действия каждого напряжения рассчитывалась по формуле

$$\beta_j = \frac{\Delta n_{dj}}{n_{6л}}. \quad (5.15)$$

Для первого нагруженного блока было выбрано $n_{dj} = 7$, рассчитано значение $X_{\max} = 3,51$, $\Delta X = 0,5$; значения напряжений блока: 139,9; 129,9; 109,9; 89,9; 69,9; 49,9; 29,9; 10; относительные длительности действия этих напряжений соответственно: 0,0123; 0,0123; 0,0246; 0,0494; 0,0987; 0,173; 0,271; 0,358.

Для оценки ресурса были использованы характеристики сопротивления усталости стали 40Л, полученные при испытании 15 круглых и плоских образцов, при коэффициенте асимметрии нагружения $R = 0$. Значение предела выносливости, соответствующее 50 % вероятности разрушения – 178,7 МПа, среднеквадратическое отклонение предела выносливости – 39,4 МПа, значение показателя угла наклона кривой усталости – $V = 58,12$ МПа, базовое число циклов – $N_0 = 1,2 \cdot 10^6$ циклов. В расчете использовалось значение предела выносливости, соответствующее 95 % вероятности разрушения – 136 МПа, определенного по формуле

$$\sigma_r = \sigma_{r\min} - tS_{\max}, \quad (5.16)$$

где t – квантиль нормального распределения;

$$\sigma_{\min} = \overline{\sigma}_r - t_q \frac{S_r}{\sqrt{n}} \left(\overline{\sigma}_r - \text{математическое ожидание предела вы-} \right.$$

носливости;

t_q – квантиль распределения Стьюдента;

S_r – среднеквадратическое отклонение предела выносливости;

n – число испытанных образцов);

$S_{\max} = Z_2 \cdot S_r$ (Z_2 – множитель для оценки границ доверительно-го интервала среднеквадратического отклонения, который определяется по таблицам χ^2 распределения).

Для суммирования повреждений от действия всех блоков нагрузки использовалась методика, основой которой является постулат, что в процессе циклического нагружения с ростом степени усталостного повреждения детали снижается предел выносливости и доходит до значения, при котором она выходит из строя. Суммарное число циклов, необходимое для снижения предела выносливости на величину $\Delta\sigma_r$ при действии напряжений σ_1 и σ_2 , вычисляется по формуле

$$\Delta N_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_1}{\Delta N_{T1}} + \frac{\beta_2}{\Delta N_{T2}}}, \quad (5.17)$$

где β_1 и β_2 – относительная длительность действия соответственно напряжений σ_1 и σ_2 к общему числу циклов в блоке напряжений.

Значения ΔN_{T1} и ΔN_{T2} вычисляются как разность значений N_1 и N_2 при напряжениях σ_1 и σ_2 , и при значениях предела выносливости σ_{r1} и σ_{r2} с использованием уравнений

$$\Delta N_{T1} = N_0 \left\{ \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_{r1}}{v_1} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_{r2}}{v_2} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \right\}, \quad (5.18)$$

$$\Delta N_{T2} = N_0 \left\{ \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_2 - \sigma_{r1}}{v_1} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} - \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_2 - \sigma_{r2}}{v_2} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \right\}. \quad (5.19)$$

В общем виде уравнение для оценки суммарного числа циклов, необходимого для снижения предела выносливости на величину $\Delta\sigma_r$, имеет следующий вид:

$$\Delta N_{\Sigma j} = 1 / \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\beta_i}{\Delta N_{Ti}}, \quad (5.20)$$

где n – число повреждающих уровней напряжений.

Суммарное число циклов, необходимое для снижения предела выносливости от начального значения до значения в момент достижения конструкцией предельного состояния, определяется по формуле

$$N_{\Sigma} = \sum_{j=1}^{j=k} \Delta N_{\Sigma j} = \sum_{j=1}^{j=k} \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\beta_i}{\Delta N_{T_i}}} \right). \quad (5.21)$$

Конечное значение предела выносливости в момент долома было найдено из уравнения

$$\sigma_{rk} = \frac{\sigma_{\max} - \nu_0(1 + z_k)}{2} + \sqrt{\left[\frac{\sigma_{\max} - \nu_0(1 + z_k)}{2} \right]^2 + \nu_0 \sigma_{\max}}, \quad (5.22)$$

где $z_k = \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{1}{N_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}$.

Для подключения второго нагрузочного блока требуется 162 млн. циклов или $L_{\Sigma 1} = 830$ тыс. км, при совместной работе первого и второго нагрузочных блоков до подключения третьего необходимо 9 млн. циклов и 94 млн. циклов соответственно или $L_{\Sigma 2} = 46$ тыс. км и при совместной работе всех трех блоков до долома 11750, 152734 и 2400304 циклов соответственно или 11 тыс. км. Значение предела выносливости в момент долома $\sigma_{rk} = 11,1$ МПа. Величина пробега вычисляется по формуле

$$L_j = \frac{\Delta N_{\Sigma}}{n_{j1}}, \quad (5.23)$$

где n_{j1} – число циклов j -го блока на один километр пробега.

В нашем случае $n_{11} = 195$, $n_{21} = 41$ и $n_{31} = 12$ циклов/км. Суммарное число километров пробега вычисляется по формуле

$$L_{\Sigma} = L_{\Sigma 1} + L_{\Sigma 2} + L_{\Sigma 3} = 830 + 46 + 11 \approx 900 \text{ тыс. км.} \quad (5.24)$$

Таким образом, приведенная экспериментально-расчетная методика позволяет на стадии проектирования прогнозировать ресурс несущей конструкции автомобиля в километрах пробега в реальных условиях эксплуатации.

5.3. Разработка систем поддрессоривания

На основании виртуальных исследований открываются возможности создания полезных моделей новых конструкций.

5.3.1. Кабина колесного транспортного средства

Предлагаемая конструкция [105] относится к средствам виброзащиты кабин автомобилей, тракторов, дорожно-строительных и других мобильных машин.

Известные системы поддрессоривания состоят из упругого, демпфирующего и направляющего элементов, соединяющих кабину и несущую часть конструкции – раму. В качестве демпфирующего элемента обычно используются гидравлические амортизаторы, в качестве упругого – пневматические элементы. С одной стороны, для предотвращения излишних угловых колебаний кабины, демпфирующее устройство должно создавать пониженные силы сопротивления относительно перемещения кабины и рамы. С другой стороны, для снижения негативного эффекта от неровностей дорожного профиля, передающихся на пол кабины, требуется уменьшить степень сопротивления демпфирующего устройства.

Противоречие в большой степени удается разрешить путем применения регулируемых демпфирующих устройств – управляемых амортизаторов [106]. Принцип действия управляемого амортизатора заключается в изменении сечения дроссельного элемента с приме-

нением сервопривода, либо вязкости специальной электрореологической или магнитореологической жидкости, в соответствии с полученным электрическим сигналом от блока управления. В отличие от традиционного амортизатора, имеющего одну характеристику (зависимость усилия сопротивления от скорости), управляемый амортизатор имеет либо несколько характеристик при дискретном регулировании, либо бесконечное число при бесступенчатом регулировании. Подвеска, в которой содержится демпфирующий элемент с регулируемой характеристикой сопротивления, называется полуактивной. Блок управления формирует необходимый управляющий сигнал на основании показаний датчиков и алгоритма управления. Алгоритм управления в значительной степени определяет конструкцию полуактивной подвески.

Ближайшим аналогом предлагаемой полезной модели является управляемая система поддрессоривания кабины, предлагаемая в патенте США № 6070681. Сигналы одного или нескольких датчиков относительного взаимного вертикального перемещения кабины и рамы поступают в управляющий контроллер. Возможно также дополнение системы датчиками начала торможения, разгона, угловых колебаний кабины. Управляющий контроллер на основании полученных сигналов от датчиков изменяет характеристики одного или нескольких управляемых амортизаторов.

Слабой стороной описанной системы является недостаточное быстродействие, определяемое временем отклика. Оно состоит из времени получения и обработки сигналов датчика, времени переключения амортизатора. Поскольку время отклика не может быть равным нулю, параметры относительного движения кабины и рамы на момент переключения амортизатора никогда не соответствуют измеренным. Это приводит к неточному управлению и ухудшению виброзащиты водителя и пассажиров. Для точного управления необходимо возможно большее снижение времени отклика, связанное с увеличением быстродействия датчиков, линий передачи данных, контроллера и амортизаторов, что повышает стоимость системы полуактивного поддрессоривания кабины.

Для решения поставленной задачи система поддрессоривания кабины, содержащая упругий элемент, управляемый демпфирующий элемент, направляющий элемент и управляющий контроллер, должна содержать как минимум один датчик вертикального уско-

рения неподдрессоренной массы, расположенной спереди кабины по ходу движения или под кабиной. Неподдрессоренной массой может являться мост, одно или несколько колес.

Снижение требований к быстродействию системы достигается путем применения предсказания. При наезде на препятствие колесо приобретает значительное вертикальное ускорение, которое фиксируется датчиком. При этом перемещения рамы запаздывают по отношению к перемещениям колеса в соответствии с передаточной функцией колебательного звена основной системы поддрессоривания. Блок управления выбирает характеристику управляемого амортизатора, исходя из показаний датчика. Запаздывание колебаний рамы по отношению к перемещениям неподдрессоренных масс позволяет в случае необходимости переключить амортизаторы подвески кабины заблаговременно и скомпенсировать время отклика компонентов системы.

Предлагаемая полуактивная система поддрессоривания является простой по конструкции, позволяет повысить быстродействие системы поддрессоривания и улучшить виброзащиту кабины мобильной машины при отсутствии жестких требований к быстродействию измерительных, вычислительных и исполнительных элементов.

На рис. 5.38 изображена функциональная схема предлагаемой системы поддрессоривания кабины.

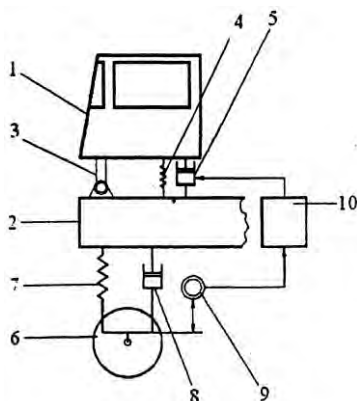


Рис. 5.38. Управляемая система поддрессоривания кабины колесного транспортного средства

Кабина 1 связана с подрессоренной рамой 2, направляющим элементом 3, упругим элементом 4 подвески кабины, управляемым амортизатором 5 подвески кабины.

Система подрессоривания любого из известных типов соединяет подрессоренную раму 2 с неподрессоренной массой 6 главным упругим элементом 7 и главным демпфирующим элементом 8. Вертикальные ускорения неподрессоренной массы 6 измеряет датчик ускорения 9, показания которого передаются в электронный блок управления 10. Последний на основании заданного алгоритма формирует сигналы для переключения управляемого амортизатора 5 подвески кабины на требуемую характеристику.

Изначально управляемый амортизатор 5 подвески кабины работает в режиме повышенного сопротивления. Значения вертикального ускорения, поступающие с датчика ускорения 9, сравниваются по величине с пороговым значением. При превышении порогового значения амортизатор 5 подвески кабины переключается электронным блоком управления 10 на режим с пониженным сопротивлением. Далее амортизатор 5 подвески кабины находится в режиме пониженного сопротивления установленный период времени, зависящий от свойств основной системы подрессоривания. В случае регистрации в течение упомянутого периода времени нового превышения вертикальным ускорением неподрессоренной массы 6 порогового значения отсчет времени повторяется. По истечении упомянутого периода времени управляемый амортизатор 5 подвески кабины возвращается в режим повышенного сопротивления.

Описанный алгоритм позволяет при переезде неровности снизить вертикальные ускорения кабины за счет своевременного уменьшения сопротивления амортизатора и уменьшить дальнейшее раскачивание кабины за счет быстрого переключения амортизатора в режим повышенного сопротивления после переезда неровности.

Предлагаемая система подрессоривания кабины может иметь любое число амортизаторов подвески кабины, управляемых по единому принципу, описанному выше. Для повышения точности работы возможна установка датчиков ускорения на несколько неподрессоренных масс, например, на левое и правое колеса, а также мост. Могут быть установлены дополнительные датчики, уточняющие алгоритм управления при разгоне, торможении, повороте.

5.3.2. *Мост мобильной машины*

Предлагаемая система [107] может быть использована для подпрессоривания автомобилей, тракторов, дорожно-строительных и других мобильных машин.

Гидропневматические подвески известны и широко применяются на тракторах, мобильных машинах большой грузоподъемности и легковых автомобилях. При этом шасси и мост соединяются посредством одного или нескольких гидравлических цилиндров, поршневые и (или) штоковые полости которых соединяются определенным образом с гидропневмоаккумуляторами (далее – аккумуляторы); давление в гидравлической системе создается насосом, а требуемая высота подвески обеспечивается управляющими распределителями.

В специальных и сельскохозяйственных транспортных средствах вертикальная нагрузка на передний мост может изменяться в широких пределах (в 10-12 раз) в зависимости от выполняемых работ и типа навесного оборудования. Она должна в полном объеме восприниматься подвеской. Вне зависимости от нагрузки трактора, частоту его собственных колебаний желательно поддерживать постоянной. Это означает, что жесткость подвески и демпфирование должны возрастать практически пропорционально увеличению вертикальной нагрузки.

Известна гидропневматическая система подвески моста (патент США № 5271632), в которой для изменения характеристики предлагается использование нескольких аккумуляторов, имеющих различные объемы и (или) давления заправки. При наличии нескольких аккумуляторов, заряженных в разной степени, через систему управляющих клапанов упругие свойства подвески моста адаптируют к изменяющейся вертикальной нагрузке. Однако указанное техническое решение требует значительного усложнения конструкции гидропневматической подвески и увеличения числа компонентов.

