

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
КОМИТЕТ ПО НАУКЕ И ТЕХНОЛОГИЯМ ПРИ СМ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БЕЛОРУССКИЙ РЕСПУБЛИКАНСКИЙ ФОНД ФУНДАМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ МАШИН НАН БЕЛАРУСИ
ИНСТИТУТ НАДЕЖНОСТИ МАШИН НАН БЕЛАРУСИ
НИРУП «БЕЛАВТОТРАКТОРОСТРОЕНИЕ»
ПО «БЕЛАВТОМАЗ» – РУП «МИНСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»
ПО «МИНСКИЙ ТРАКТОРНЫЙ ЗАВОД»
ПО «БЕЛОРУССКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ЗАВОД»
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ**



**СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН
РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ**

Выпуск 1

В 3-х томах

Том 1

**Сборник трудов первой Международной
научно-технической конференции
г. Минск, 11–13 декабря 2002г.
(пленарные доклады)**

Под общей редакцией академика НАН Беларуси П.А. Витязя

**Минск
УП «Технопринт»
2002**

621.7

УДК 621(082)

ББК 34.5

C56

Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления. Сборник научных трудов. Вып. 1. В 3-х т. — Т. 1/ Под общ. ред. П.А. Витязя. — Мн.: УП «Технопринт», 2002. — 128 с.
C56 ISBN 985-464-333-6, ISBN 985-464-334-4.

В сборнике опубликованы доклады первой международной научно-технической конференции «Современные методы проектирования машин. Расчет, конструирование и технология изготовления».

В сборник включены работы, выполненные в последние годы специалистами в областях перспективных направлений создания машин, стандартизации и контроля качества, надежности изделий машиностроения, проектирования сред, материалов и конструкций машин.

Широко представлены современные компьютерные технологии моделирования, автоматизированные системы проектирования сложных технических объектов и технологических процессов их изготовления. Изложены экономические аспекты создания новых машин, проблемы подготовки инженерных кадров и технического образования.

В сборнике представлены работы, выполненные в крупнейших научных центрах Беларуси, России, Польши, Украины, Молдовы, Словакии и др. стран.

УДК 621(082)

ББК 34.5

Редакционная коллегия:

Витязь П.А. (председатель, Беларусь), Плескачевский Ю.М. (Беларусь), Анисович Г.А. (Беларусь), Бостан И.А. (Молдова), Высоцкий М.С. (первый зам. председателя, Беларусь), Ящерицын П.И. (Беларусь), Трощенко В.Т. (зам. председателя, Украина), Берестнев О.В. (Беларусь), Махутов Н.А. (зам. председателя, Россия), Красневский Л.Г. (Беларусь), Филонов И.П. (зам. председателя, Беларусь), Ракомсин А.П. (зам. председателя, Беларусь), Романюк Ф.А. (Беларусь), Соломахо В.Л. (Беларусь), Беляев Г.Я. (Беларусь), Скойбеда А.Т. (зам. председателя, Беларусь), Почтенный Е.К. (Беларусь), Сосновский Л.А. (Беларусь), Цветков В.Д. (Беларусь), Похабов В.И. (Беларусь), Иващенко С.А. (Беларусь), Капуста П.П. (ученый секретарь, Беларусь)

Рецензенты:

д.т.н., проф. Филонов И.П.; д.т.н. проф. Скойбеда А.Т.; д.т.н., проф. Соломахо В.Л., д.т.н., проф. Альгин В.Б.; д.т.н. , проф. Василевич Ю.В.; д.т.н. , проф. Демьянушко И.В.; д.ф.-м.н., проф. Чичко А.Н.; д.т.н. , проф. Почтенный Е.К.; д.т.н. , проф. Сосновский Л.А.; д.т.н., проф. Мрочек Ж.А.; д.т.н., проф. Спиридонов Н.В.; д.т.н., проф. Цветков В.Д.; д.т.н., проф. Колешко В.М.; д.э.н., проф. Похабов В.И.; д.э.н., проф. Сачко Н.С.; д. фил. н., проф. Старжинский В.П.; к.т.н., доц. Иващенко С.А.

Все права защищены. Ни один из докладов этого издания не может быть полностью или частично размножен электронным, механическим, фото- или иным способом без предварительного письменного согласования с программным комитетом конференции. Все доклады воссозданы с разрешения их авторов.

Ответственность за достоверность представленной в статьях информации несут авторы статей.

ISBN 985-464-333-6

ISBN 985-464-334-4

© Коллектив авторов

© Оформление УП «Технопринт»

Пленарное заседание

**ПЕРСПЕКТИВНЫЕ
НАПРАВЛЕНИЯ
СОЗДАНИЯ
МАШИН**

*11 декабря 2002 г., 10.00 – 13.00
1-й учебный корпус БНТУ
аудитория 204*

Руководители секции:

Высоцкий М.С. – академик НАН Беларуси, д.т.н., профессор

Филонов И.П. – д.т.н., профессор

Скойбеда А.Т. – д.т.н., профессор

Секретарь: **Капуста П.П.** – к.т.н., доцент

УДК 621.7:621.8:621.9+536.7

**П.А. Витязь, А.В. Степаненко, А.П. Ракомсин, М.И. Сидоренко,
И.П. Филонов, Л.А. Исаевич, В.А. Король, Л.М. Кожуро**

**ПОВЫШЕНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ МАШИН
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ
(НА ПРИМЕРЕ АВТОМОБИЛЕЙ СЕМЕЙСТВА МАЗ)**

*Национальная академия наук Беларуси,
РУП “Минский автомобильный завод”,
Белорусский национальный технический университет,
Белорусский государственный аграрный технический университет
Минск, Беларусь*

Тенденции развития технологии машиностроения сводятся к уменьшению припусков и допусков на изготовление деталей, усложнению кинематики технологического оборудования, увеличению скоростей рабочих органов, а также к автоматизации основных и вспомогательных операций, контролю и управлению всем производственным процессом с использованием ЭВМ. В современных технологических машинах кроме традиционных электрогидропневматических связей используется искусственный интеллект, предусматривающий наличие в системе управления преобразователей зрительной, слуховой (звуковой), тактильной и др. информации. Развитие микро- и наноэлектроники позволяет уже перейти к использованию в машиностроении интегральных сенсорных и процессорных устройств. Такая «интеллектуализация» машин и произ-

водств обеспечивает не только восприятие информации, ее хранение и передачу, но и переработку в сигналы, управляющие работой машины и технологическими системами в целом. Другими словами, в основу проектирования технологических процессов, изготовления деталей машин и приборов ложится кибернетический подход. Темпы развития программного обеспечения и аппаратных средств в последние пять-десять лет указывают на то, что такие технологии могут быть реализованы уже в ближайшем будущем.

Оптимизацию таких технологических процессов следует проводить не только с учетом технических и экономических критериев, но и учитывать параметры системы «человек-среда-машина», а также безопасности и сохранения окружающей среды. Такой подход возможен только при наличии соответствующего программного, технического и кадрового обеспечения.

Структура наукоемких, интеллектуальных (высоких) технологий представлена на рис. 1.

Автоматизация проектирования и производства в этом случае выводит на качественно новый уровень сам технологический процесс: он становится насыщен взаимосвязанными задачами, которые могут быть решены только с использованием ЭВМ и соответствующего программного обеспечения. Работа инженера требует более современной технологии передачи и усвоения знаний. Индивидуальное и групповое решение должно быть ориентировано на многовариантные численные исследования инженерных задач с использованием ЭВМ в диалоговом режиме с выводом промежуточной информации на дисплей. Программно-методическое обеспечение и технические средства для организации такой работы по некоторым направлениям разработаны сотрудниками кафедры "Технология машиностроения" БНТУ. Есть также некоторый опыт создания электронных справочников и учебников, во многом расширяющих возможности инженерной практики. Для решения этих проблем используется традиционный бумажный вариант справочника, сформированный на CD с соответствующим интерфейсом. Разработанный алгоритм проектирования технологических процессов предусматривает автоматический поиск и формирование требуемой информации в определенной последовательности. Спроектированный технологический процесс может быть также проанализирован в автоматическом режиме на предмет сравнения его эффективности с базовым (традиционным) вариантом. Для этого разработана программа, обеспечивающая необходимый уровень снижения показателей энергопотребления, себестоимости и трудозатрат, и введена дополнительная информация о новых технических методах, не описанных в справочной литературе, обеспечивающих выполнение операций, снижающих трудозатраты, энергопотребление или себестоимость традиционных технических решений на основе открытых новых физических явлений.