Ближайшим аналогом предлагаемой конструкции является гидропневматическая подвеска моста, описанная в патенте США № 6145859. Подвеска моста имеет направляющее устройство традиционной конструкции, состоящее из продольного рычага и поперечной тяги Панара. Мост подвешен к шасси на двух гидравлических цилиндрах. Поршневые полости гидроцилиндров соединены

между собой и с первым аккумулятором. Штоковые полости гидроцилиндров соединены между собой и со вторым аккумулятором. Система клапанов поддерживает примерно постоянное давление в штоковых полостях. При этом на поршень с одной стороны действует сила давления в поршневой полости, с другой – сумма сил давления штоковой полости и вертикальная нагрузка на гидроцилиндр. Характеристики упругих элементов рассчитываются на максимальную вертикальную нагрузку. Таким образом, давление в штоковой полости представляет собой дополнительную нагрузку и определяет рабочий диапазон аккумулятора поршневой полости.

Недостатком этого технического решения является соединение между собой поршневых полостей гидроцилиндров по левому и правому борту. Это приводит к невозможности отдельного регулирования высоты подвески для левого и правого колеса, что ухудшает устойчивость мобильной машины.

Задачей данной разработки является улучшение устойчивости мобильной машины с гидропневматической подвеской путем переключения режима работы подвески моста: от гидроцилиндров двустороннего действия с общими поршневыми и штоковыми полостями к гидроцилиндрам одностороннего действия с независимым регулированием давления в поршневых полостях и обратно.

Для решения поставленной задачи предлагается дополнить гидропневматическую подвеску тремя распределителями с электромагнитным управлением. Первый из них, двухпозиционный четырехлинейный распределитель подключен к первому гидроцилиндру и по команде блока управления осуществляет реверсирование выходов первого гидроцилиндра. Второй двухпозиционный трехлинейный распределитель подключен входной линией к рабочей полости первого распределителя и соединяет поршневые полости гидроцилиндров между собой при прямом положении первого распределителя и штоковую полость первого гидроцилиндра со сливом при реверсивном положении первого распределителя. Третий двухпозиционный трехлинейный распределитель подключен входной линией к штоковой полости второго гидроцилиндра, и соединяющий ее со штоковой полостью первого гидроцилиндра при прямом положении третьего распределителя и со сливом при реверсивном положении третьего распределителя. По команде оператора осуществляется разъединение одноименных полостей гидроцилин-

дров двустороннего действия, раздельное подключение поршневых полостей к насосу или сливу, подключение штоковых полостей к сливу. Таким образом, гидроцилиндры двустороннего действия превращаются в гидроцилиндры одностороннего действия, высоту которых можно регулировать индивидуально. Возможно и обратное переключение.

На рис. 5.39 изображена схема предлагаемой гидропневматической системы подрессоривания моста мобильной машины.

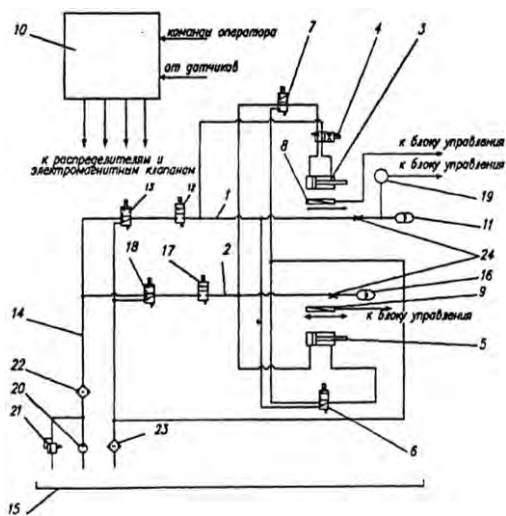


Рис. 5.39. Гидропневматическая система подрессоривания моста мобильной машины

Система содержит гидравлические магистрали 1 и 2. Гидроцилиндр 3 штоковой и поршневой полостями подключен к рабочим полостям гидравлического распределителя 4 с электромагнитным управлением. Гидроцилиндр 5 подключен поршневой полостью к питающей магистрали 2, а штоковой полостью – к входной линии распределителя 6. Одна из выходных линий распределителя 4, соединенная при его прямом положении с поршневой полостью гидроцилиндра 3, подключена к входной линии распределителя 7.

Датчики положения 8 и 9 измеряют действительную высоту подвески левого и правого бортов мобильной машины и подключены к блоку управления 10.

Аккумулятор 11 через магистраль 1, электромагнитный клапан 12 и распределитель 13 соединяется либо с напорной магистралью 14, либо со сливом 15. Аккумулятор 16 через магистраль 2, электромагнитный клапан 17 и распределитель 18 соединяется либо с напорной магистралью 10, либо со сливом. Датчик 19 давления аккумулятора 11 подключен к блоку управления 10. Давление в напорной магистрали 14 создается насосом 20. В напорной магистрали также установлены предохранительный клапан 21 и напорный фильтр 22. В сливной магистрали установлен сливной фильтр 23. При необходимости увеличить демпфирование в подвеске могут быть установлены также дроссели 24.

В исходном состоянии подвески гидроцилиндры 3 и 5 соединены параллельно и одноименными полостями подключаются к аккумуляторам (11 – аккумулятор штоковых полостей, 15 – аккумулятор поршневых полостей). При движении мобильной машины происходит вертикальное перемещение моста и его качание в вертикальной плоскости относительно продольной оси мобильной машины. При этом перемещаются поршни гидроцилиндров 3 и 5, что вызывает перетекание рабочей жидкости из их поршневых полостей в аккумулятор 16. При этом аккумулятор 16 со сжатым газом является упругим элементом подвески, а демпфирующие свойства подвески обеспечиваются дросселями 24.

Если датчиками положения 8 и 9 обнаруживается повышение высоты подвески по отношению к заданному, блок управления 10 вырабатывает сигнал на открытие электромагнитного клапана 17. При этом рабочая жидкость из поршневых полостей гидроцилиндров 3 и 5, а также аккумулятора 16, поступает на слив через распределитель 18 и сливной фильтр 23. Давление в аккумуляторе 16 падает, штоки гидроцилиндров 3 и 5 втягиваются и высота подвески уменьшается. После достижения заданной высоты электромагнитный клапан 17 закрывается.

Если датчиками положения 8 и 9 обнаруживается понижение высоты подвески по отношению к заданному, блок управления 10 вырабатывает сигнал на переключение распределителя 18. После этого открывается электромагнитный клапан 17. Рабочая жидкость

от насоса 19 через напорный фильтр 22, распределитель 13 и электромагнитный клапан 12 поступает в поршневые полости гидроцилиндров 3 и 5, а также в аккумулятор 16. Давление в поршневых полостях увеличивается, штоки гидроцилиндров 3 и 5 выдвигаются и высота подвески увеличивается. После достижения заданной высоты подвески распределитель 18 возвращается в исходное положение, электромагнитный клапан 17 закрывается.

Регулирование давления в магистрали штоковой полости 1, необходимое для адаптации подвески к различным статическим вертикальным нагрузкам на подвеску, осуществляется на основании показаний датчика давления 19, контролирующего его в аккумуляторе 11. При этом регулирование давления в магистрали штоковой полости 1 осуществляется аналогично регулированию высоты подвески путем переключения распределителя 13 и электромагнитного клапана 12.

Блок управления 10 исключает высокочастотную составляющую показаний датчика давления 19 и датчиков положения 8 и 9. Данный режим управления характерен для подвески с гидроцилиндрами двустороннего действия. Если появляется необходимость повысить устойчивость мобильной машины, необходимо перейти к индивидуальному управлению гидроцилиндрами. Блок управления 10 вырабатывает сигнал на переключение распределителей 4, 6 и 7. При этом штоковые полости гидроцилиндров 3 и 5 соединяются со сливом, а аккумулятор 11 соединяется с поршневой полостью гидроцилиндра 3. Подвеска переходит в режим работы с гидроцилиндрами одностороннего действия, но отдельного регулирования. Регулирование высоты гидроцилиндров 3 и 5 осуществляется аналогично описанной выше методике по отдельным магистралям 1 и 2. При этом значения заданной высоты подвески для левого и правого бортов могут устанавливаться как оператором, так и автоматически. Например, при движении мобильной машины на левом повороте возможно автоматическое увеличение высоты подвески по правому борту.

Таким образом, предлагаемое техническое решение позволяет повысить устойчивость при движении за счет возможности отдельного регулирования высоты гидроцилиндров 3 и 5 подвески левого и правого борта мобильной машины.

6. ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА И СЕРТИФИКАЦИЯ

Качество изделий можно рассматривать в зависимости от целей и задач решаемой проблемы в широком или узком смысле. В узком смысле под качеством понимают степень соответствия характеристик и свойств реального изделия предъявляемым к ним в нормативной или конструкторской документации требованиям. В широком понимании качество характеризует способность изделия удовлетворять те или иные потребности человека (или группы людей) с минимальными социально-экономическими и экологическими издержками для общества в целом. При этом категория качества рассматривается как комплексная характеристика технического уровня изделия – его полезности и необходимости, совершенства конструкции и исполнения, безопасности и экологичности использования и т.д. Для обеспечения конкурентоспособности продукции, продвижения ее на мировом рынке необходимо решать проблему качества изделий машиностроения в ее широком толковании [108].

Общепризнанно, что высокое качество изделия определяется совокупностью трех составляющих его жизненного цикла – проектированием, изготовлением и эксплуатацией. Каждая из составляющих по-своему важна, но приоритет должен быть отдан проектированию, когда закладываются обоснованные решения схемно-конструкторского устройства изделия и его функциональные характеристики, технология изготовления и правила эксплуатации. По мнению специалистов, при проектировании проблема обеспечения качества сложного технического изделия может быть решена на 90 % [109]. Отметим также, что методология достоверной и обоснованной оценки уровня качества изделий на каждом этапе их жизненного цикла является залогом успешного решения стоящей проблемы.

6.1. Структурно-функциональный анализ качества изделий машиностроения

Для выполнения оценок качества изделия необходима информация, отражающая все многообразие его поведения в эксплуатации. Она может быть получена только при помощи информационной модели изделия, объективно отражающей его свойства. В общем

следственных связей каждого показателя качества с теми или иными конструкционными, технологическими и эксплуатационными свойствами или характеристиками изделия, в формализации и математическом описании режимов функционирования и причинно-следственных связей структурных схем, в моделировании процессов функционирования изделия и количественных оценках его свойств, характеристик и показателей качества.

Подобный анализ может быть проведен с использованием известных методов теории и практики обеспечения надежности сложных технических систем с учетом физических процессов утраты работоспособности их элементами и составными частями (моделирование – аналитическое или статистическое и расчет динамики рабочих процессов, нагрузочных воздействий, прочностных свойств, характеристик жесткости и износостойкости, виброакустических свойств и т.д.).

Ниже приведена укрупненная схема (рис. 6.1) процедуры структурно-функционального анализа изделия. Отметим только, что классификационные группы признаков качества однотипных изделий регламентируются, как правило, государственными стандартами группы «номенклатура показателей», классификация которых не всегда может быть признана удачной. Считаем, что предложенные на схеме классификационные группы отражают требования сегодняшнего дня и лучше согласуются с международными стандартами ИСО. Кроме того, как видно из схемы, в каждом случае требуется наполнение конкретным содержанием таких составляющих анализа, как факторы, влияющие на качество изделия, модели их ранжирования и взаимосвязи с показателями и признаками качества, методики определения объективных показателей по классификационным группам. Это требует проведения определенного объема НИР с привлечением соответствующих специалистов.

Структурно-функциональный анализ изделий машиностроения необходимо проводить на стадиях их технико-экономического обоснования и эскизно-концептуального проектирования, причем, он должен стать обязательным этапом при разработке конструкции и регламентировании правил эксплуатации и обслуживания сложных изделий [111-114].



Рис. 6.1. Укрупненная схема структурно-функционального анализа

6.2. Сертификация комплектующих и одобрение типов транспортных средств

В 1996 году Республика Беларусь присоединилась к Женевскому соглашению «О принятии единообразных технических предписаний для колесных транспортных средств, предметов оборудования и частей, которые могут быть установлены и/или использованы на колесных транспортных средствах, и об условиях взаимного признания официальных утверждений, выдаваемых на основе этих предписаний». Это в принципе означает, что органы по сертификации РБ обязаны признавать официальные утверждения (сертификаты соответствия) по Правилам ЕЭК ООН (Европейской Экономической Комиссии Организации Объединенных Наций), выданные компетентными органами любой из стран – участниц Женевского соглашения, равно как и белорусские официальные утверждения должны признаваться за рубежом. К сожалению, в действительности на этом пути встречаются затруднения.

Все действующие ныне Правила ЕЭК ООН, а их насчитывается более ста, условно можно разделить на три группы [115].

К первой группе относятся Правила, которые устанавливают требования безопасности к отдельным частям и предметам оборудования, при этом методики предусматривают их испытания вне транспортных средств. Примерами могут служить замки и устройства крепления дверей (Правила № 11), ремни безопасности и удерживающие системы (Правила № 16), пневматические шины (Правила № 30), безопасные стекла (Правила № 43) и др. В данном случае официальные утверждения относятся только к испытываемым изделиям и в полном объеме гарантируют их соответствие требованиям безопасности для жизни и здоровья людей.

Во второй группе испытания частей проводятся только в составе транспортных средств при заданных режимах эксплуатации. Например, по Правилам № 12 определяется поведение рулевого управления при лобовом ударе автомобиля, по Правилам № 13 измеряется эффективность торможения транспортного средства, по Правилам № 51 исследуется шум, производимый транспортным средством и т.д. Распространить результаты таких испытаний на все элементы контролируемых систем можно только ограниченно, потому что в ряде случаев режимы испытаний транспортных

средств не охватывают реальные ситуации для отдельных частей. Например, основным критерием безопасности тормозных колодок является прочность соединения накладки с колодкой. При испытаниях по Правилам № 13 они могут выдержать, скажем, 100 торможений, но если в производстве не обеспечена требуемая площадь приклейки накладки, то на 101-м торможении последняя может отсоединиться от колодки, что приведет к несрабатыванию тормоза колеса автомобиля со всеми вытекающими последствиями.