Примером научно-производственного подхода к решению инженерных задач может служить создание наукоемких технологий, оборудования и внедрение их в производство конкурентоспособных автомобилей семейства МАЗ. Эта работа была выполнена РУП "МАЗ" совместно с НИИ НАН Беларуси и техническими университетами Беларуси. Она посвящена повышению конкурентоспособности автомобилей семейства МАЗ технологическими методами. Предлагаемые наукоемкие технологии позволяют повысить долговечность деталей и узлов, улучшить комфортабельность автомобилей, снизить их себестоимость и привести их в соответствие с требованиями международных стандартов.

Разработанное направление повышения конкурентоспособности автомобилей семейства МАЗ технологическими методами основано на решении следующих взаимосвязанных проблем:

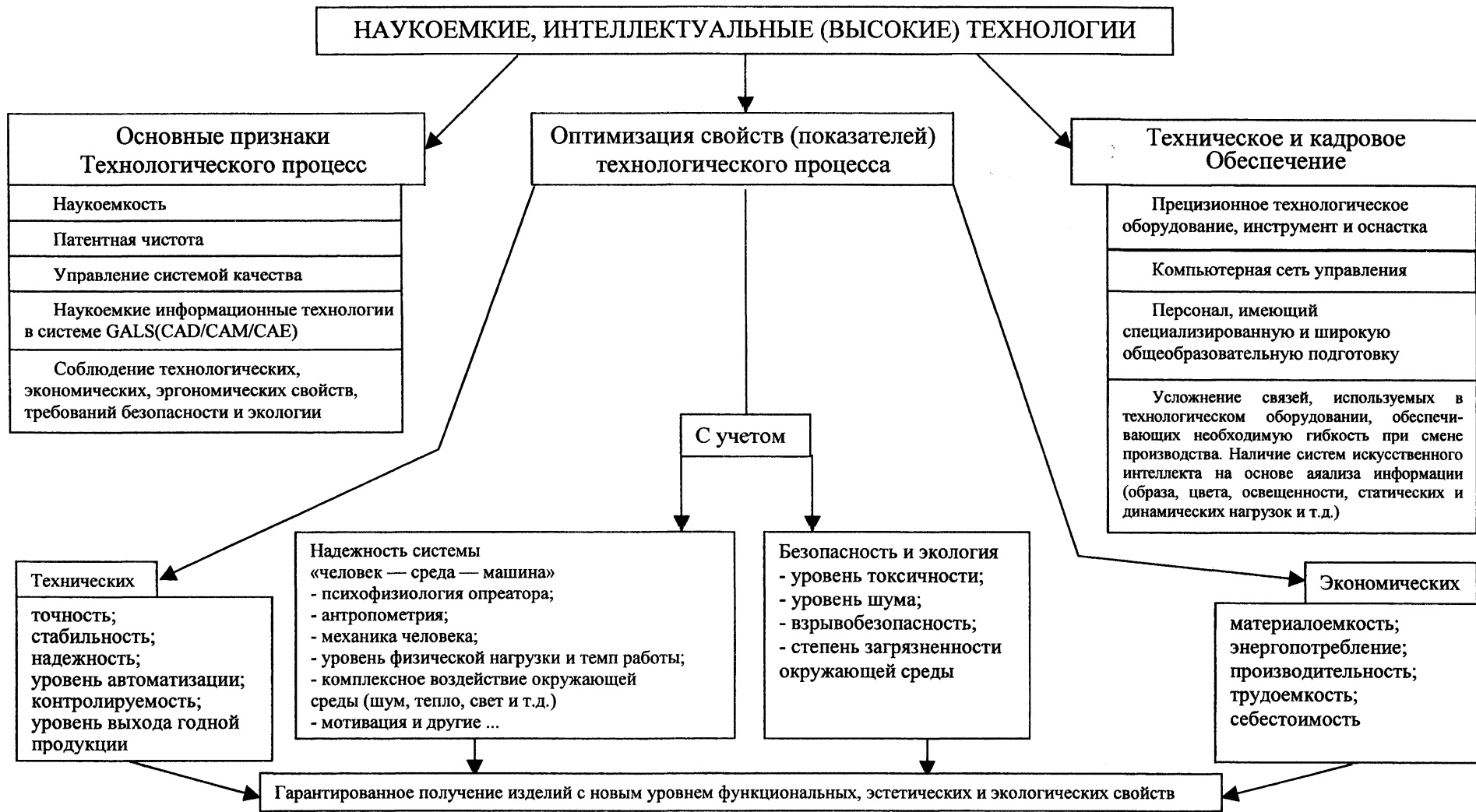


Рис.1 Структурная схема наукоемких технологий высокого уровня

- совершенствование технологии и оборудования заготовительного производства;
- упрочнение и (или) восстановление деталей машин;
- улучшение параметров качества рабочих поверхностей деталей машин финишными методами;
- компьютерное обеспечение поисков вариантов снижения энергопотребления, себестоимости и трудозатрат процессов изготовления деталей машин.

Такой подход к решению проблемы повышения конкурентоспособности машин соответствует признакам наукоемких технологий и обеспечивает существенное улучшение технических и экономических показателей процессов изготовления деталей и узлов машин. Наряду с этими технологическими решениями проведена работа по техническому и кадровому обеспечению. Изготовлено, апробировано и внедрено соответствующее оборудование, инструмент и технологическая оснастка. Подготовлен инженерно-технический персонал. Научная новизна подкреплена докторскими и кандидатскими диссертациями, выполненными сотрудниками РУП «МАЗ» и вузов по данной тематике, а также студентами-дипломниками.

Поскольку Минский автомобильный завод работает исключительно на импортном сырье и полуфабрикатах, то первостепенной задачей становится экономия материальных ресурсов, в частности металла. Это может быть осуществлено за счет сокращения потребления традиционных сортов проката черных и цветных металлов путем внедрения непосредственно на заводе деталепрокатного производства, позволяющего в условиях периодической прокатки максимально приблизить размеры и форму заготовки к размерам и форме готовой детали. Применение, например, периодических профилей позволяет сократить расход металла на 15...40% при одновременном увеличении производительности операций штамповки и обработки резанием в 1,5...2,0 раза. Практически все автомобильные заводы США, Англии, ФРГ, Франции, Японии, использующие рессорную подвеску, в промышленных масштабах производят и применяют периодические профили для изготовления малолистовых рессор. Масса обычной многолистовой рессорной подвески составляет до 6...12 % общей массы автомобиля, а стоимость металла при изготовлении рессор может достигать 60 % окончательной их стоимости. При этом срок службы рессор в несколько раз меньше, чем у двигателя, определяющего срок службы автомобиля в целом.

Не менее эффективно использование периодических профилей при штамповке такой металлоемкой поковки, как балка передней оси автомобиля. Так, по данным ГАЗ, экономия металла здесь достигает 13,6 %. При этом существенно повышается стойкость молотовых штампов за счет меньшего количества ударов на формирующей операции.

В случае использования заготовок для процессов холодного выдавливания, а также безоблойной штамповки в закрытых штампах требуется высокая геометрическая точность. Традиционные высокопроизводительные процессы разделения прутковых материалов в штампах не позволяют получать заготовки требуемого качества, в связи с чем усложняется процесс последующего их пластического деформирования и увеличиваются потери металла в отход. Это приводит к необходимости разработки более эффективных способов получения цилиндрических заготовок.