По этой причине разработаны специальные стандарты СТБ 1046-97 «Колодки, диски и барабаны тормозные транспортных средств», СТБ 1069-97 «Цилиндры, шланги и трубки гидропривода тормозов и сцепления автотранспортных средств», в которых установлены технические требования, правила приемки и методы испытаний именно этих изделий. Не случайно также существуют отдельные Правила № 59 для сменных систем глушителя, Правила № 90 для сменных тормозных колодок.

Наконец, третья группа Правил ЕЭК ООН относится в целом к транспортным средствам: № 26 – требования к наружным выступам, № 32 – поведение конструкции в случае удара сзади, № 34 – предотвращение опасности возникновения пожара и т.п. Здесь вообще трудно выделить и исследовать параметры безопасности отдельных элементов. В таких случаях необходимо разрабатывать специальные нормативные документы. В качестве примера может служить межгосударственный стандарт ГОСТ 30551-98 «Багажники для установки на крышу кузова (кабины) транспортного средства» [116].

Если проанализировать утверждаемый Госстандартом Республики Беларусь «Перечень запасных частей и принадлежностей механических транспортных средств, подлежащих обязательной сертификации в Республике Беларусь», только в нескольких позициях в качестве основного нормативного документа используются Правила ЕЭК ООН, в большинстве других записаны документы с обозначениями ГОСТ, ОСТ и техническими условиями на конкретную продукцию. И это правильно, т.к. при одобрении типа транспортного средства на основе официальных утверждений по Правилам ЕЭК ООН многие детали не проверяются в экстремальных условиях. Скажем, по электрооборудованию такой параметр безопасности как электрическая прочность (пробой) изоляции никак не проверяется и не воспроизводится при испытаниях транспортных средств.

Ниже в табл. 6.1 дана выборка групп изделий, которые, на наш взгляд, не могут никоим образом быть сертифицированы путем признания официальных утверждений по Правилам ЕЭК ООН или эквивалентным Директивам ЕС (Европейского союза).

Таблица 6.1

Перечень комплектующих транспортных средств,
подлежащих обязательной сертификации

Наименование продукции	Показатели продукции, контролируемые при обязательной сертификации
1	2
Шарниры шаровые	Прочность на разрыв Циклическая прочность Сопротивление удару
Карданная передача (валы, шарниры, крестовины)	Дисбаланс Критическая частота вращения Прочность при кручении Усилия перемещений
Амортизаторы Стойки подвески Макферсона	Плавность хода Гидравлическое сопротивление Герметичность
Листовые рессоры, листы рессор Пружины, торсионы Подвески	Упругие свойства Циклическая прочность Геометрические параметры
Колеса	Циклическая и ударная прочность Геометрически параметры
Вентили для пневматических камер и шин	Герметичность Геометрические параметры
Жгуты проводов Высоковольтные провода	Пробой изоляции Электрические параметры Механическая прочность Нераспространение горения
Коммутационная, защитная и установочная аппаратура цепей электроснабжения, пуска, зажигания, внешних световых и звуковых приборов, стеклоочистителей, систем топливopоддачи	Электрические параметры Вибростойкость Механическая прочность

1	2
Генераторы и выпрямительные блоки Изделия системы зажигания (распределители, датчики-распределители, прерыватели, катушки зажигания и высоковольтные трансформаторы, искровые свечи зажигания, электронные коммутаторы, контроллеры, датчики) Регуляторы напряжения Стартеры, реле и приводы стартеров	Электромагнитная совместимость Пробой изоляции Вибро-, ударпрочность Термо-, влагостойкость
Стеклоочистители, щетки и запасные части к ним	Качество очистки Вибро- и ударпрочность Термостойкость Озоностойкость
Тягово-сцепные устройства	Прочность на разрыв и циклическая прочность Геометрические параметры

6.3. Создание республиканского полигона для исследований, испытаний и сертификации мобильных машин и комплексной оценки их воздействия на дорожную инфраструктуру

Одной из главных задач, стоящих перед машиностроительным комплексом страны, является увеличение экспорта выпускаемых изделий. Выход на внешний рынок возможен только качественной и конкурентоспособной продукцией. Для мобильных машин, кроме показателей назначения, международными стандартами устанавливаются обязательные требования безопасности, экологичности, экономичности. Соответствие параметров машин этим требованиям подтверждаются только путем натуральных испытаний на полигонах и выдачей сертификатов независимыми органами [117, 118].

Белорусская промышленность выпускает широкую номенклатуру (сотни типов) мобильных машин, осваивает производство новых видов техники, в том числе оборонного и специального назначения. Это требует постоянной экспериментальной отработки и совершенствования конструкций. За рубежом для этих целей практически каждый завод имеет собственный полигон. Долгое время белорусские предприятия-изготовители вынуждены были проводить испытания и сертификацию своей техники на зарубежных полигонах в России, Германии, Франции, Голландии, Чехии, при этом расценки

езде практически одинаковые и достаточно высокие. Республика тратила значительные валютные средства, которые целесообразно было направить на создание собственной испытательной базы и развитие национальной системы подтверждения соответствия. Следует особо отметить, что представляя технику на испытания за границу, отечественные производители раскрывали свои «ноу-хау» потенциальным конкурентам, что представляло определенную угрозу экономической и национальной безопасности государства.

Через территорию Республики Беларусь проходят три трансевропейских коридора и дороги, входящие в сеть автострад СНГ. Доведение их эксплуатационных показателей до мирового уровня – одна из важнейших задач сегодняшнего дня. В этих целях необходимо проводить исследования разнопрочных дорожных конструкций с учетом динамического воздействия техники, испытания барьерных ограждений и шумозащитных экранов, оценку эффективности пассивных средств безопасности дорожного движения. Снижение вредных выбросов и шума мобильных машин является одной из насущных задач охраны окружающей среды и здоровья населения.

6.3.1. Научно-методическое обеспечение

Наиболее полную оценку качества мобильной машины можно получить только в результате натуральных ходовых испытаний. Испытательные пробеги по различным дорогам, участие в разнообразных соревнованиях с самого начала развития автомобилестроения были основным источником информации о характеристиках, достоинствах и недостатках конструкций и технологий машины, постепенно превращаясь в решающий этап конструирования и производства, повышения потребительских свойств техники.

Требования к достоверности и воспроизводимости результатов испытаний повлекли за собой необходимость проектирования и строительства специальных дорог и лабораторно-дорожных сооружений, обычно объединяемых в комплексы под общим названием «испытательные полигоны».

Множество задач и целей испытаний, сложность и высокая стоимость их проведения для все более усложняющихся конструкций требуют тщательной методической подготовки, чтобы каждый раз

при их организации сделать оптимальный выбор назначения, объема, ответственности и других обстоятельств.

Особое внимание уделялось разработке методических основ сертификационных испытаний, позволяющих определить и официально подтвердить соответствие показателей эксплуатационных свойств и качества машины требованиям и нормативам международных и/или национальных стандартов, норм и правил [119-121].

На оценку качества автомобиля оказывают существенное влияние показатели тягово-скоростных свойств, топливной экономичности, тормозной динамичности, управляемости и устойчивости, защищенности водителя и пассажиров при столкновении, наездах, опрокидывании, плавности хода, проходимости, пыленепроницаемости кабин и кузовов, самозагрязняемости и многих других свойств и особенностей конструкции.

Безопасность как свойство автомобиля выражает уровень вероятности возникновения опасных для жизни и здоровья участников дорожного движения ситуаций. Наибольший вклад в вероятность дорожно-транспортных происшествий (ДТП) автомобиля вносят показатели двух свойств активной безопасности – тормозной динамичности, устойчивости и управляемости. Оценка прежде всего этих свойств и предусматривается в обязательном порядке одобрения типа механических транспортных средств.

Основу технологии испытаний тормозных свойств составляет оценка эффективности торможения, измерителями для ее количественной оценки выбираются тормозной путь, установившееся замедление, тормозная сила, время до полной остановки.

Эффективность торможения оценивается, во-первых, при использовании ставших обязательными в современных конструкциях автотранспортных средств (АТС) различных тормозных систем – рабочей, запасной (или независимых контуров рабочей), стояночной, вспомогательной; во-вторых, при разных состояниях тормозных механизмов – нагретых, мокрых; в-третьих, при разных типовых условиях воздействия внешних факторов. Причем из-за сложности и неоднозначности процессов изменения в зависимости от случайно действующих факторов численные оценки эффективности торможения связываются со строго регламентируемыми условиями экспериментального их определения.

Для оценки эффективности действия и экономичности антиблокировочных систем (АБС) необходимы испытания на участках с высоким и низким коэффициентами сцепления. Это участки для испытаний типа «микст», когда в процессе торможения колеса одного борта движутся по поверхности дороги с низким коэффициентом сцепления, а другого – с высоким, и типа «переход», когда на участке торможения коэффициент сцепления всех колес автомобиля резко меняется.

В настоящее время нет единых международных требований к специальным дорогам для проведения таких испытаний, важных для оценки качества АБС. Проведена предварительная разработка технологической базы эффективных испытаний этих видов – специальной дороги с композицией участков с различными сцепными характеристиками поверхности, их длины, ширины, чередования, физико-механическими свойствами покрытия, инженерным оборудованием (водополив, дренаж и другие устройства).

При всех ходовых испытаниях для сопоставимых и воспроизводимых оценок автомобиля в методиках предусматривается возможность обеспечения наиболее стабильного и фиксируемого состояния всех элементов системы при каждом опыте.

Это касается состояния окружающей среды (температура воздуха, скорость ветра, однообразие природной обстановки, отсутствие отвлекающих внимание обстоятельств на месте испытаний); дорожных условий – ровности, сцепных свойств опорной поверхности, строгой и единообразной разметки траектории движения; регламентации действий водителя на органы управления автомобиля, соблюдения заданных скоростей в опытах.

В настоящее время существует более 20 требований к конструкции автомобильной техники для обеспечения определенного уровня пассивной безопасности. Среди них выделяются требования безопасности в наиболее тяжелом виде ДТП – фронтальном или лобовом столкновении.

Разработаны также методики испытаний в целях проверки соответствия транспортных средств требованиям стандартов в отношении наружных выступов, задних, передних и боковых защитных устройств.

Динамичность (тягово-скоростные свойства) и топливная экономичность определяют два основных признака эффективности функ-

ционирования автомобиля: производительность при выполнении транспортной работы и затраты горючего на ее выполнение.

Документация на испытания по оценке тягово-скоростных и топливо-экономических свойств автомобилей содержит технологии определения максимальной скорости, времени разгона с места на заданном пути и до заданной скорости, контрольного расхода топлива, расхода топлива в городском цикле, средней скорости и расхода топлива на типовых маршрутах магистральных перевозок и городского типа, скоростной характеристики «разгон на заданной передаче», топливо-скоростной характеристики «разгон-замедление», тяговой характеристики – зависимости суммарной силы тяги на ведущих колесах от скорости движения. Требования документов к технологии испытаний в основных положениях гармонизированы с международными стандартами и Правилами ЕЭК ООН.

Технология испытаний шумности автомобильной техники строится, исходя из общей теории звука – акустики – применительно к функционированию систем автомобиля. В акустических испытаниях автомобилей выделяют внешний и внутренний шум как акустические поля в окружающем автомобиль пространстве и в салоне или кабине водителя. Основное отличие их оценки состоит в том, что характеристики внутреннего шума относятся к показателям потребительских свойств автомобиля, а характеристики внешнего шума включаются в оценку экологической обстановки эксплуатационной среды.

Разработаны также применительно к условиям полигона методики и программы измерений и испытаний масс и наружных размеров, герметичности, отопления и вентиляции и специально для электротранспорта методы испытаний на электробезопасность.

При испытаниях автомобильной техники используется разнообразная аппаратура и приборы. Задача выбора средств измерений при испытаниях АТС состоит в том, чтобы максимально приблизить их характеристики к создающимся условиям, в том числе и экстремальным. Однако при этом одновременно решается задача оптимизации выбора, отражающего компромисс между разрешающей способностью, чувствительностью, точностью аппаратуры и стоимостью ее, затратами на оборудование, установку и т.п.

При выборе технических средств испытаний предпочтение было отдано современной аппаратуре и комплексным измерительным

системам с использованием новейших технологий измерений. В частности, взамен традиционной «динамической» технологии измерений при исследовании параметров движения транспортных средств с использованием приборов «путь – скорость – время» типа «пятое колесо» предполагается использовать измерительный комплекс компании CORRSYS (зарегистрированная торговая марка CORREVIT®) с системами датчиков на основе новейших разработок в оптике и оптоэлектронике. CORREVIT® – это измерительная процедура для бесконтактного и нескользящего измерения длины (расстояния), скорости, ускорения, дрейфа, угла бокового увода шины, угла бокового наклона и угла конусности, расширения, сжатия, а также измерений пробуксовки во время движения и торможения в сочетании с дифференциальным преобразователем вращения колес.

Измерительная система рулевого колеса CORRSYS предназначена для определения характеристик рулевого управления – усилия (крутящего момента), угла поворота, скорости поворота рулевого колеса.

В измерительную систему CORRSYS входят также датчики усилий на тормозной педали, на рычагах управления, датчики ускорений, частоты вращения для двигателей с искровым зажиганием.

Автоматизированная система определения звуковой мощности предназначена для испытаний продукции в целях сертификации шумовых характеристик. Очень перспективна для проведения акустических испытаний автомобилей система Larson–Davis VPR001, предназначенная для измерений внешнего шума автомобилей. Она может использоваться как для сертификационных испытаний, предписанных различными стандартами (например, ISO 362), так и для исследовательских и конструкторских задач.

Система состоит из портативных модулей, обеспеченных средствами самоконтроля. Возможно одновременное измерение, как спектра, так и общих уровней звука по двум каналам (для микрофонов слева и справа от дороги), а также фиксация и запись скорости транспортного средства и числа оборотов двигателя. Результаты измерений могут быть распечатаны непосредственно из памяти анализатора или дополнительно обработаны на компьютере.