Разработанные сотрудниками кафедры «Машины и технология обработки металлов давлением» БНТУ и сотрудниками РУП «МАЗ» технологии и оборудование позволили решить ряд проблем в заготовительном производстве завода (рис.2). Так, предложенный способ периодической прокатки полос переменной толщины для малолистовых рессор выгодно отличается по производительности и экономичности от наиболее распространенного в мире способа фирмы «Даниэль Хойзер» (ФРГ), которым пользует-



Рис. 2. Структурная схема разработанных технологий и оборудования в заготовительном производстве

ются самые известные производители рессор, такие как «Krupp Faberfabrik» (ФРГ), «Ovako Stell» (Финляндия), «Митсубиси» (Япония), «Eaton Corporation» (США). Это достигается тем, что вместо обжатия в приводных валках каждого конца заготовки поочередно за несколько проходов при двукратном ее нагреве по известному способу в предложенном варианте прокатку осуществляют на профилированной оправке в не-приводных валках сразу всей заготовки с одного ее нагрева.

Для этого нагретую мерную полосу вначале изгибают посередине до прилегания ее концов к оправке при движении последней в сторону валков, которыми производят обжатие, а затем снимают заготовку с оправки и разгибают до обеспечения плоскостности одной ее стороны. Разработанные по этому способу технология и оборудование для ее реализации внедрены на Минском рессорном заводе. По данной разработке с фирмой «Eaton Corporation» США (г. Детройт) подписано лицензионное соглашение о передаче ей прав на использование у себя способа производства профилированных заготовок малолистовых рессор, что является первым случаем в отечественном автомобилестроении. В соответствии с данным соглашением названная фирма обязалась выплатить одноразовую подписную цену за передачу ей прав в размере 100 тыс. долларов США и после освоения ею новой технологии выплачивать ежегодно до 2008 года роялти в зависимости от объема выпускаемой продукции. За период с 1995 по 2002 год в Республику Беларусь по лицензионному соглашению переведено 519 119 долларов США.

Технология горячей вальцовки заготовки балки передней оси заключается в обжатии серединной ее части на определенную длину секторными палками, полуфабриката круглого сечения — на квадрат с меньшим поперечным сечением. Это приближает заготовку к самой поковке, обеспечивает экономию металла до 22 % и уменьшает количество ударов молота в 1,5 раза, что во столько же раз повышает стойкость штамповой оснастки. Созданный для реализации данной технологии стан и сама технология внедрены на Кузнечном заводе тяжелых штамповок (г. Жодино).

Для получения точных по размерам и форме заготовок из пруткового материала предложены принципиально новые способы, которые основаны на формировании поперечной прокаткой в прутке концентратора напряжений и последующем расклинивании прутка в зоне сформировавшегося концентратора клиновидными ребордами. Это позволяет получать заготовки с плоскими перпендикулярными торцами и обеспечивает экономию металла до 10 %. Данная технология внедрена на РУП «МАЗ».

Перечисленные выше направления решения проблем в заготовительном производстве в основном касаются снижения себестоимости выпускаемых автомобилей. Не менее важным является увеличение ресурса работы тяжело нагруженных деталей, что в целом повышает долговечность автомобиля. Достичь этого можно не только применяя высокопрочные и дорогие конструкционные материалы, но и за счет упрочняющей обработки традиционных, более дешевых марок сталей путем холодной поверхностной пластической деформации, электромагнитной наплавки порошковых материалов, совмещенной с поверхностным пластическим деформированием, объемной деформацией. Такие технологии позволяют формировать в поверхностных слоях деталей прогнозируемый уровень остаточных сжимающих напряжений, положительно влияющих на усталостную прочность.

Разработанный на кафедре «Технология металлов» БГАТУ совместно с РУП «МАЗ» комбинированный метод электромагнитной наплавки с поверхностным пластическим деформированием позволил увеличить в 1,3...1,4 раза ресурс деталей типа тел вращения, работающих в условиях высоких нагрузок и интенсивного абразивного изнашивания. Такой результат получен за счет того, что новый метод упрочнения деталей сочетает нанесение, термообработку и упрочняющее деформирование покрытия, со-

кращая приработку поверхности за счет формирования структуры поверхностного слоя. Эксплуатационные характеристики комбинированного метода определяются электромагнитными и деформационными воздействиями на упрочняемую поверхность (рис.3). Электромагнитная наплавка с ППД, к достоинствам которой следует отнести высокую прочность соединения наплавляемого покрытия с основой, повышенную износостойкость и минимальное тепловыделение, исключая термическое деформирование обрабатываемых деталей. Этот процесс эффективен при упрочнении поверхностей трения и посадочных поверхностей под подшипники и зубчатые колеса.



Рис. 3. Структура метода электромагнитной наплавки с ППД

С учетом того, что валы, пальцы, оси лимитируют ресурс узлов автомобилей и составляют основную часть деталей, то повышение их износостойкости и усталостной прочности имеет большое значение для повышения их конкурентоспособности. Для решения этих проблем много сделано на РУП «МАЗ». Так, за последние три года внедрена гамма высокопроизводительного инструмента для обработки деталей поверхностной пластической и объемной деформацией. Особое место занимают комбинированные инструменты, позволяющие одновременно обрабатывать несколько поверхностей деталей и обеспечивающие повышение качества обработки рабочих поверхностей деталей, а также расширение технологических возможностей. На ряде деталей внедрен технологический процесс радиальной штамповки шлицев на валах, а также продольной накатки прямобочных шлицев.

Наряду с заготовительным производством большой процент трудозатрат, себестоимости и энергопотребления приходится на финишные операции обработки рабочих поверхностей деталей. Обеспечение требуемых макроп микрогеометрии и состояния поверхностного слоя на этих операциях отличается большим энергопотреблением технологического оборудования на единицу объема снимаемого припуска в сравнении с предварительной обработкой. Здесь качество поверхностного слоя формируется в более жестких температурных условиях, при более высоком давлении и усложненной кинематике инструмента. Для совершенствования процессов финишной обработки все чаще используются новые физические явления, обеспечивающие требуемые макро- и микрогеометрию, а также состояние поверхностного слоя.

В этом направлении за последние 15...20 лет большой вклад внесен коллективом кафедры «Технология машиностроения» БНТУ. На рис 4. пролета плена структура новых технических решений, обеспечивающих повышение качества обработанных поверхностей при снижении себестоимости, трудозатрат и энергопотребления отдельных операций.

По аналогии со структурной схемой наукоемких технологий высокого уровня, представленный на рис.1, результаты работ по созданию новых наукоемких технологий, оборудования и внедрению в производство конкурентоспособных автомобилей семейства МАЗ, можно представить схемой, приведенной на рис.5.

Таким образом, выполненные работы РУП «МАЗ» совместно с техническими университетами республики позволяют решать проблему повышения конкурентоспособности автомобилей семейства МАЗ технологическими методами за счет:

1. Создания новых наукоемких технологий и оборудования, обеспечивающих изготовление малолитровых рессор, отличающихся высокой производительностью и экономичностью.

2. Технологии горячей вальцовки заготовки балки передней оси МАЗа, дающей экономию металла на 22% и увеличивающей стойкость штампов в 1,5 раза

3. Технологии получения точных по размерам и форме заготовок из пруткового материала, которая позволяет получить экономию металла до 10%.

4. Технологии электромагнитной наплавки с поверхностным пластическим деформированием, повышающей долговечность деталей автомобиля и увеличивающей ресурс их службы на 30-40%.

5. Разработки комбинированных инструментов, обрабатывающих одновременно несколько поверхностей с улучшением качества рабочих поверхностей деталей.

6. Создания компьютерного варианта формирования новых наукоемких технологий с записью информации на CD-ROM, что позволяет автоматизировать поиск путей совершенствования технологических процессов с точки зрения оптимизации основных технико-экономических показателей.

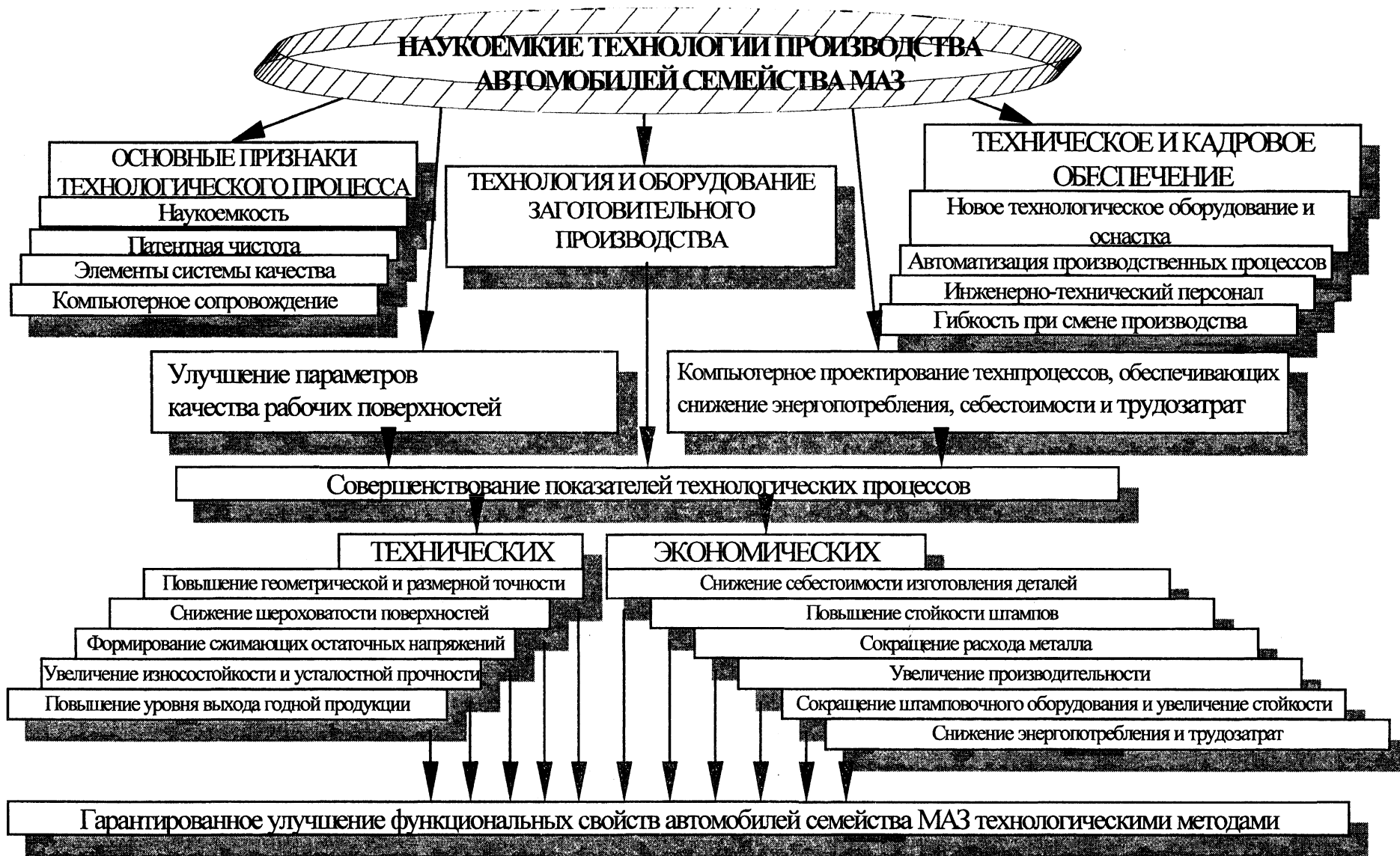


Рис. 5. Структура наукоемких технологий, обеспечивающих конкурентоспособность автомобилей семейства МАЗ

О ПРОЕКТИРОВАНИИ СИЛОВЫХ СИСТЕМ ПО КРИТЕРИЯМ ТРИБОФАТИКИ

¹⁾ НПО ТРИБОФАТИКА

Гомель, Беларусь

²⁾ НИРУП "Белавтортракторостроение"

Минск, Беларусь

³⁾ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Москва, Россия

⁴⁾ Институт проблем прочности НАН Украины

Киев, Украина

Введение. К настоящему времени расчеты на прочность при проектировании машин и оборудования (по предельному состоянию) приобрели классическое завершение. В последние десятилетия развитие техники потребовало разработки методов оценки ресурса и живучести, и они были созданы на базе механики деформируемого твердого тела путем построения механики рассеянной поврежденности и механики трещин (механики разрушения).

Нельзя сказать, что аналогичные достижения имеются в области расчетов на трение и износ. По нашему мнению, это связано, в частности, с тем, что в основу таких расчетов положена не механика деформируемого твердого тела, а механика дискретного контакта тел с шероховатой поверхностью. Если нулевым признается линейный износ на глубину, соответствующую высоте неровностей, то очевидно, что взаимодействие тел при трении и изнашивании должно быть описано с учетом деформирования и поверхностного разрушения шероховатых поверхностей контакта.

Между тем современный этап развития машиностроения ставит перед наукой очередную – более сложную задачу: проектирование силовых систем, которые работают при сочетании контактных и внеконтактных нагрузок, например, в условиях механической усталости с одновременной реализацией процессов трения в любых его проявлениях (скольжение, качение, фреттинг и др.). Как правило, это наиболее ответственные узлы машин и оборудования; методы их расчета должны быть разработаны с учетом комплексного – износоусталостного повреждения (ИУП) и разрушения их элементов.

Ниже изложены основы таких расчетов, разрабатываемые в рамках трибофатики [1–4].

Предельное состояние. Расчетные схемы типичных силовых систем показаны на рис.1.

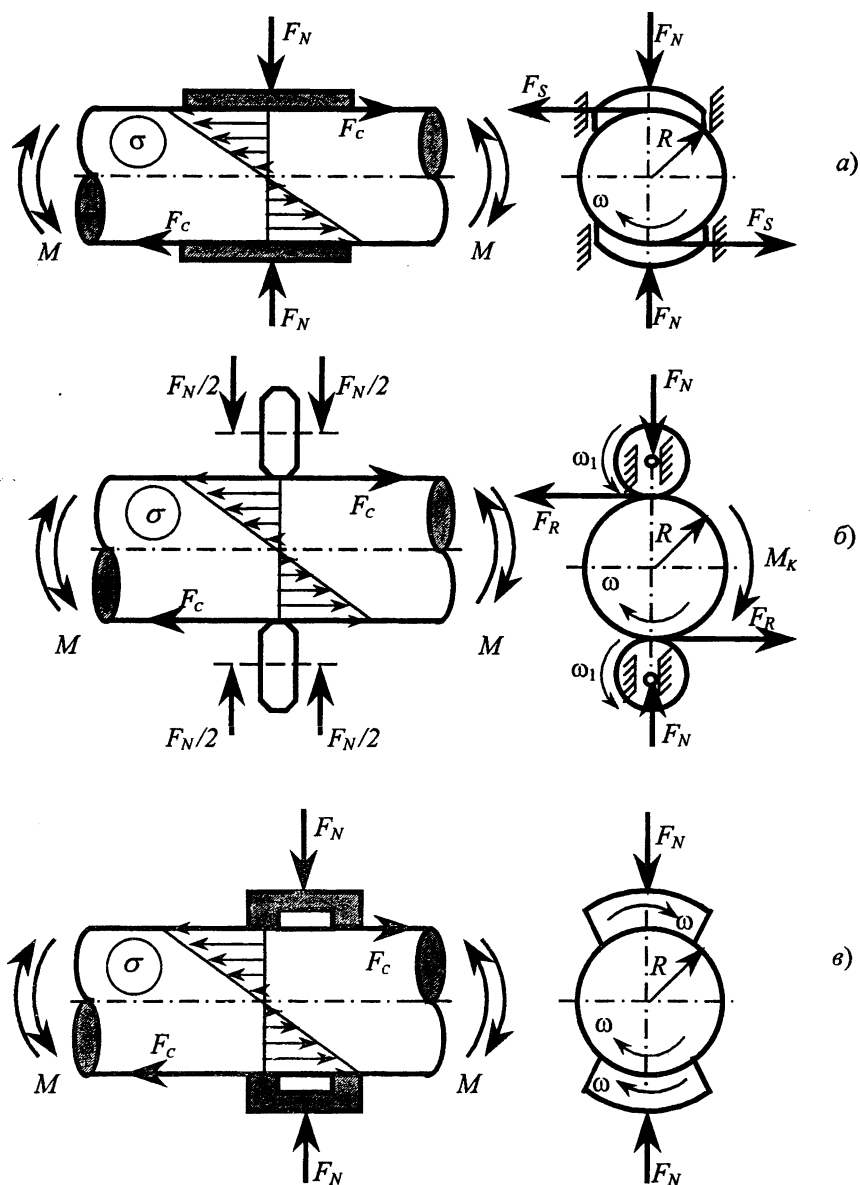


Рисунок 1 – Схемы силовых систем, работающих в условиях фрикционно-механической (а), контактно-механической (б) и фреттинг-усталости (в)