С помощью программного обеспечения, входящего в комплект, измеренные данные могут быть переданы в компьютер, оттрансли-

рованы в текстовый формат и вставлены в стандартные приложения Windows (Word или Excel) вместе с графической копией экрана. Более мощное программное обеспечение позволяет провести весь процесс измерений под управлением компьютера с записью результатов на жесткий диск в реальном времени и имеет богатый набор функций по последующей обработке, визуализации и подготовке протоколов.

В число необходимого в первую очередь оборудования включены также приборы для мониторинга окружающей среды, диагностики электронных систем управления, исследования параметров и тестирования двигателей, оценки весовых и геометрических параметров, газоанализаторы, дымомеры, средства измерения и оценки систем активной и пассивной безопасности.

В целях минимизации объемов первоочередного строительства и приборного оснащения республиканского испытательного полигона обоснована возможность и, на первых порах, достаточность сооружения главной испытательной дороги, предназначенной для испытаний транспортных средств на тягово-скоростные и тормозные качества, топливную экономичность, управляемость и устойчивость, шумовые характеристики. Строительство, и обустройство дороги позволит проводить испытания на соответствие более чем 30 нормативным документам – Правилами ЕЭК ООН, ГОСТ, СТБ и др.

В целом, комплекс работ, выполненных по заданию ГНТП «Белавтотракторостроение» в 1999-2000 гг., подготовил научно-методическую базу, позволяющую приступить к поэтапной реализации проекта создания республиканского полигона.

6.3.2. Техничко-экономическое обоснование и проектирование

Во исполнение поручений Правительства Республики Беларусь в рамках Государственной научно-технической программы «Белавтотракторостроение» в 1999-2003 гг. Научным центром проблем механики машин НАН Беларуси совместно с ведущими машиностроительными предприятиями республики (МАЗ, АМАЗ, МЗКТ, Мотовело, МоАЗ, Амкодор, МТЗ, БелАЗ, Могилевтрансмаш, Белкоммунмаш, БелМИС) разработаны предложения по созданию республиканской экспериментально-исследовательской базы для испытаний и сертификации мобильных машин [122].

Проектным республиканским унитарным предприятием «Белпромпроект» разработан генеральный план, в который включены также предложения ряда предприятий и организаций предусмотреть в перспективе строительство выставочно-торгового комплекса белорусской техники, а также трасс для проведения спортивных гонок, музея старинной автотехники (рис. 6.2). В дальнейшем по техническим, организационным и финансовым соображениям предложена поэтапная реализация проекта.

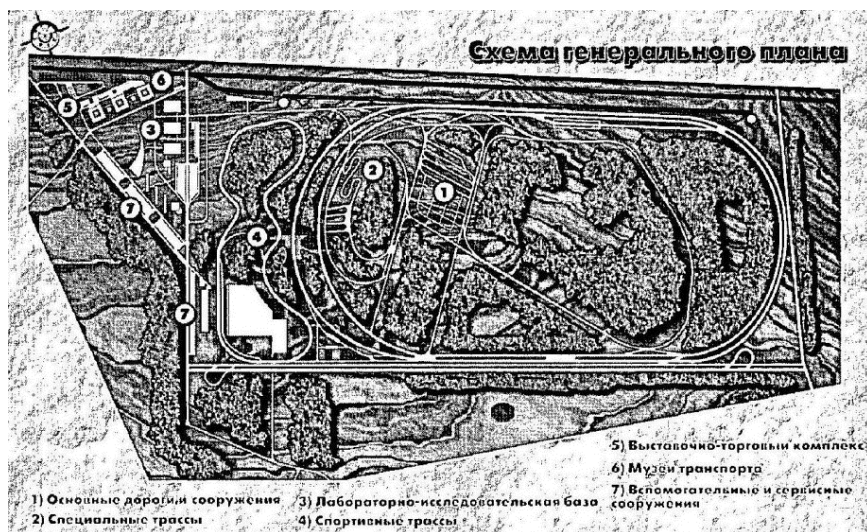


Рис. 6.2. Схема генерального плана республиканской экспериментально-исследовательской базы для испытаний и сертификации мобильных машин

Технические требования к полигону разработаны на основе предложений всех заинтересованных предприятий и организаций с учетом уже имеющихся в республике испытательных сооружений, стендового оборудования и приборного оснащения. МТЗ, БелАЗ, Гомсельмаш, БелМИС располагают испытательными участками для исследований отдельных видов техники в характерных для них условиях эксплуатации. Практически на всех машиностроительных предприятиях страны созданы испытательные центры, позволяющие проводить отработку деталей и узлов конструкций на специальных стендах. Вместе с тем в республике отсутствует возмож-

ность оценить безопасность, экологичность и экономичность техники МАЗ, АМАЗ, Могилевтрансмаш, МЗКТ, МоАЗ, Амкодор, Мотовело, а также сельхозмашин, поскольку на дорогах общего пользования динамические испытания запрещены законодательством и не удовлетворяют требованиям международных стандартов, соответственно, не могут быть признаны за рубежом.

С учетом изложенного, к первой очереди полигона отнесено строительство динамометрической дороги и измерительных площадок, изображенных на рис. 6.3.



Рис. 6.3. Схема динамометрической дороги и измерительных площадок

Это позволяет проводить научные исследования и испытания автотехники по более чем 100 международным, межгосударственным и национальным стандартам, приведенным в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Перечень нормативных документов для обеспечения испытаний на динамометрической дороге и спецучастках

№ п/п	Объект нормирования	Правила ЕЭК ООН	Директивы ЕС	Стандарты СНГ, РФ, РБ
1	2	3	4	5
1	Тормозные свойства	R13,R78,R90	71/320/ЕЕС	ГОСТ 22895 ГОСТ 28429 ОСТ 37.001.067
2	Звуковой сигнал	R28	70/33 8/ЕЕС	ГОСТ 28557 ГОСТ 3940 РД 37.001.127
3	Спидометр	R39	75/443/ЕЕС	ГОСТ 12936 ГОСТ 1578
4	Установка устройств освещения	R48	76/756/ЕЕС	ГОСТ 8769
5	Уровень шума внешнего и внутреннего	R51 R117	70/157/ЕЕС	ГОСТ 27435 ГОСТ 12.2002.91 СТБ ГОСТ Р 51616-2002
6	Наружные выступы грузовых автомобилей	R61		ГОСТ 28559
7	Максимальная скорость	R68		ГОСТ 22576
8	Усилие на рулевом колесе, устойчивость, управляемость	R79	70/311/ЕЕС	ГОСТ 27254 ГОСТ 27257 ОСТ 37.001.487 РД 37.001.005 РД 37.001.109 РД 37.001.154
9	Топливная экономичность	R84		ГОСТ 20306
10	Управляемость и устойчивость			ОСТ 37.001.471 ОСТ 37.001.487 РД 37.001.005
11	Безопасность конструкции автобусов	R36		ГОСТ 27815

Окончание табл. 6.2

1	2	3	4	5
12	Устройства и приборы освещения	R1, R2, R3, R4, R6, R7, R19, R23, R 37, R38, R50, R53, R56, R57, R69, R70, R74, R77, R86, R87, R91, R104		ГОСТ.3544 ГОСТ 2023.1 ГОСТ 20961 ГОСТ 10984 ГОСТ Р 50577
13	Уровень внешнего шума мопедов, мотоциклов и трехколесных транспортных средств	R9, R41, R63, R117		
14	Защитные устройства и средства пассивной безопасности	R11, R12, R14, R16, R17, R21, R25, R26, R27, R29, R32, R33, R34, R42, R58, R66, R73, R80, R93		
15	Противоугонные устройства	R18, R62		
16	Расположение педалей управления легкового автомобиля, мотоцикла	R35, R60		ГОСТ Р 50113
17	Автобусы, маломестные автобусы	R36, R52		ГОСТ 27815 ГОСТ 28345
18	Зеркала заднего вида и их установки	R46, R81		
19	Сцепные устройства Транспортных средств	R55, R102		ГОСТ 2349
20	Сменные системы глушителей	R59		
21	Мощность двигателя	R85		

В установленном порядке ПРУП «Белпромпроект» разработаны эскизный и архитектурно-технический проекты, а также рабочая документация на первую очередь республиканского полигона.

По официальным данным предприятий Минпрома, Минсельхозпрода и Госкомвоенпрома среднегодовой объем испытаний ав-

тотракторной и сельскохозяйственной техники белорусского производства на динамометрической дороге республиканского полигона может достигать в максимальном варианте около 400 единиц при длительности испытаний более 1000 смен (трехсменная загрузка в течение года); в минимальном варианте порядка 300 единиц и около 400 смен. Последний случай предполагает возможность проведения части динамических исследований на дорогах общего пользования или других площадках.

Согласно проведенным экономическим расчетам цена за испытания и сертификацию машин на белорусском полигоне на 40 % ниже, чем в Российской Федерации и, соответственно, в 2...3 раза ниже, чем в дальнем зарубежье. Дополнительный эффект получается за счет исключения командировочных расходов работников и затрат на перегон (доставку) машин за границу. Простой срок окупаемости проекта с момента ввода в эксплуатацию первой очереди полигона составляет около 5 лет, динамический срок окупаемости – немногим более 8 лет.

Во исполнение постановления Совета Министров Республики Беларусь от 17.08.2006 г. № 1056 «О создании республиканского полигона для исследований, испытаний и сертификации мобильных машин и комплексной оценки их воздействия на дорожную инфраструктуру» в 2007-2008 годах построена и введена в эксплуатацию первая очередь республиканского полигона – динамометрическая дорога. Она представляет собой прямолинейную асфальтированную трассу длиной 3,3 км с двумя измерительными площадками и тремя испытательными подъемами длиной 30 метров и крутизной 8 %, 12 %, 18 % [123-125].

6.4. Система менеджмента качества дополнительного образования взрослых

Создание и внедрение систем менеджмента качества (СМК) в соответствии с требованиями международных стандартов ISO 9001 в учреждениях образования Республики Беларусь планомерно ведется с 2009 г. В институтах повышения квалификации, переподготовки и стажировки кадров эта работа имеет ряд отличительных особенностей, связанных прежде всего с юридическим статусом организаций [126].

Институты повышения квалификации, переподготовки и стажировки кадров можно разделить на три категории:

- юридические лица;
- обособленные структурные подразделения учреждений образования, имеющие субсчет и некоторый административно-хозяйственный аппарат;
- отдельные структурные подразделения учреждений образования, не имеющие финансовой и управленческой самостоятельности.

В последнем случае возможны два варианта разработки СМК: в составе учреждения образования или отдельно от него. Рассмотрим данную ситуацию на примере РИИТ БНТУ, который первый среди институтов республики сертифицировал свою СМК отдельно от университета не только в Национальной системе подтверждения соответствия, но и в Немецкой системе аккредитации.

Организационная структура РИИТ БНТУ представлена на рис. 6.4.

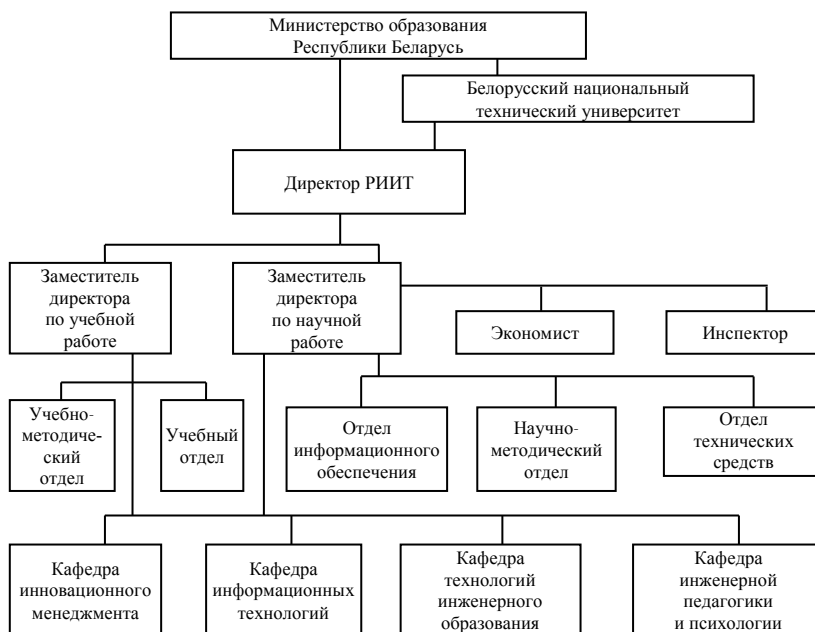


Рис. 6.4. Организационная структура РИИТ БНТУ

Из нее видно, что деятельность института зависит как от административно-хозяйственного аппарата университета, так и от Министерства образования, которое утверждает или согласовывает его планы работ, объемы бюджетного финансирования, штатное расписание и др. Это особенно важно, так как одним из нововведений стандарта ISO 9001 версии 2008 г. является понятие аутсорсингового процесса, под которым понимается процесс, для выполнения которого организация привлекает внешнюю сторону. Обеспечение управления аутсорсинговыми процессами не освобождает организацию от ответственности за выполнение всех требований потребителей и заинтересованных сторон. Вид и степень управления в данном случае зависят от следующих факторов:

- потенциального влияния аутсорсингового процесса на способность организации предоставлять услуги в соответствии с установленными требованиями;
- степени участия института в управлении процессом;
- возможности обеспечения необходимого управления посредством применения требований стандарта ISO 9001 к закупкам (в широком понимании этого слова).

На рис. 6.5 приведена схема процессов СМК РИИТ БНТУ.