Для таких систем примем, что эффективная (т.е. расходуемая на образование и накопления разнообразных ИУП) энергия в силовой системе пропорциональна квадрату нормальных напряжений ($a_\sigma \sigma^2$), квадрату фрикционных напряжений ($a_\tau \tau_w^2$), температуре в зоне контакта ($a_T T_\Sigma$), обусловленной всеми источниками тепла, и скорости электрохимического (коррозионного) повреждения (D). Тогда критерий достижения силовой системой предельного состояния можно записать в следующем виде:

$$R_{T/M} \left[\frac{a_T}{1-D_T} T_\Sigma + R_{\sigma/\tau} \left(\frac{a_\sigma}{1-D_\sigma} \sigma^2 + \frac{a_\tau}{1-D_\tau} \tau_w^2 \right) \right] = U_0. \quad (1)$$

Если относительные меры термодинамического (ω_T), силового (ω_σ) и фрикционного (ω_τ) повреждений с учетом влияния коррозии (D)

$$\omega_T = \frac{a_T T_\Sigma}{U_0(1-D_T)}, \quad \omega_\sigma = \frac{a_\sigma \sigma^2}{U_0(1-D_\sigma)}, \quad \omega_\tau = \frac{a_\tau \tau_w^2}{U_0(1-D_\tau)}, \quad (2)$$

то мера комплексного ИУП

$$\omega_\Sigma = R_{T/M} [\omega_T + R_{\sigma/\tau} (\omega_\sigma + \omega_\tau)] \quad (3)$$

и тогда критерий (1) будет

$$\omega_\Sigma = 1. \quad (1a)$$

Здесь $R_{\sigma/\tau}$ учитывает взаимодействие эффективных частей механической энергии, обусловленных нормальными σ (от внеконтактных сил) и фрикционными τ_w (от контактной нагрузки) напряжениями, а $R_{T/M}$ – взаимодействие тепловой и механических составляющих эффективной энергии; кроме того, величины $R \gg 1$ учитывают и процессы залечивания повреждений, коков бы ни был их механизм. Коэффициенты $a \ll 1$ выделяют из полной механической и тепловой энергии их эффективные части, а U_0 – энергетическая константа вещества, не зависящая от условий деградации материала. Так, принимая во внимание физико-механические [5] и термодинамические [6] представления о процессах разрушения, запишем

$$U_M = s_k \frac{\sigma_{th} C_a}{E \alpha_V} = U_0 = kT_s \ln \frac{k\Theta_D}{h} = U_T,$$

где C_a – атомная теплоемкость; α_V – коэффициент термического расширения объема; σ_{th} – теоретическая прочность; T_s – температура плавления; k – постоянная Больцмана; Θ_D – температура Дебая; h – постоянная Планка; E – модуль упругости; s_k – коэффициент приведения.

Вклад процессов коррозии в ИУП силовой системы характеризуют параметры $0 \leq D \leq 1$, которые можно определить так:

$$1 - D_T = b_T (v_{ch} / v_{ch(T)})^{m_\nu(T)}; \quad 1 - D_\sigma = b_\sigma (v_{ch} / v_{ch(\sigma)})^{m_\nu(\sigma)}; \quad 1 - D_\tau = b_\tau (v_{ch} / v_{ch(\tau)})^{m_\nu(\tau)} \quad (4)$$

где v_{ch} – скорость коррозии в данной среде; $v_{ch(T)}$, $v_{ch(\sigma)}$, $v_{ch(\tau)}$ – скорость коррозии в той же среде соответственно при термическом, силовом, фрикционном воздействии; b – коэффициенты, которые учитывают коррозионную эрозию; m_ν – параметры, определяющие интенсивность электрохимического повреждения материала при силовом (индекс σ), фрикционном (индекс τ) и термодинамическом (индекс T) нагружении.

Параметры a находят из граничных условий при отсутствии коррозии ($D = 0$):

$$\text{если } T_\Sigma = 0, \sigma = 0, \quad \text{то } a_\tau \tau_*^2 = U_0, \quad a_\tau = U_0 / \tau_*^2$$

$$\text{если } T_\Sigma = 0, \tau_w = 0, \quad \text{то } a_\sigma \sigma_*^2 = U_0, \quad a_\sigma = U_0 / \sigma_*^2$$

$$\text{если } \sigma = 0, \tau_w = 0, \quad \text{то } a_T T_* = U_0, \quad a_T = U_0 / T_*$$

Здесь σ_* , τ_* , T_* – пределы деструкции материала соответственно при силовом, фрикционном, термическом воздействии.

Графическое представление уравнения (1) дано на рисунке 2 в виде многокритериальных диаграмм 1-5 предельных состояний различных силовых систем. Здесь ось ординат служит прочностной шкалой, а ось абсцисс – трибологической шкалой ($\tau_w =$

Если изучается обратный эффект, то аналогично из (1) имеем

$$\tau_{f\sigma} = \tau_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}, \quad (6)$$

где должно быть

$$\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2} \geq 0.$$

Принимая во внимание формулы (5) и (6), запишем соответствующие условия прочности

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_{-1\tau} / n_{\sigma\tau}, \quad (7)$$

$$\tau_w = fp_a \leq [\tau] = \tau_{f\sigma} / n_{\tau\sigma}. \quad (8)$$

Условие (8) можно записать и по контактному давлению

$$p_a \leq [p] = p_{f\sigma} / n_{p\sigma}. \quad (9)$$

В формулах (7) – (9) $[\sigma]$, $[\tau]$, $[p]$ – допускаемые напряжения, n – соответствующие коэффициенты запаса. Используя (7) – (9), нетрудно, применяя известные процедуры сопротивления материалов, ставить и решать любую из трех задач: 1) проверка прочности, 2) выбор материалов для изготовления элементов силовой системы, 3) определение размеров их поперечного сечения.

Так, из (7) с учетом (5) получаем формулу для вычисления требуемого момента сопротивления (изгибу) вала (см. рис. 1)

$$W = \frac{Mn_{\sigma\tau}}{\sigma_{-1\tau}} = \frac{Mn_{\sigma\tau}}{\sigma_{-1} \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}}. \quad (10)$$

А из (8) с учетом (6) получаем формулу для вычисления требуемой (номинальной) площади (контакта) контртела

$$A_a = \frac{fF_N n_{\tau\sigma}}{\tau_{f\sigma}} = \frac{fF_N n_{\tau\sigma}}{\tau_f \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma/\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_{-1}^2}}}. \quad (11)$$

Нетрудно видеть, что расчет вала с использованием формулы (10), а контртела – формулы (11) позволяет выполнить проектирование силовой системы по основным критериям трибофатики.

Управление процессами ИУП. Общее содержание задачи управления процессами ИУП таково (рисунки 3).

Силовая система (СС) рассматривается как объект управления. Задача формирования оптимальной программы управления ставится как оптимизационная: $F(\sigma, p) \Rightarrow \min$, $C_0 \Rightarrow \min$, т. е. на основании технико-экономического расчета устанавливается параметр $\text{opt } F$ оптимизации. При эксплуатации СС измеряется множество $\{a_j\}$ параметров a_j ее состояния. По результатам измерений формируется текущая мера $\omega_\Sigma(t)$ комплексного ИУП, которая является функцией времени t и частных мер поврежденности ω_σ , ω_p , ω_{ch} , ω_T , обусловленных циклическими напряжениями (индекс σ), контактным давлением (индекс p), процессами электрохимической коррозии (индекс ch), температурой (индекс T) в зоне контактного взаимодействия элементов СС. Состояние СС в любой момент эксплуатации оценивается по интегральному параметру $F_t(\sigma, p, \omega_\Sigma(t))$. Дальнейшая цель состоит в сопоставлении (сравнении) оптимального ($\text{opt } F$) и текущего (F_t) значений интегрального параметра F . На основании получаемого рас-

согласования ΔF параметров орт F и F_i решается задача синтеза динамического или оптимального управления $U = \varphi(\Delta F)$. Физическую реализуемость управления СС обеспечивает исполнительный орган (ИО).

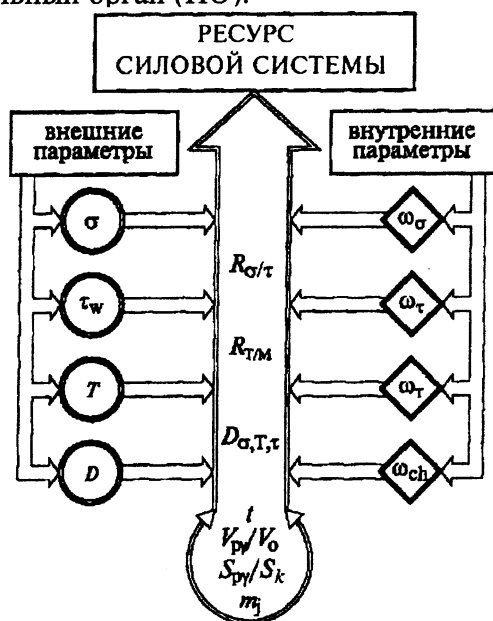


Рисунок 4 – Трибофатические каналы управления ресурсом силовой системы

Основные tf -каналы (трибофатические) управления ИУП представлены на рисунке 4, к которым относятся *а*) конструктивно-технологические параметры ($V_{Pj}/V_0, S_{Pj}/S_k$), *б*) параметры $m_j, j = 1, 2, \dots, n$, состава, строения и (механо-физико-химических свойств) материалов, *в*) нагрузочные параметры (σ, T, τ_w, D), *г*) параметр времени (t), *д*) параметры состояния (поврежденности) элементов ($\omega_\sigma, \omega_\tau, \omega_T, \omega_{ch}$), *е*) параметры взаимодействия повреждений ($R_{\sigma/\tau}, R_{T/M}, D_{\sigma,T,\tau}$).

Если с технико-экономической точки зрения задача оптимального управления процессами ИУП определена (см. рисунки 3, 4) и решена, это не означает, что проектируемая машина удовлетворяет современной концепции ее безопасности. Хотя требуемый ресурс обеспечен, но гарантии безопасности для персонала (и окружающей среды) могут быть нарушены. Отсюда вытекает необходимость реализации подхода КРН (рисунок 5). Заметим, с другой стороны, что качество, риск, безопасность могут оказаться не только недостаточными, но и избыточными, что безусловно выявляется при эксплуатации машины; поэтому управляющее воздействие записано со знаками $\pm U$.

Если мера комплексного ИУП в первом цикле нагружения силовой системы оценивается по (3), то накопление повреждений во времени можно прогнозировать по функции [7, 8]:

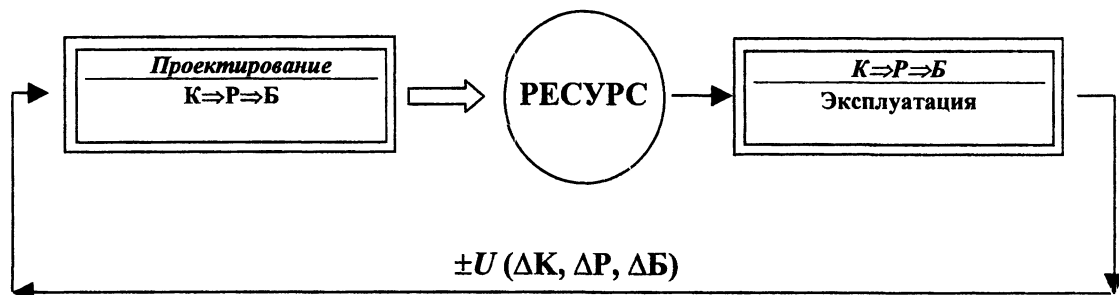


Рисунок 5 – К задаче управления ИУП с учетом подхода КРБ (качество – риск – безопасность)

$$\omega_{\Sigma n} = \left[1 - \left(1 - \frac{n}{N} \right)^h \right]^q. \quad (12)$$

где $n = n(\sigma, \tau_w)$ – число циклов нагружения силовой системы, $N = N(\sigma, \tau_w)$ – число циклов до наступления ее предельного состояния по любому признаку, т. е. долговечность силовой системы, $h \geq 1$, $q \geq 1$ – параметры разупрочнения–упрочнения материала. Функция (12) прогнозирует при $h = 1$, $q = 1$ линейный закон накопления ИУП; при $q = 1$, $h \geq 1$ – нелинейное разупрочнение; при $q > 1$, $h = 1$ – нелинейное упрочнение; при $h > 1$, $q > 1$ – сложные процессы упрочнения–разупрочнения.

Мера (3) комплексного ИУП может изменяться в интервале

$$0 \leq \omega_{\Sigma n} \leq 1.$$

Следовательно, условием недостижения предельного состояния силовой системы (по любому критерию) будет

$$n_{\Sigma} = \frac{1}{\omega_{\Sigma n}} \leq [n], \quad (13)$$

при этом допустимый коэффициент безопасности устанавливается технико-экономическим расчетом и, очевидно, должен быть $[n] > 1,0$.

Для реализации подхода КРБ (см. рис. 5) используют показатель риска [9, 10]

$$\rho(x) = \frac{D(x)}{P(x)}, \quad (14)$$

где $P(x)$ и $D(x)$ – статические показатели качества и его нарушения, определяемые по данной характеристике x сопротивления ИУП, а λ_x – переходная функция, обеспечивающая тождество

$$\lambda_x \rho(x) \equiv \rho(t),$$

где риск применения силовой системы

$$\rho(t) = \frac{P(t)}{Q(t)}, \quad (15)$$

$P(t)$, $Q(t)$ – вероятность ее отказа и безопасной работы за время t . Показатель безопасности определяется как величина, дополняющая показатель риска до единицы, т. е.

$$R_p = 1 - \rho. \quad (16)$$

Процедуры оценки показателей $P(x)$ и $D(x)$ в (14) регламентирует стандарт СТБ 1234 – 2000.

Таким образом, задача управления ИУП, проиллюстрирована на рис. 3 – 5, оказывается реализуемой и расчетным путем с помощью формул (12) – (16).

Заключение. Ввиду того, что процессы трения и изнашивания существенно изменяют характеристики сопротивления усталости элементов конструкций, а циклические напряжения, в свою очередь, существенно изменяют износостойкость узлов трения [1 – 4], расчеты силовых систем необходимо вести с учетом прямого и обратного эффектов. Это означает, что пришло время для перехода от расчетов отдельных деталей к проектированию силовых систем по критериям трибофатики.

В данном докладе изложены основы такого проектирования.

По нашему мнению, применительно к силовым системам традиционная цель борьбы (любыми средствами) с усталостью или износом не может считаться рациональной, поскольку взаимодействие этих явлений в ряде случаев приводит не к деградации системы, а, наоборот, к увеличению ее несущей способности и долговечности [1 – 4]. Это означает, что основной задачей является оптимальное управление процессами износоусталостного повреждения. Конечно, эта задача является весьма сложной, но за-

то и очень практичной: речь идет об эффективном управлении эксплуатационной работоспособностью при обеспечении требуемой безопасности наиболее ответственных – силовых систем машины, что обуславливает снижение затрат труда, средств и материалов в сферах производства и эксплуатации.

В данном докладе и предложен алгоритм управления ИУП, обеспеченный основными расчетными формулами.