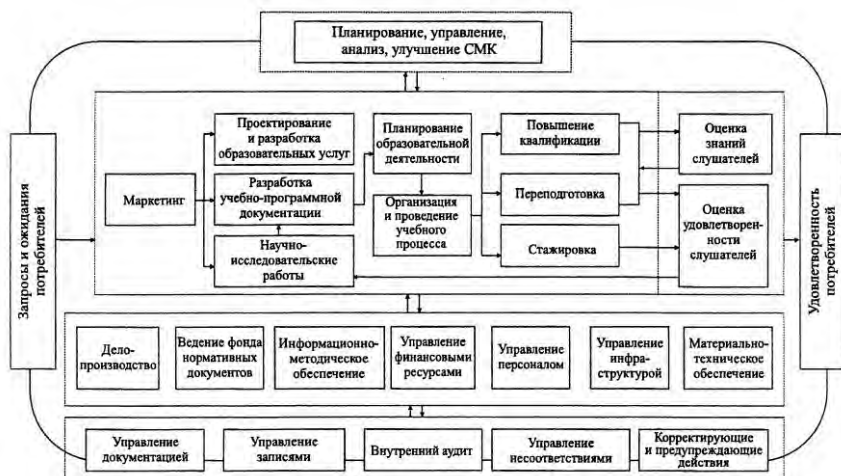


Рис. 6.5. Схема взаимодействия процессов системы менеджмента качества РИИТ БНТУ

Ниже дается краткое описание содержания, последовательности и взаимодействия всех видов деятельности института.

Планирование, управление, анализ, улучшение СМК – это работа высшего руководства института. Ее целью является обеспечение постоянной пригодности, адекватности и результативности СМК, поиск путей совершенствования деятельности.

Политика в области качества формулируется и подписывается директором. Она направлена на создание технических, экономических и организационных условий для эффективной деятельности института, а также на формирование морально-психологического климата, обеспечивающего каждому работнику возможность реализации своих профессиональных и творческих способностей. Руководство института ежегодно устанавливает цели в области качества в русле принятой политики, которые содержат конкретные плановые показатели. В первую очередь должны быть выполнены требования потребителей и действующего законодательства.

Планирование со стороны высшего руководства включает такие элементы, как определение стратегии развития организации, утверждение календарных планов всех видов деятельности, составление программ взаимодействия с внешними организациями. Ответственность за обеспечение персоналом, финансами, инфраструктурой и производственной средой несет директор института с учетом того, что фактически ресурсами распоряжается администрация университета.

Управление деятельностью института осуществляет директор на основании Положения о РИИТ, утверждаемого ректором БНТУ. Схема управления СМК РИИТ приведена на рис. 6.6.



Рис. 6.6. Структура управления системой менеджмента качества РИИТ БНТУ

Ответственность за СМК в целом несет первое лицо – директор. При нем функционируют коллегиальные органы: Совет РИИТ и аппарат управления в составе заместителей директора и руководителей структурных подразделений. Один из заместителей директора назначается представителем руководства по качеству с дополнительными полномочиями по вопросам качества. Уполномоченными по качеству структурных подразделений являются начальники отделов и заведующие кафедрами. Кроме того, сформирована служба качества в составе руководителя и ответственных исполнителей документов СМК.

Вопросы качества ежемесячно рассматриваются на заседаниях Совета РИИТ, еженедельно – на оперативных совещаниях у директора. Анализ функционирования СМК проводится руководством института не реже одного раза в год, как правило, в январе следующего года. Руководители подразделений и ответственные исполнители документов составляют письменные отчеты, в которых отражают результаты мониторинга процессов, выявленные несоответствия и проблемы, принятые меры и предложения по совершенствованию системы. На основе данных материалов представитель руководства по качеству готовит сводный отчет и оглашает его на Совете. В ходе обсуждения, при необходимости, вносятся изменения, дополнения и новые предложения, принимается решение. Далее документ утверждается директором.

По результатам анализа эффективности функционирования СМК разрабатывается план мероприятий по улучшению деятельности института, включая все процессы. При необходимости корректируется политика в области качества, формулируются новые цели [127].

Маркетинг. Целью процесса является определение потребности государственных органов, учреждений, организаций и граждан в повышении квалификации, переподготовке и стажировке работников, необходимости открытия новых направлений и специальностей обучения, изучение и учет требований заказчиков, достижение плановых показателей комплектования контингента слушателей.

Прежде всего составляется план маркетинговых исследований и рекламных мероприятий. Для проведения исследований разрабатываются методика сбора информации (анкетирование, опрос и т.п.), методика обработки и анализа результатов. Выводы и рекомендации

доводятся до сведения заинтересованных подразделений, необходимые действия включаются в индивидуальные планы сотрудников.

Рекламные мероприятия включают подготовку и распространение информационных листовок, регулярное обновление веб-страницы сайта БНТУ, выступления в СМИ, проведение конференций, семинаров и т.д.

Показателями качества процесса являются своевременность и полнота комплектования групп слушателей в соответствии с планами, расширение перечня предоставляемых образовательных услуг, повышение конкурентоспособности института в масштабах страны и за рубежом.

Проектирование и разработка образовательных услуг. Целью процесса является увеличение спектра образовательных услуг, предоставляемых институтом. Открытие новых направлений и специальностей обучения включает: подготовку обоснований для их внесения в Общегосударственный классификатор, в Устав и лицензию БНТУ; разработку, рецензирование, согласование и утверждение учебно-программной документации; обеспечение материально-техническими и преподавательскими ресурсами.

Разработка учебно-программной документации. Документация разрабатывается с соблюдением норм, устанавливаемых инструкциями Министерства образования об общих требованиях к учебным планам, учебным программам, учебно-тематическим планам, на основании которых осуществляются повышение квалификации и переподготовка руководителей и специалистов, а также о порядке их разработки и утверждения.

Научно-исследовательские работы регламентируются Положением о научной и научно-производственной деятельности в организациях (учреждениях) Министерства образования. Основной задачей НИР в институте является обеспечение повышения квалификации и переподготовки кадров для народного хозяйства на основе новейших достижений научно-технического прогресса. НИР выполняются профессорско-преподавательским составом во второй половине рабочего дня по основной должности. Результаты исследований ложатся в основу учебно-методической документации, докладываются на конференциях и семинарах, публикуются в журналах и СМИ.

Планирование образовательной деятельности. План повышения квалификации и переподготовки кадров образования на бюджетной основе составляется институтом по типовой форме и утверждается ежегодно Министерством образования. Он определяет основные параметры образовательной деятельности: направления и специальности обучения, количество слушателей и групп, продолжительность и сроки обучения. План платных образовательных услуг формируется институтом по результатам маркетинга и рекламных мероприятий, утверждается ректором университета.

Организация и проведение учебного процесса. Основными задачами, решаемыми при организации учебного процесса, являются: расчеты среднегодового контингента слушателей, среднегодового количества групп, ставок профессорско-преподавательского состава; планирование и распределение учебной нагрузки и почасового фонда; распределение аудиторного фонда; подготовка организационно-распорядительных документов. Занятия проводятся в соответствии с утвержденными графиками и расписаниями.

Повышение квалификации. Целью процесса является приобретение слушателями новых знаний и навыков в рамках прежней квалификации, расширение круга профессиональных компетенций, удовлетворение потребности в профессиональном самоопределении и самообразовании. Следует отметить, что данный вид деятельности достаточно полно регламентирован постановлениями Совета Министров, инструкциями Министерства образования, стандартами БНТУ. На базе этой нормативной документации разработан методологический документ РИИТ, устанавливающий распределение ответственности участников процесса и порядок действий. Процесс повышения квалификации включает: планирование, прием граждан на обучение, издание организационно-распорядительной документации, проведение и контроль занятий, аттестацию слушателей.

Переподготовка. Цель данного процесса – приобретение слушателями компетенций в рамках новой квалификации, подтверждаемой дипломом о переподготовке государственного образца, расширение круга профессиональных возможностей, удовлетворение потребности в профессиональном самоопределении и самообразовании.

Переподготовка регламентирована рядом государственных нормативных документов. Она включает следующие этапы:

- планирование работы института по предоставлению образовательных услуг по специальностям переподготовки на календарный год (на бюджетной и платной основе);
- прием документов на обучение и входное тестирование;
- заключение договоров на платное обучение;
- проведение занятий, сессий;
- текущая аттестация слушателей;
- мониторинг удовлетворенности потребителей и заинтересованных сторон;
- организация государственных экзаменов и защиты дипломных работ;
- оформление и выдача дипломов о переподготовке.

Стажировка. Цель процесса – освоение работником новых методов, технологий и элементов профессиональной деятельности непосредственно в организации, где они разработаны или применяются. Процесс стажировки включает: планирование, организацию, прохождение стажировки и подготовку отчета о ней. Для гарантирования качества стажировки предусмотрено заключение соглашения между направляющей и принимающей работника организациями.

Оценка знаний слушателей. Для определения уровня подготовленности потенциальных слушателей по отдельным направлениям повышения квалификации и переподготовки проводится входное тестирование (собеседование).

Оценка результатов обучения на курсах повышения квалификации проводится в ходе итоговой аттестации в следующих формах: защита выпускной работы, реферат, выпускной экзамен, зачет, собеседование.

Оценка знаний слушателей, проходящих переподготовку, проводится в ходе текущей и итоговой аттестаций. Формы текущей аттестации: собеседование, зачет, экзамен, реферат, курсовая работа, контрольная работа.

Итоговая аттестация в формах защиты дипломной работы или сдачи государственного экзамена проводится на открытых заседаниях государственной экзаменационной комиссии.

Оценка удовлетворенности потребителей. Изучение уровня удовлетворенности качеством образовательных услуг проводится с целью получения информации для анализа СМК высшим руководством.

Источниками информации являются: данные анкетирования слушателей; результаты опросов выпускников, организаций, направивших либо принявших на работу выпускников; данные внутренней диагностики качества образования.

Оценка удовлетворенности потребителей проводится по суммарному показателю баллов, определенных с учетом результатов анкетирования и опросов, наличия замечаний и предложений, вычисления годового показателя качества образования, изменения объемов производимых работ по итогам прошедшего года.

Управление финансовыми ресурсами. Данный процесс включает:

- расчет ассигнований на календарный год;
- составление отчета об исполнении бюджетной сметы;
- составление штатного расписания;
- расчет калькуляции стоимости платного обучения;
- разработку ценообразования;
- оформление договоров со слушателями или организациями об оплате обучения;
- оформление договоров подряда с профессорско-преподавательским составом;
- учет поступления платежей;
- подготовку докладных записок и проектов приказов о премировании работников.

Управление персоналом. Штатное расписание РИИТ утверждается ректором БНТУ. Прием и увольнение работников для структурных подразделений института на основании докладной записки директора РИИТ осуществляет отдел кадров университета. Кафедры и отделы института работают по годовым и месячным планам, письменные отчеты об их выполнении за подписью руководителей подразделений согласовываются с заместителями директора и утверждаются директором РИИТ. Повышение квалификации, переподготовка, стажировка и аттестация персонала проводятся в установленном в БНТУ порядке.

Управление инфраструктурой и производственной средой. Данный процесс охватывает использование и ремонт служебных поме-

щений и коммуникаций, применение программных пакетов и средств вычислительной техники, обеспечение сохранности электронной информации, разработку и актуализацию веб-страницы РИИТ на сайте БНТУ.

Помещения институту предоставляются университетом на безвозмездной основе в соответствии с Уставом БНТУ и Положением о РИИТ. Текущее обслуживание и ремонт помещений осуществляется в установленном порядке соответствующими службами университета по заявкам института. То же самое относится к оборудованию помещений, оснащению мебелью, компьютерами, оргтехникой. Контроль за соблюдением техники безопасности и условий труда осуществляют руководители структурных подразделений института и отдел охраны труда БНТУ.

Материально-техническое обеспечение. Приобретение материально-технических средств осуществляется по заявкам института централизованно отделом закупок БНТУ. Товары и оборудование получает со склада и ставит на учет материально ответственное лицо института. Им же производится списание материалов и технических средств в установленном порядке. Ремонт оборудования производится через сервисный центр БНТУ по заявкам института.

Информационно-методическое обеспечение. Основными источниками информационного обеспечения являются: программа «Консультант Плюс»; сайты государственных органов управления и учреждений образования; бюллетень НИЧ БНТУ; списки новых поступлений в Научную библиотеку БНТУ. Научно-методическое обеспечение включает предоставление по заявкам кафедр требуемой литературы, проведение конференций, семинаров, издание трудов института.

Ведение фонда нормативных документов. Фонд нормативных документов института включает: документы системы менеджмента качества РИИТ, технические нормативные правовые акты, руководящие документы вышестоящих организаций и другие правовые акты. Ведение фонда нормативных документов предусматривает: проверку документов на адекватность; актуализацию и по мере необходимости переутверждение документов; идентификацию изменений и статус пересмотра; наличие соответствующих версий документов в местах их применения; сохранение документов чет-

кими и легко идентифицируемыми; предотвращение использования устаревших версий.

Делопроизводство. Установлен порядок подготовки и оформления всех организационно-распорядительных документов (указаний, инструкций, протоколов, отчетов, актов), а также порядок работы с информационными документами (докладными записками, письмами, факсовыми сообщениями, телеграммами и т.п.). Входящая и исходящая корреспонденция регистрируется и сопровождается инспектором РИИТ через отдел документационного обеспечения БНТУ. Номенклатура дел составляется ежегодно, согласовывается с архивом БНТУ и подписывается директором института. С момента заведения и до передачи в архив университета или утилизации после истечения сроков временного хранения дела хранятся в подразделениях (у должностных лиц) по месту формирования. Контроль исполнения документов и поручений осуществляют дирекция института, руководители подразделений, руководитель службы качества, инспектор РИИТ.

Управление документацией. Установлены единые формы, правила обозначения, оформления, разработки, проверки, актуализации, утверждения, учета, хранения и рассылки документов СМК.

Управление записями. В соответствии с требованиями СТБ ISO 9001 разработан перечень обязательных записей о качестве, подлежащих регистрации и хранению. Критериями оценки процесса являются: полнота и достоверность записей, регулярность и своевременность заполнения данных, возможность оперативного доступа к записям.

Внутренний аудит. Внутренние аудиты проводятся работниками института, прошедшими специальную подготовку, с целью определения соответствия результатов деятельности в области качества установленным требованиям. Основными этапами работ являются: планирование, подготовка, проведение аудитов, оформление отчетов, анализ и оценка результатов.

Управление несоответствиями. В зависимости от значимости несоответствия могут быть признаны несущественными, существенными или критическими. Этапы работ: обнаружение несоответствий, их классификация; принятие решения о возможности и целесообразности устранения; действия по устранению несоответствий; анализ причин несоответствий; принятие решения о необхо-

димости корректирующих или предупреждающих действий. Описан порядок работы с жалобами, замечаниями и предложениями.

Корректирующие и предупреждающие действия. Корректирующие действия проводятся как по первичной информации о несоответствии, так и по результатам обработки данных за определенный период. Немедленное устранение несоответствия без проведения анализа причин называется коррекцией. Анализ и принятие решений по несущественным или существенным несоответствиям осуществляют руководители подразделений, по критическим – дирекция института. При необходимости составляются планы организационно-технических мероприятий.

На основе анализа требований потребителей, записей о качестве услуг и другой информации определяются потенциальные несоответствия, которые носят вероятностный характер. Их можно подразделить на значимые и незначимые. Для их устранения разрабатываются предупреждающие действия.

Так, в результате внедрения СМК заметно повысилась эффективность работы, улучшились все количественные и качественные показатели деятельности института, в первую очередь качество предоставления образовательных услуг [128-138].

6.5. Пирамида качества

В области качества достаточно давно и широко используется понятие «петля качества». Оно введено для описания повторяющего, так называемого жизненного цикла производства продукции или оказания услуг. На рис. 6.7 [139] схематично показана последовательность основных этапов или видов деятельности, определяющих качество конечной продукции в соответствии с международными стандартами ISO серии 9000 версии 2008 года.

При всей своей наглядности, петля – линия, круговое движение в виде замкнутой кривой. В какой-то мере она отражает конечность процессов, а может даже символически обозначать безвыходность положения. В этом плане более оптимистично выглядит «спираль качества», если иметь в виду стремление к постоянному улучшению и совершенствованию системы менеджмента качества.



Рис. 6.7. Петля качества

Однако наиболее подходящим для графического изображения сути данного вопроса представляется использование другой геометрической фигуры – пирамиды. Пирамида – это многогранник, основание которого представляет многоугольник, а остальные грани – треугольники с общей вершиной (рис. 6.8).

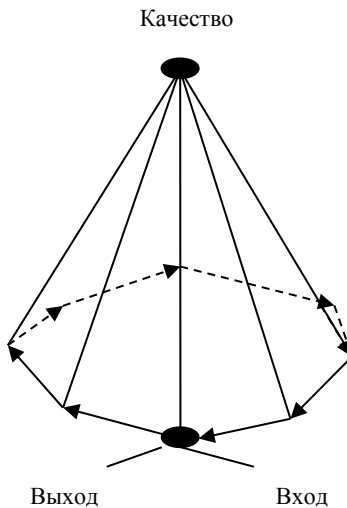


Рис. 6.8. Пирамида качества

Каждая линия основания может обозначать движение от входа к выходу процесса, а соответствующие показатели каждого выхода по сторонам треугольников «стремятся» к вершине пирамиды и в совокупности создают некоторый уровень качества.

Простейший пример применения «пирамиды качества» в описании деятельности по повышению квалификации и переподготовки кадров дан на рис. 6.9.

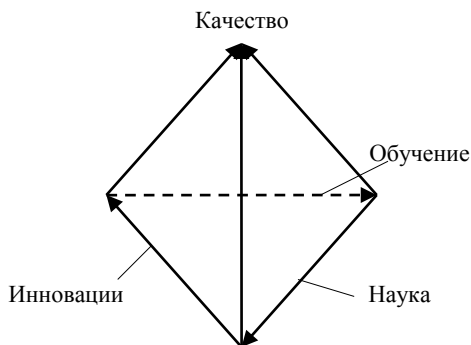


Рис. 6.9. Обеспечение качества дополнительного образования взрослых на основе триады «наука – инновации – обучение»

Первая сторона треугольника основания – наука. Все начинается с изучения предметов, явлений, закономерностей. На выходе процесса научных исследований будет определенный объем знаний, который в то же время является входом следующего процесса, коротко определяемый как «инновации». Речь идет о практических разработках, изобретениях, «ноу-хау» и т.д. Их надо внедрять в производство, апробировать, реализовывать и анализировать, что позволяет накопить опыт, и, в дальнейшем при необходимости, вносить в действия коррективы. Полученный опыт далее передается заинтересованным сторонам и является основой обучения, т.е. непрерывного дополнительного образования специалистов в течение всей их трудовой жизни. Таким образом, формируется основание триады «наука-инновации-обучение», а вершина пирамиды отражает достижимый, на данном этапе развития, уровень качества.

В 2014-2015 годах БНТУ участвует в выполнении проекта FKTBUM программы Европейской комиссии TEMPUS IV «Под-

держка треугольника знаний в Беларуси, Украине и Молдове». Со стороны Евросоюза партнерами являются Университет Падерборн (Германия), Университет Жилина (Словакия), Латвийский университет. Идея использования «пирамиды» в данном проекте отражена на рис. 6.10, где показаны прямые и обратные связи между крайними элементами пространства жизнедеятельности (в центре условно показаны флаги стран-участниц).

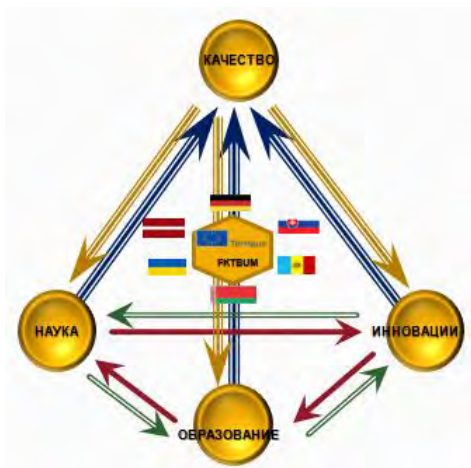


Рис. 6.10. Пирамида качества в проекте «Поддержка треугольника знаний в Беларуси, Украине и Молдове»

Заключение

Изложенные в монографии материалы позволяют сделать следующий главный вывод: при решении проблемы обеспечения надежности машин необходимо использовать комплексный, системный, творческий подход.

Комплексность заключается в учете множества разнообразных факторов на всех стадиях жизненного цикла изделия: проектирования, изготовления, эксплуатации. Современные машины представляют собой сложные многоэлементные конструкции, поэтому вычленение и исследование какой-либо части может не дать желаемого результата в целом, и наоборот. Всегда надо искать компромисс между затратами и достигаемым уровнем качества.

Системность означает постоянный, скурпулезный анализ действующих процессов. Нет предела совершенству, не может быть идеальных со всех точек зрения конструкций, особенно с учетом быстрого развития новых материалов, технологий, достижений науки и техники. Необходимо искать пути стабильного улучшения и достижения наилучших практик.

Творчество базируется на глубоком изучении закономерностей, природы явлений, без знания которых могут быть сделаны ошибочные выводы. Следует быть сторонником инноваций, реинжиниринга, когда возможно забыть традиционное, известное и действовать с «чистого листа».

Важно понимать, что в основе любого вида деятельности должен быть грамотный, квалифицированный менеджмент, заключающийся в постоянной, скоординированной реализации стратегии и тактики, ведущей к устойчивому успеху и развитию. Любая отрасль в отдельности, как бы успешно не развивалась, не может привести к реальному прогрессу системы в целом, так как всё взаимосвязано и взаимодействует. Поэтому, если ставить во главу угла повышение качества жизни человека, необходимо осуществлять тотальный менеджмент на каждом рабочем месте, в каждой ячейке общества, во всех организациях и государстве в целом. И этому надо учиться и учить постоянно.

Литература

1. Ракицкий, А. А. Обеспечение ресурса рессорных подвесок / А. А. Ракицкий, А. К. Бернацкий. – Минск : Наука и техника, 1988. – 167 с.
2. Автоматизированная система ускоренных испытаний автомобильных конструкций / М. С. Высоцкий [и др.]. – Минск : Наука и техника, 1989. – 168 с.
3. Повышение долговечности несущих конструкций карьерных самосвалов / П. Л. Мариев [и др.]. – Якутск : ЯНЦ СО РАН, 1991. – 132 с.
4. Инновационное развитие непрерывного технического образования / В.Л. Соломахо [и др.] ; под ред. Б.М. Хрусталева. – Минск: БНТУ, 2013. – 174 с.
5. Ракицкий, А. А. Эффективные пути снижения повреждающего действия фреттинг-процессов в силовых системах машин / А. А. Ракицкий // Трибофатика : материалы V Междунар. симпозиума ISTF, Иркутск, 2004 г. : в 2 т. / ИргУПС. – Иркутск, 2005. – Т. 1. – С. 135–141.
6. Пути повышения работоспособности рессорных подвесок. Технология упрочнения / М. В. Высоцкий [и др.]. – Минск : ИНДМАШ АН БССР, 1984. – 43 с.
7. Белоцерковский, М. А. Технологии активированного газопламенного напыления антифрикционных покрытий / М. А. Белоцерковский. – Минск : Технопринт, 2004. – 200 с.
8. Ракицкий, А. А. Закономерности усталостного разрушения конструкционных сталей с износостойкими покрытиями / А. А. Ракицкий // Повышение технического уровня и надежности машин : тезисы докладов. – Минск : ИНДМАШ АН БССР, 1993. – С. 11.
9. Rakitsky, A. A. Fatigue resistance of a medium carbon steel with a wear resistant thermal spray coating / A. A. Rakitsky, E. R. de los Rios, K. J. Miller // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. – 1994. – Vol. 17, No 5. – P. 563–570.
10. Rakitsky, A. A. Fractographic analysis of fatigue damage for steel specimens with a wear resistant thermal spray coating / A. A. Rakitsky, E. R. de los Rios, K. J. Miller // Proceedings of III International Symposo-

sium in Tribo-Fatigue, 2000. – Beijing, China : Hunan University Press, 2000. – P. 248–252.

11. Miller, K. J. Damage accumulation during initiation and short crack growth regimes / K. J. Miller, M. F. E. Ibrahim // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. – 1981. – Vol. 4, No 3. – P. 263–277.

12. Hobson, P. D. Two phases of short crack growth in a medium carbon steel / P. D. Hobson // Mechanical Engineering Publications, Instn. Mech. Eng., London, 1986. – P. 441–459.

13. Ракицкий, А. А. Управление процессом развития повреждений в узлах контактного взаимодействия путем применения покрытий на поверхностях деталей / А. А. Ракицкий // II Международный симпозиум по трибофатике : тезисы докладов. – М., 1996. – С. 61.

14. Ракицкий, А. А. Некоторые закономерности роста поверхностных трещин в образцах из среднеуглеродистой стали с твердосплавным покрытием / А. А. Ракицкий, М. Ю. Труль // Надежность и безопасность технических систем : тезисы докладов. – Минск : Белоргстанкинпромиздат, 1997. – С. 65–66.

15. Ракицкий, А. А. Соппротивление усталости сварных соединений несущих конструкций карьерных самосвалов / А. А. Ракицкий, В. И. Мелеш, С. А. Испеньков // Вестник БНТУ. – 2010. – № 3. – С. 63–66.

16. Карьерные самосвалы особо большой грузоподъемности. Проектирование, технологии, маркетинг / П. Л. Мариев [и др.]. – Минск : Интегралполиграф, 2008. – 320 с.

17. Поведение стали при циклических нагрузках / пер. с нем. В. Н. Геминова ; под ред. В. Даля. – М. : Metallургия, 1983. – 568 с.

18. Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций : методические указания РД 50-694-90. – М., 1991. – 83 с.

19. Гельман, В. Я. Решение математических задач средствами EXCEL : практикум / В. Я. Гельман. – СПб. : Питер, 2003. – 240 с.

20. Малятин, В. В. Трещиностойкость конструкционных сталей / В. В. Малятин, А. А. Ракицкий, А. К. Бернацкий. – Минск : ИНДМАШ АН БССР, 1987. – 38 с.

21. Панасюк, В. В. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов / В. В. Панасюк, А. Е. Андрейкив, С. Е. Ковчик. – Киев : Наукова думка, 1977. – 277 с.

22. Микляев, П. Г. Кинетика разрушения / П. Г. Микляев, Г. С. Нешпор, В. Г. Кудряшев. – М. : Металлургия, 1979. – 278 с.

23. Образец для усталостных испытаний при осевой нагрузке : а. с. 1642310 СССР / А. А. Ракицкий, М. С. Бабицкий, Ю. Н. Апанович, И. С. Громова // Открытия. Изобретения. – 1991. – № 14. – С. 166.

24. Устройство для испытания образцов на прочность : а. с. 1408293 СССР / М. С. Бабицкий, А. А. Ракицкий, В. Г. Сапельников, Е. А. Семенько, В. А. Сак // Открытия. Изобретения. – 1988. – № 25. – С. 193.

25. Устройство для испытания материалов на прочность при растяжении с кручением : а. с. 1670513 СССР / С. А. Журавель, А. И. Журавель, В. Н. Катанчик, В. И. Лазаренко, В. В. Малятин, А. А. Ракицкий, В. М. Сурин // Открытия. Изобретения. – 1991. – № 30. – С. 169.

26. Устройство для испытания материалов на ударное растяжение : а. с. 1670496 СССР / С. А. Журавель, А. И. Журавель, В. Н. Катанчик, В. В. Малятин, А. А. Ракицкий, В. М. Сурин, В. Д. Доброновский // Открытия. Изобретения. – 1991. – № 30. – С. 166.

27. Устройство для динамических испытаний материалов : а. с. 1504558 СССР / В. Н. Катанчик, В. И. Лазаренко, А. И. Ермаков, В. В. Малятин, А. А. Ракицкий, С. И. Голотов // Открытия. Изобретения. – 1989. – № 32. – С. 193.

28. Устройство для возбуждения двухкомпонентных колебаний на однокомпонентном вибровозбудителе : пат. 2017108 РФ / В. Г. Назаренко, В. М. Сурин, А. А. Ракицкий, В. В. Малятин // Изобретения. – 1994. – № 14.

29. Устройство для циклических испытаний / А. И. Журавель, В. В. Малятин, А. А. Ракицкий. – Минск : БелНИИНТИ, 1987. – 3 с. – (Информационный листок о науч.-техн. достижении).