Литература. 1. Библиографический список работ по трибофатике (1985-2000). (Международный координационный совет по трибофатике). Составители Т.Есева, С.Тюрин.-Гомель, 2000. -26 с. 2. Л.А.Сосновский, В.Т. Трощенко, Н.А. Махутов, Гао Ван-Чжэн, А.В. Богданович, С.С. Щербаков. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 171 с. 3. Proc. of III Intern. Symposium on Tribo-Fatigue (ISTF'2000: Oct. 22-26, 2000, Beijing, China). Ed. by Gao Wanzhen and Li Jian. –Hunan University Press, China, 2000. –653 p. 4. Сосновский Л.А., Махутов Н.А. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности машин. – Москва, Гомель: 2000. – 304 с. 5. Журков С.Н. Дилатонный механизм прочности твердых тел / Физика прочности и пластичности. – Л.Наука, 1986, С. 5-11. 6. Иванова В.С., Терентьев В.Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 455 с. 7. Трибофатика-98/99: Ежегодник. Под общ. ред Л.А. Сосновского//Вып. 1: Теория накопления износоусталостных повреждений. Под ред Н.А. Махутова/ Авт.: Л.А. Сосновский, А.В. Богданович. – Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. – 60 с. 8. Сосновский Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения. - Минск: Наука и техника, 1987. - 288 с. 9. Сосновский Л.А. Показатель безопасности и оперативная характеристика риска. – Гомель: 1991. – 16с. 10. Качество материалов и силовых систем / Авт.: Жмайлик В.А., Подобедов В.Н., Сосновский Л.А. – Гомель: 1998. – 164с.

УДК 621.923.

**П.И. Ящерицын; А.П. Ракомсин; М.И. Сидоренко;
Л.Е. Сергеев; А.М. Миронов**

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ОБРАБОТКИ МЕЛКОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МЕТОДОМ МАО

*Физико-технический институт НАН Беларуси, Республиканское унитарное предприятие «МАЗ», Белорусский государственный аграрный технический университет
г. Минск, Беларусь*

На сегодняшний день одним из методов получения мелко модульных зубчатых колес является холодное накатывание. Данный способ позволяет сформировать точный профиль зуба.

Во время процесса прикатки обрабатываемое зубчатое колесо и инструмент – накатник, имеющий форму цилиндрического зубчатого колеса, находятся в беззазорном зацеплении [1]. В результате взаимного относительного скольжения профилей зубьев заготовки и инструмента на противоположных сторонах зуба колеса материал припуска течёт в разных направлениях. На ведомой стороне профиля зуба колеса металл перемещается от головки и ножки зуба к делительной окружности. В результате этого на делительной окружности происходит наволакивание металла – образуется выступ. На

противоположной стороне профиля зуба металл перемещается от делительной окружности к головке и ножке зуба, в результате в зоне делительной окружности появляется впадина. Вследствие течения металла в сторону головки зуба наружный диаметр обрабатываемого колеса увеличивается (образуется рогообразный нарост). Различный характер деформаций и течения металла на обеих сторонах зубьев создают трудности в получении симметричного профиля зуба колеса. Чтобы получить удовлетворительные результаты, вводят различную коррекцию на каждой стороне зуба накатника, однако полностью устранить рогообразный наплыв не возможно.

Оптимальным способом решения данной задачи является обработка наружного диаметра зубчатого колеса шлифованием после закалки. Вследствие шлифования образуется множество заусенцев и прижогов, что требует последующей финишной обработки. На сегодняшний день для этой цели применяются [2]: притирка, зубохонингование, электрохимическая обработка. Обладая рядом достоинств, данные способы имеют и не решенный комплекс проблем: постоянный монтаж – демонтаж притирочной системы (привод, относительное расположение); постоянная замена притирочной массы; необходимость утилизации отработанного абразива; длительность процесса; высокая квалификация рабочего; высокая стоимость инструмента; экологическая вредность процесса.

В связи с возрастающими требованиями к повышению качества и производительности процесса обработки деталей машин всё больше ощущается необходимость применения новых способов финишных операций. Одним из таких методов является магнитно-абразивная обработка (МАО) [3]. Сущность МАО при обработке по схемам с механическим приводом заключается в том, что обрабатываемой поверхности детали или порошок с магнитными и абразивными свойствами, помещённым в магнитное поле, сообщают принудительное движение относительно друг друга. Съём металла осуществляется в результате силового воздействия порошка на поверхность детали и указанных относительных движений. Обрабатываемая деталь 1 (рис. 1) помещается между полюсными наконечниками 2 электромагнита с некоторыми зазорами δ , в которые подается ферро – абразивный порошок (ФАП). Механическим приводом детали сообщается вращательные и осциллирующие вдоль оси движения. Силами магнитного поля зерна порошка удерживаются в рабочих зазорах, прижимаются к поверхности детали и производят её обработку.

Достоинства МАО: полная механизация шлифовально – полировальных операций, позволяющая повысить производительность труда в 3 – 5 раз по сравнению с существующими методами поштучной абразивной обработки; применение дешевого магнитно – абразивного порошка, снижающее в 2 – 3 раза затраты на абразивный инструмент; нет необходимости в жесткости системы СПИД и др.

Для прерывистой поверхности распределение магнитного потока во многом носит характер неопределенности. Это связано со стремлением магнитного потока осуществить свое прохождение по энергетически выгодному участку магнитной цепи. Поскольку магнитная индукция является плотностью магнитного потока и его основной силовой характеристикой, то знание ее распределения в рабочей зоне при МАО позволит спрогнозировать процесс финишной обработки зубчатых колес. Проблема МАО зубчатых колес заключается в сложности обработки переменного по разности величин диаметра окружностей их выступов и впадин. Это связано с тем, что по мере удаления от проводника с током, вокруг которого согласно закона Ампера поле, последнее ослабевает. Падение напряженности поля, являющейся его силовой характеристикой, приводит соответственно к уменьшению давления ФАП на обрабатываемую поверхность, а в конечном итоге и снижению съема материала. В связи с изложенным выше возникает задача оптимального применения данного метода с целью полного использования тех-

нологических возможностей МАО. Как указывалось, например, выше именно наличие модуля $m \leq 2,5$ мм практически ограничивает финишную обработку зубчатых колес методом зубохонингования [1], а по данным [5], магнитное поле, проникающее в паз, затухает на глубине, примерно равной его ширине. Следовательно, чем меньше модуль зубчатого колеса, тем эффективнее происходит процесс съема материала обрабатываемого изделия, несмотря на переменность величин диаметров выступов и впадин при использовании МАО. Кроме того, положительным фактором данного процесса служит наличие эвольвентного профиля контура зуба (его условно можно считать трапециидальным), что увеличивает эффективность доступа ФАП в зону обработки и повышает ее качество. Второе важное условие заключается в том, что острая кромка представляет собой концентратор магнитного потока и именно здесь будет наибольшая плотность этого потока. образуется магнитное

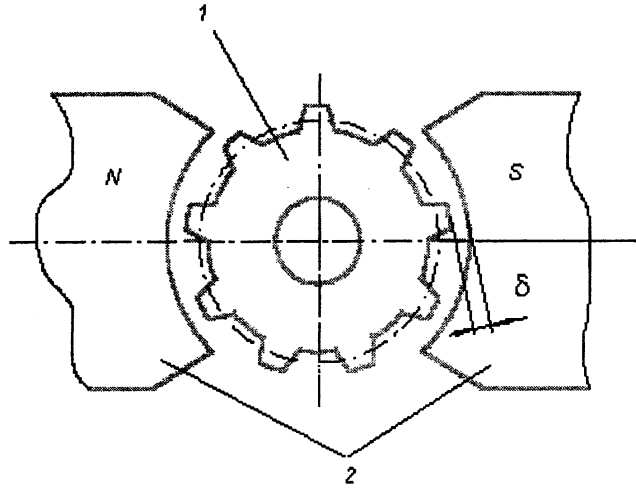


Рис. 1 Схема магнитно-абразивной обработки зубчатых колес.

Наиболее предпочтительным является математический путь решения задачи. Это дает общие формулы для расчета магнитного поля в зоне обработки и возможности получения картины этого поля, что приводит к оценке потенциала процесса МАО. Данное исследование производится в области между поверхностями полюса электромагнитной системы (ЭМС) и зубчатой поверхностью колеса плоскости Z. Ее можно представить в виде четырехугольника ABCD (рис. 2). Отображение этого четырехугольника на полуплоскость Q при использовании интеграла Кристоффеля – Шварца в общем виде выглядит следующим образом

$$Q = C \int_{Q_0}^Q (Q-a)^{\alpha_1-1} (Q-b)^{\alpha_2-1} (Q-c)^{\alpha_3-1} (Q-d)^{\alpha_4-1} + C_1 \quad (1)$$

где d, b, c, d – координаты вершин четырехугольника ABCD;

$C; C_1; Q_0$ – произвольные постоянные;

$\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3; \alpha_4$ – углы при вершинах четырехугольника ABCD (в долях π).