30. Влияние температурно-скоростного фактора на механические свойства инструментальных сталей / В. В. Малятин [и др.] // Деп. науч. работы : библиографический указатель ВИНТИ. – 1987. – № 7 (189). – С. 124.

31. Механические свойства конструкционных сталей при скоростном деформировании / В. Н. Катанчик [и др.] // Деп. науч. работы : библиографический указатель ВИНТИ. – 1987. – № 7 (189). – С. 124.

32. Ракицкий, А. А. Оценка сопротивления хрупкому разрушению конструкционных сталей / А. А. Ракицкий, В. В. Малятин // Вклад вузовской науки в развитие приоритетных направлений производственно-хозяйственной деятельности, разработку экономических чистых технологий и прогрессивных методов обучения : сборник материалов конференции : в 6 ч. – Минск : БГПА, 2000. – Ч. 6. – С. 108.

33. Ракицкий, А. А. Оценка прочностных свойств инструментальных сталей при высоких температурах и скоростях деформирования сталей / А. А. Ракицкий, В. В. Малятин // Вклад вузовской науки в развитие приоритетных направлений производственно-хозяйственной деятельности, разработку экономических чистых технологий и прогрессивных методов обучения : сборник материалов конференции : в 6 ч. – Минск : БГПА, 2000. – Ч. 6. – С. 52.

34. Ракицкий, А. А. Оценка сопротивления хрупкому разрушению конструкционных сталей / А. А. Ракицкий, В. В. Малятин // Современные методы проектирования машин : сборник материалов конференции : в 3 т. – Минск : Технопринт, 2002. – Вып. 1, Т. 2. – С. 366–367.

35. Оценка влияния скорости деформирования на механические свойства сталей 40X, 40XH, 30XGCA / В. Н. Катанчик [и др.] // Проблемы прочности. – 1988. – № 4. – С. 70–73.

36. Оценка сопротивления усталости штамповарного картера с использованием локальных моделей / Е. К. Почтенный [и др.] // Весці Акад. навук БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1988. – № 31. – С. 3–6.

37. Почтенный, Е. К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин / Е. К. Почтенный. – Минск : Наука и техника, 1983. – 246 с.

38. Ракицкий, А. А. Методика составления квазислучайного блока нагружения / А. А. Ракицкий, М. И. Горбачевич, В. И. Шоломицкий // Весці Акад. навук БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1987. – № 1. – С. 74–76.

39. Прогнозирование ресурса несущих элементов рам автомобилей / А. Н. Панов [и др.]. – Минск : ИНДМАШ АН БССР, 1991. – 55 с.

40. Трощенко, В. Т. Соппротивление усталости металлов и сплавов : справочник / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – Киев : Наукова думка, 1987. – 1303 с.

41. Сравнительная оценка усталостной прочности сварных соединений лонжеронов рам карьерных самосвалов / А. Н. Егоров [и др.] // III Белорус. конгресс по теоретической и прикладной механике : сборник науч. тр., Минск, 16–18 окт. 2007 г. – Минск, 2007. – С. 128–134.

42. Щурин, К. В. Электродвигатель как датчик усталостного разрушения деталей АТС / К. В. Щурин, А. А. Ракицкий, В. И. Миркитанов // Автомобильная промышленность. – 1989. – № 5. – С. 29.

43. Пластинчатая рессора : а. с. 1633195 СССР / А. К. Бернацкий, А. А. Ракицкий, М. С. Высоцкий, М. И. Горбацевич, Г. А. Исаевич, Л. С. Шапиро // Открытия. Изобретения. – 1991. – № 9. – С. 128.

44. Подвеска транспортного средства : а. с. 1705137 СССР / А. К. Бернацкий, А. А. Ракицкий, М. С. Высоцкий, М. И. Горбацевич, Г. А. Исаевич, И. Ф. Соколовский // Открытия. Изобретения. – 1992. – № 2. – С. 79.

45. Подвеска транспортного средства : а. с. 1776578 СССР / А. К. Бернацкий, А. А. Ракицкий, Г. А. Исаевич, И. Ф. Соколовский // Открытия. Изобретения. – 1992. – № 43.

46. Подвеска транспортного средства: а. с. 1799749 СССР / А. К. Бернацкий, А. А. Ракицкий, М. И. Горбацевич, Г. А. Исаевич, И. Ф. Соколовский // Открытия. Изобретения. – 1993. – № 9. – С. 34.

47. Способ изготовления картера ведущего моста : а. с. 1155398 СССР / А. А. Ракицкий, А. И. Назин, В. А. Гурский, М. С. Высоцкий, М. И. Горбацевич, Г. И. Папакуль // Открытия. Изобретения. – 1993. – Бюл. № 18. – С. 48–49.

48. Способ изготовления осей транспортных средств : а. с. 1593854 СССР / А. И. Журавель, В. И. Миркитанов, Ю. В. Перчаткин, А. А. Ракицкий // Открытия. Изобретения. – 1990. – № 35. – С. 57.

49. Журавель, А. И. Повышение надежности осей транспортных средств / А. И. Журавель, Ю. В. Перчаткин, А. А. Ракицкий // Научные достижения и опыт отраслей машиностроения народному хозяйству : сборник тр. – Севастополь, 1990. – С. 193.

50. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования : ГОСТ 25.507-85 / В. Л. Соболев [и др.]. – М. : Издательство стандартов, 1985. – 32 с.

51. Способ испытания конструкции на усталостную долговечность : а. с. 1627902 СССР / А. А. Ракицкий, В. И. Шоломицкий, М. И. Горбачевич, А. К. Бернацкий // Открытия. Изобретения. – 1991. – № 6.

52. Способ испытания конструкции на усталостную долговечность : а. с. 1696954 СССР / А. А. Ракицкий, В. И. Шоломицкий, А. К. Бернацкий, А. М. Григорчук // Открытия. Изобретения. – 1991. – № 45. – С. 173.

53. Ракицкий, А. А. Расчетное определение уровня неповреждающих напряжений при ускоренных испытаниях машин / А. А. Ракицкий, А. В. Шмелев // Вестник Полоцкого гос. ун-та. Серия В. Прикладные науки. Машиностроение. – 2007. – № 8. – С. 102–107.

54. Yan, J. H. Experimental investigation on the small-load-omitting criterion / J. H. Yan, X. L. Zheng, K. Zhao // Fatigue. – 2001. – No 23. – P. 403–415.

55. Amzallag, C. Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis / C. Amzallag [et al.] // Fatigue. – 1994. – No 16. – P. 287–293.

56. Почтенный, Е. К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций / Е. К. Почтенный. – Минск : Арти-Фекс, 2002. – 187 с.

57. Шмелев, А. В. Схематизация случайных процессов нагружения при максимальных напряжениях цикла меньше предела выносливости / А. В. Шмелев // Известия НАН Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2006. – № 3. – С. 37–41.

58. Когаев, В. П. Прочность и износостойкость деталей машин / В. П. Когаев, Ю. Н. Дроздов. – М. : Высшая школа, 1991. – 319 с.

59. Ракицкий, А. А. О некоторых возможностях ускорения стеновых испытаний при случайном нагружении / А. А. Ракицкий, М. И. Горбачевич, В. И. Шоломицкий // Проблемы прочности. – 1988. – № 7. – С. 117–119.

60. Rakitsky, A. A. Service life prediction for casing parts / A. A. Rakitsky, A. K. Bernatsky, V. V. Maljatin // Proceeding of the XIth Colloquium, Kiev, Ukraine, 1992. – Kiev, 1992. – Vol. 2. – P. 299–304.

61. Способ ускоренного испытания материала на усталость : пат. 2028602 РФ / Е. К. Почтенный, А. А. Ракицкий, В. И. Шоломицкий // Изобретения. – 1995. – № 4.

62. Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на усталость при блочном нагружении : методические рекомендации МР 223-86 / Э. Я. Филатов [и др.]. – М. : ВНИИНМАШ, 1986. – 63 с.

63. Ракицкий, А. А. Формирование типовых спектров нагружения для ускоренных испытаний на усталость / А. А. Ракицкий, В. И. Шоломицкий // Надежность и контроль качества. – 1988. – № 10. – С. 29–34.

64. Берестнев, О. В. Методология воспроизведения эксплуатационной нагруженности при стендовых испытаниях / О. В. Берестнев, А. А. Ракицкий // Весті Акад. наук БССР. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1988. – № 47. – С. 114–115.

65. Автоматизация управления имитаторами эксплуатационных нагрузок / О. В. Берестнев [и др.] // Оборудование и средства для механических испытаний материалов : сборник тр. – Армавир, 1988. – С. 118.

66. Устройства для динамических испытаний материалов / В. В. Малятин [и др.] // Оборудование и средства для механических испытаний материалов : сборник тр. – Армавир, 1988. – С. 119.

67. Kapanetz, E. Computer-aided generation and simulation of accelerated test modes / E. Kapanetz, A. Rakitsky, V. Sholomitsky // Proceedings of the Fifth Anniversary International Conference RELCOMEX'89. – Poland, 1989. – P. 307–313.

68. Высоцкий, М. С. Гибкая автоматизированная система ускоренных испытаний конструкций / М. С. Высоцкий, М. И. Горбачевич, А. А. Ракицкий // Вклад науки в повышение надежности и долговечности машин и сооружений : сборник тр. – Киев : Наукова думка, 1990. – С. 133–134.

69. Ракицкий, А. А. Испытания и повышение ресурса рессорных подвесок мобильных машин / А. А. Ракицкий, А. К. Бернацкий // Вклад науки в повышение надежности и долговечности машин и сооружений : сборник тр. – Киев : Наукова думка, 1990. – С. 136–137.

70. Improving the reliability of motor vehicle on the basis of accelerated tests / G. A. Isaevich [et al.] // MECHATRONICS, Proceeding of the 24th ISATA International Symposium on Automotive Technology and Automation Florence, Italy, 1991. – Italy, 1991. – P. 631–637.

71. Ракицкий, А. А. Моделирование нестационарных процессов нагружения при стендовых испытаниях с управлением от ЭВМ / А. А. Ракицкий, В. И. Шоломицкий // Надежность и долговечность машин и сооружений. – Киев, 1990. – Вып. 17. – С. 27–31.
72. Вейбулл, В. В. Усталостные испытания и анализ их результатов / В. В. Вейбулл. – М. : Машиностроение, 1964. – 276 с.
73. Гумбель, Э. Статистика экстремальных значений / Э. Гумбель. – М. : Мир, 1965. – 648 с.
74. Крамер, Г. Математические методы статистики / Г. Крамер. – М. : Мир, 1975. – 648 с.
75. Поведение стали при циклических нагрузках / пер. с нем. под ред. В. Даля. – М. : Металлургия, 1983. – 568 с.
76. Ускоренные рандом-испытания / А. А. Ракицкий [и др.] // Надежность и безопасность технических систем : сборник науч. тр. – Минск : ИНДМАШ НАН Беларуси, 1997. – С. 116–117.
77. Стенд для испытания рессор : а. с. 1286926 СССР / М. П. Марутян, Э. Ф. Капанец, Е. А. Семенов, А. А. Ракицкий // Открытия. Изобретения. – 1987. – № 4. – С. 167.
78. Стенд для испытания двух зеркально расположенных рессор : а. с. 1402828 СССР / М. П. Марутян, Е. А. Семенов, В. П. Леневиц, А. А. Ракицкий // Открытия. Изобретения. – 1988. – № 22. – С. 126.
79. Испеньков, С. А. Формирование силовой нагруженности ходовой части карьерных самосвалов / С. А. Испеньков, А. А. Ракицкий // Механика машин, механизмов, материалов. – 2008. – № 7. – С. 9–13.
80. Бендат, Дж. Прикладной анализ случайных данных : пер. с англ. / Дж. Бендат, А. Пирсол. – М. : Мир, 1989. – 540 с.
81. Повышение ресурса несущих конструкций карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности на основе исследования напряженно-деформированного состояния опасных зон / С. А. Испеньков, [и др.] // Deformation & Fracture of Materials – DFM 2006 : в 2 т. – М. : Интерконтакт Наука, 2006. – Т. 2. – С. 585–588.
82. Испеньков, С. А. Моделирование динамической нагруженности рам карьерных самосвалов / С. А. Испеньков, А. А. Ракицкий // Вестник Оренбургского гос. ун-та. – 2011. – № 10. – С. 174–180.
83. Шмелев, А. В. Исследование асимметрии нагружения повреждающих циклов напряжений рам самосвалов / А. В. Шмелев,

А. А. Ракицкий // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 2. – С. 31–33.

84. Шмелев, А. В. Критерии выбора методов схематизации нагруженности при прогнозировании ресурса несущих конструкций транспортных средств / А. В. Шмелев, А. А. Ракицкий // Вестник Гомельского ГТУ им. П. О. Сухого. – 2006. – № 4. – С. 23–28.

85. Расчеты и испытания на прочность. Анализ эксплуатационной нагруженности в связи с оценкой долговечности при случайном нагружении : МР 75-85 / С. С. Дмитриченко [и др.]. – М. : ГОНТИ НАТИ, 1985. – 128 с.

86. Jono, M. Fatigue damage and crack growth under variable amplitude loading with reference to the counting methods of stress-strain ranges / M. Jono // Fatigue. – 2005. – No 27. – P. 1006–1015.

87. Испеньков, С. А. Влияние климатических условий на динамическую нагруженность несущих узлов карьерных самосвалов / С. А. Испеньков, В. И. Мелеш, А. А. Ракицкий // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 12. – С. 21–23.

88. Ahmadian, M. An Analytical Evaluation of the Transient Dynamics of Semiactive Dampers / M. Ahmadian, N. Vahdati // Int. Mech. Eng. Conference, November 16–21, 2003, Washington.

89. Song, X. Study of Semiactive Adaptive Control Algorithms with MagnetoRheological Seat Suspension / X. Song, M. Ahmadian // SAE Technical Paper Series № 2004-01-1648, SAE World Congress, Detroit, Michigan, March 8–11, 2004.

90. Ritching, K. J. Performance of a Semi-Active Damper for Heavy Vehicles / K. J. Ritching, D. J. Cole, D. Cebon // ASME: Journal of Dynamic Systems Measurement and Control. – Sept. 2000. – Vol. 122, No 3. – P. 498–506.

91. Mazhei, A. A. Performance analysis of rear axle semiactive suspension of the car with preview control / A. A. Mazhei, A. A. Rakitsky // Mechanical Engineering Technologies`04 : Proceedings of the Fourth International Congress, Bulgaria, 2004. – Bulgaria, 2004. – Vol. 6. – P. 66–69.

92. Ракицкий, А. А. Полуактивная подвеска заднего моста транспортного средства – эффективный способ повышения управляемости и комфорта / А. А. Ракицкий, А. А. Мажей // Повышение конкурентоспособности автотранспортных средств : материалы конфе-

ренции. – Минск : НИРУП «Белавтотракторостроение», 2004. – С. 202–210.

93. Мажей, А. А. Сравнительный анализ алгоритмов управления полуактивной подвеской автомобиля / А. А. Мажей, А. А. Ракицкий // Весці НАН Беларусі. Серыя фіз.-тэхн. навук. – 2006. – № 2. – С. 43–49.

94. Simon, D. Vehicle Evaluation of the Performance of Magneto Rheological Dampers for Heavy Truck Suspensions / D. Simon, M. Ahmadian // Hemeroteca: Journal of Vibration and Acoustics. – Technical Papers, 2001. – Vol. 123, No 3. – P. 365–375.

95. Mazhej, A. A. Semiactive suspension of the truck with preview control / A. A. Mazhej, A. A. Rakitsky, A. A. Uspenskiy // SAE Commercial Vehicle Engineering Conference Chicago, 2005. – Paper Number 2005-01-3595. – 10 p.

96. Yi, K. Active and Semi-Active Heavy Truck Suspensions to Reduce Pavement Damage / K. Yi, J. K. Hedrick // SAE Technical Series, preprint No 37, November 1989.

97. Ротенберг, Р. В. Подвеска автомобиля / Р. В. Ротенберг. – М. : Машиностроение, 1972. – С. 341.

98. Ракицкий, А. А. Программный комплекс компьютерного моделирования гидропневматической подвески мобильной машины / А. А. Ракицкий, А. А. Мажей // Информационные технологии в образовании : материалы Междунар. науч.-практич. конф., Минск, 21–22 мая 2009 г. – Минск : БНТУ, 2009. – С. 150–153.

99. Шмелев, А. В. Компьютерное моделирование рессор грузового автомобиля / А. В. Шмелев, А. А. Ракицкий // Современные методы проектирования машин : сборник материалов конференции : в 3 т. – Минск : Технопринт, 2002. – Вып. 1, Т. 3. – С. 180–183.

100. Ракицкий, А. А. Повышение и прогнозирование ресурса рам карьерных самосвалов большой грузоподъемности на основе моделирования их динамической нагруженности / А. А. Ракицкий, С. А. Испеньков // Прогрессивные технологии в транспортных системах : материалы X Междунар. науч.-практич. конф., Оренбург, 25–27 окт. 2011 г. – Оренбург : Руссервис, 2011. – С. 258–265.

101. Яценко, Н. Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1984. – 328 с.

102. Зенкевич, О. Метод конечных элементов в технике : пер. с англ. / О. Зенкевич. – М. : Мир, 1975. – 540 с.

103. Испеньков, С. А. Моделирование динамического поведения карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности в среде ANSYS / С. А. Испеньков, А. А. Ракицкий // Теоретическая и прикладная механика. – 2010. – Вып. 25. – С. 295–300.

104. Вероятностная оценка ресурса картера ведущего моста лесовозного тягача на стадии проектирования / Е. К. Почтенный [и др.] // Механика машин. Теория и практика : материалы Международ. науч.-технич. конф., Минск, 10-11 февраля 2003 г. – Минск : НИРУП «Белавтотракторостроение», 2004. – С. 256–262.

105. Управляемая система поддрессирования кабины колесного транспортного средства : пат. ВУ 3320 / М. С. Высоцкий, А. А. Мажей, А. А. Ракицкий // Изобретения. Полезные модели. Промышленные образцы. Товарные знаки. – 2007. – № 1.

106. Crosby, M. J. Vibration control using semiactive force generators / M. J. Crosby, R. A. Harwood, D. Karnopp // ASME Journal of Engineering for Industry. – 1974. – No 96 (2). – P. 619–626.

107. Гидропневматическая система поддрессирования моста мобильной машины : пат. ВУ 3319 / М. С. Высоцкий, В. Г. Ермаленок, А. А. Мажей, А. А. Ракицкий // Изобретения. Полезные модели. Промышленные образцы. Товарные знаки. – 2007. – № 1.

108. Берестнев, О. В. Сертификация и проблемы обеспечения качества сложных технических систем / О. В. Берестнев, В. Я. Павловский, А. А. Ракицкий // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века : сборник докладов. – Донецк : ДонГТУ, 1999. – С. 82–85.

109. Дзюнь, В. А. Аб ролі суб'ектыўных фактараў тэхнічнага кантролю ў забяспячэнні якасці вырабаў машынабудавання / В. А. Дзюнь, У. Я. Паўлоўскі, А. А. Ракіцкі // Качество'99 : тезисы докладов. – Минск, 1999. – С. 188–191.

110. Дзюнь, В. А. Структурно-функциональный анализ и обеспечение качества изделий машиностроения средств / В. А. Дзюнь, В. А. Павловский, А. А. Ракицкий // Качество'99 : тезисы докладов. – Минск : БелГИСС, 1999. – С. 192–195.

111. Система сертификации автомобильных запасных частей / А. А. Ракицкий [и др.] // Повышение технического уровня и надежно-

сти машин : тезисы докладов. – Минск : ИНДМАШ АН БССР, 1993. – С. 39–40.

112. Панов, А. Н. Испытания и сертификация деталей машин и элементов конструкций по износоусталостным критериям / А. Н. Панов, А. А. Ракицкий // Международный симпозиум по трибофатике : сборник материалов. – Гомель : БелИИЖТ, 1993. – С. 67–68.

113. Корешков, В. Н. Система сертификации изделий машиностроения / В. Н. Корешков, А. А. Ракицкий. – Минск : ИНДМАШ АН БССР, 1996. – 24 с.

114. Ракицкий, А. А. Сертификация изделий машиностроения по критерию безопасности: состояние и перспективы // Надежность и безопасность технических систем : тезисы докладов. – Минск : Белорганкипромиздат, 1997. – С. 115–116.

115. Ракицкий, А. А. Взаимосвязи сертификации запасных частей и одобрения типа транспортных средств / А. А. Ракицкий // Качество`99 : тезисы докладов. – Минск : БелГИСС, 1999. – С. 136–139.

116. Панов, А. Н. О разработке требований пассивной безопасности конструкции багажника, предназначенного для установки на крышу кузова автомобиля / А. Н. Панов, А. А. Ракицкий, В. К. Терешко // Динамика и прочность автомобиля : сборник докладов. – М., 1994. – С. 65–66.

117. Высоцкий, М. С. О создании республиканской экспериментально-исследовательской базы испытаний и сертификации мобильных машин / М. С. Высоцкий, Л. Г. Красневский, А. А. Ракицкий // Автомобиль. Дорога. Безопасность : тезисы докладов. – Минск, 1999. – С. 90–91.

118. Основные технические требования к испытательному полигону / М. И. Горбачевич [и др.] // Автомобиль. Дорога. Безопасность : тезисы докладов. – Минск, 1999. – С. 95–96.

119. Ракицкий, А. А. Методологическое и аппаратное обеспечение полигонных испытаний мобильной техники / А. А. Ракицкий, В. А. Дзюнь // Механика машин на пороге III тысячелетия : материалы Междунар. науч. конф., Минск, 23–24 нояб. 2000 г. – Минск, 2001. – С. 415–422.

120. Дзюнь, В. А. Разработка метода определения мощности двигателя с использованием буксировки в целях сертификации / В. А. Дзюнь, А. А. Ракицкий, Е. Г. Тишкевич // Стандартизация.

Сертификация. Качество : тезисы докладов. – Минск : БелГИСС, 2003. – С. 213–214.

121. Ракицкий, А. А. Проблемы инструментального контроля автотранспортных средств / А. А. Ракицкий, А. В. Щебров // Автомобиль. Дорога. Безопасность : тезисы докладов. – Минск, 1999. – С. 95–96.

122. Ракицкий, А. А. О разработке проекта первого пускового комплекса испытательного полигона для автототехники / А. А. Ракицкий, В. А. Дзюнь // Надежность машин и технических систем : сборник материалов конференции : в 2 т. – Минск, 2001. – Т. 1. – С. 155–156.

123. Высоцкий, М. С. О создании республиканского полигона для исследований, испытаний и сертификации мобильных машин и комплексной оценки их воздействия на дорожную инфраструктуру / М. С. Высоцкий, В. Н. Корешков, А. А. Ракицкий // Стандартизация. – 2007. – № 2. – С. 25–27.

124. Полигон для мобильной техники / П. А. Витязь [и др.] // Наука и инновации. – 2008. – № 8. – С. 71–73.

125. Высоцкий, М. С. Полигон для исследования, испытаний и сертификации мобильных машин / М. С. Высоцкий, С. М. Минюкович, А. А. Ракицкий // Инновации в машиностроении : сборник науч. тр. науч.-технич. конф., Минск, 30–31 окт. 2008 г. – Минск : ОИМ НАН Беларуси, 2008. – С. 113–116.

126. Соломахо, В. Л. Система менеджмента качества дополнительного образования взрослых / В. Л. Соломахо, А. А. Ракицкий // Высшая школа. – 2010. – № 4. – С. 16–20.

127. Ракицкий, А. А. Система менеджмента качества в институте повышения квалификации, переподготовки и стажировки кадров / А. А. Ракицкий // Подготовка специалистов для инновационной сферы : сборник науч. статей. – Минск : БНТУ, 2010. – С. 54–79.

128. Ракицкий, А. А. Опыт разработки и внедрения системы менеджмента качества в Республиканском институте инновационных технологий / А. А. Ракицкий // Наука. Образование. Технологии – 2010 : материалы III Междунар. науч.-практ. конф., Барановичи, 21–22 окт. 2010 г. – Барановичи : РИО БарГУ, 2010. – С. 28–30.

129. Ракицкий, А. А. Анализ системы менеджмента качества Республиканского института инновационных технологий / А. А. Ракицкий // Наука – образованию, производству, экономике :

материалы 9-й Междунар. науч.-практ. конф. : в 4 т. – Минск : БНТУ, 2011. – Т. 4. – С. 232.

130. Ракицкий, А. А. Анализ результативности системы менеджмента качества РИИТ БНТУ / А. А. Ракицкий, Е. Е. Никитюк // Качество дополнительного образования взрослых: обучение, наука, инновации : материалы Респ. науч.-практ. конф., Минск, 23 мая 2012 г. – Минск : БНТУ, 2012. – С. 63–66.

131. Ракицкий, А. А. Пособие для ответственных за функционирование системы менеджмента качества в структурных подразделениях БНТУ / А. А. Ракицкий, Т. В. Зуёнок. – Минск : БНТУ, 2012. – 30 с.

132. Ракицкий, А. А. Управление качеством в сфере непрерывного профессионального образования / А. А. Ракицкий, Е. Е. Никитюк // Высшее техническое образование: проблемы и пути развития : материалы VI Междунар. науч.-метод. конф., Минск, 28–29 ноября 2012 г. – Минск : БГУИР, 2012. – С. 148–149.

133. Ракицкий, А. А. Методика оценки результативности системы менеджмента качества РИИТ БНТУ / А. А. Ракицкий // Наука – образованию, производству, экономике : материалы 10-й Междунар. науч.-техн. конф. : в 4 т. – Минск : БНТУ, 2012. – Т. 4. – С. 254.

134. Ракицкий, А. А. Менеджмент качества – основа инновационного менеджмента / А. А. Ракицкий // Интеграция и повышение качества образовательных процессов как фактор модернизации экономики и промышленности Союзного государства : материалы Междунар. науч.-практ. форума, Минск, октябрь 2013 г. : в 2 т. – Минск : БНТУ, 2013. – Т. 1. – С. 100–101.

135. Ракицкий, А. А. Об уровне зрелости систем менеджмента качества учреждений образования Республики Беларусь / А. А. Ракицкий // Инновации в системе непрерывного технического образования : материалы Респ. науч.-практ. конф., Минск, 29–30 мая 2014 г. – Минск : БНТУ, 2014. – С. 45–46.

136. Ракицкий, А. А. Развитие систем менеджмента качества в учреждениях образования / А. А. Ракицкий, В. Л. Соломахо // Высшее техническое образование : материалы VII Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 20–21 ноября 2014 г. – Минск : БГУИР, 2014.

137. Ракицкий, А. А. Методика оценки уровня зрелости систем менеджмента качества учреждений образования / А. А. Ракицкий // Многоуровневое профессиональное образование : материалы Меж-

дунар. науч.-практ. конф., Минск, 21–22 мая 2015 г. – Минск : БНТУ, 2015. – С. 162–164.

138. Ракицкий, А. А. Анализ состояния и результативности систем менеджмента качества учреждений образования Республики Беларусь / А. А. Ракицкий, Н. Я. Новик, В. В. Соколовская // Многоуровневое профессиональное образование : материалы Международ. науч.-практ. конф., Минск, 21–22 мая 2015 г. – Минск : БНТУ, 2015. – С. 165–169.

139. Ракицкий, А. А. Пирамида качества / А. А. Ракицкий // Инновационные технологии в инженерном образовании : материалы Международ. науч.-практ. конф., Минск, 27–28 апр. 2011 г. – Минск : БНТУ, 2011. – С. 284–286.

Научное издание

РАКИЦКИЙ Антон Антонович

**ИСПЫТАНИЯ,
МОДЕЛИРОВАНИЕ И СЕРТИФИКАЦИЯ
КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Подписано в печать. 02.10.2015. Формат $60 \times 84 \frac{1}{16}$. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 18,31. Уч.-изд. л. 14,32. Тираж 100. Заказ 700.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.