Решение для данного случая после ряда преобразований имеет вид [4]:

$$\frac{P}{2\delta} = \frac{1}{\delta} \left\{ \begin{aligned} & \left[\text{Ln}(1-\beta) - \alpha \text{Ln}(\alpha\beta-1) + \frac{1}{2} \left[\frac{\alpha \text{Ln}(1+\alpha\beta+\alpha^2\beta^2)}{\text{Ln}(1+\beta+\beta^2)} \right] + \sqrt{3} * \right] \\ & * \left(\alpha \text{arctg} \frac{2+\alpha\beta}{\sqrt{3}\alpha\beta} - \text{arctg} \frac{2+\alpha\beta}{\sqrt{3}\beta} \right) \end{aligned} \right\} + \frac{\sqrt{3}}{2} (1-\alpha) \quad (2)$$

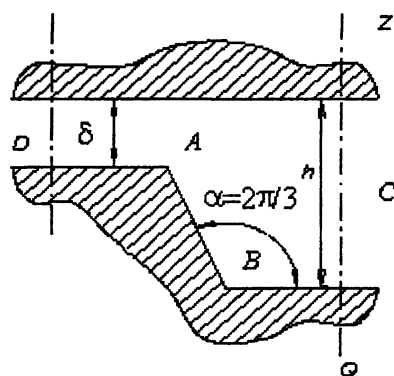


Рис. 2 Рабочая зона зубчатого контура колеса при MAO с условием $\alpha = 2\pi/3$.

где P – шаг зубчатого колеса, мм;

β – зазор между полюсом ЭМС и диаметром вершин зубчатого колеса, мм;

$\alpha = \frac{h}{\delta}$, h – глубина паза, мм;

Из выражения (2) следует, что минимальное значение относительной индукции

$$\beta = \frac{B}{B_{\max}} = \sqrt[3]{\frac{Q+1}{Q+\alpha^3}};$$

$$\beta = \frac{1}{\alpha} \quad (3)$$

При $h = 0$ (гладкая цилиндрическая поверхность), $\beta = 1$, а если $h \neq 0$, то зависимость $\beta_{\min} = f(\alpha)$ имеет вид гиперболы (рис. 3). Задаваясь значениями относительной индукции β и подставляя их в уравнение (2), выявляются соответствующие значения $\frac{P}{2\delta}$ при разных β . Приводя данные показатели применительно к реальному зубчатому колесу (диаметры окружности вершин и впадин, модуль зацепления и т. д.) и магнитному полю (магнитная индукция), можно определить наиболее приемлемые условия обработки и установить возможности процесса MAO для получения необходимых его качества и производительности. На рис. 3 приведена зависимость $\beta = f\left(\frac{P}{2\delta}\right)$ при значении $\alpha = 120^\circ$ (трапециидальный зуб), что наиболее отвечает форме рабочего контура зубчатого колеса.

Проведенные исследования позволили определить, что максимально возможным значением α , при котором осуществляется процесс MAO, является диапазон 4 – 6. Преобразовав, $\frac{P}{2\delta}$ как $\frac{\pi m}{2\delta}$ и подставляя данный диапазон, можно варьируя показателями m и δ , произвести прогнозирование обработки мелко модульных зубчатых колес методом MAO.

На основании вышеизложенного были проведены исследования, направленные на оценку технологических возможностей метода MAO при обработке мелко модульных зубчатых колес ($m = 1,5$ мм). Шестерни имели косой зуб, $\beta = 12^\circ$, материал – сталь 40X ГОСТ 4543 – 71, 40 – 44 HRC₃, оборудование – СФТ 2.150.00.00.000 производства ФТИ НАН Беларуси, ферроабразивный порошок – Fe - TiC – 15% ТУ 38.59011 76 – 91., 3% водный раствор. Параметры и режимы обработки: величина магнитной индукции, $B = 1$ Тл; скорость резания, $V_p = 0,15$ м/с; амплитуда осцилляции, $A = 1,5$ мм; коэффициент заполнения рабочего зазора, $K_3 = 1$; величина рабочего зазора, $\delta = 1$ мм. Основная задача обработки методом MAO заключалась в скругления фасок зубчатого контура

колес и устранении заусенцев, образованных предшествующей операцией шлифования по наружному диаметру деталей. Результаты проведенных исследований показали высокую эффективность процесса MAO.

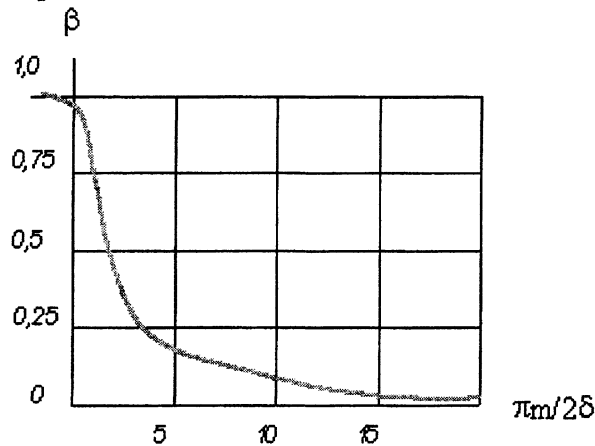


Рис.3 Распределение относительной индукции β в пазу зубчатого колеса при $\alpha = 2\pi/3$.

Таким образом, на основании проведенных исследований установлено, что в качестве высокоэффективного метода финишной обработки мелкозубчатых колес выступает процесс MAO, позволяющий получить требуемые эксплуатационные характеристики этих деталей.

Литература. 1. Производство зубчатых колёс; Справочник / С. Н. Калашников, А. С. Калашников, Г. И. Коган и др. : Под. общ. ред. Б. А. Тайца М.: «Машиностроение», 1990. – 464 с. 2. Г. И. Коган «Отделка зубчатых колёс» 2 – е изд. Перераб. МАШГИЗ Москва 1962. – 118 с. 3. Сакулевич Ф.Ю. Основы магнитно-абразивной обработки. – Мн.: Наука и техника, 1981. – 328 с. 4. Скрузитис К. Э. Расчет магнитного поля зубчатого ротора. – Бесконтактные электрические машины, II, Изд. АН Латв. ССР, 1962.. – 320 с. 5. Брынский Е. А., Данилевич Я. Б., Яковлев В. И. электромагнитные поля в электрических машинах. – Л.; Энергия, 1979. – 176 с.

УДК 658.516:658.562

В.Н. Корешков, Н.А. Кусакин, В.Л. Соломахо

МЕХАНИЗМ СОГЛАСОВАНИЯ ГОСУДАРСТВЕННЫХ И МЕЖДУНАРОДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ НОРМАТИВНЫХ ДОКУМЕНТОВ

Госстандарт Республики Беларусь

Белорусский государственный институт стандартизации и сертификации

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Гармонизация государственных стандартов с международными в настоящее время стала базовым принципом стандартизации, поскольку эквивалентные стандарты не создают скрытых препятствий на пути международной торговли. Это нашло отражение в Соглашениях по техническим барьерам в торговле (ТБТ) и санитарным и фитосанитарным нормам (СФС) Всемирной торговой организации (ВТО), согласно которым член ВТО должен перенести акцент с разработки национальных стандартов на применение международных. Разработку национальных стандартов следует осуществ-

лять только на те объекты, на которые отсутствуют международные стандарты. Это подтверждает практика Европейского Союза, которая направлена на приоритетное применение международных стандартов (МС).

Правила принятия международных стандартов определены Международной организацией по стандартизации (ИСО) и Международной электротехнической комиссией (МЭК), в руководствах которых установлены общие рекомендации по принятию стандартов. С этой целью разработан государственный стандарт СТБ 1.9-2002 и проект межгосударственного стандарта, который одобрен странами СНГ.

Степень гармонизации государственных и международных стандартов определяется моделью классификации, предполагающей три степени соответствия: идентичную, модифицированную, неэквивалентную (рис.1).

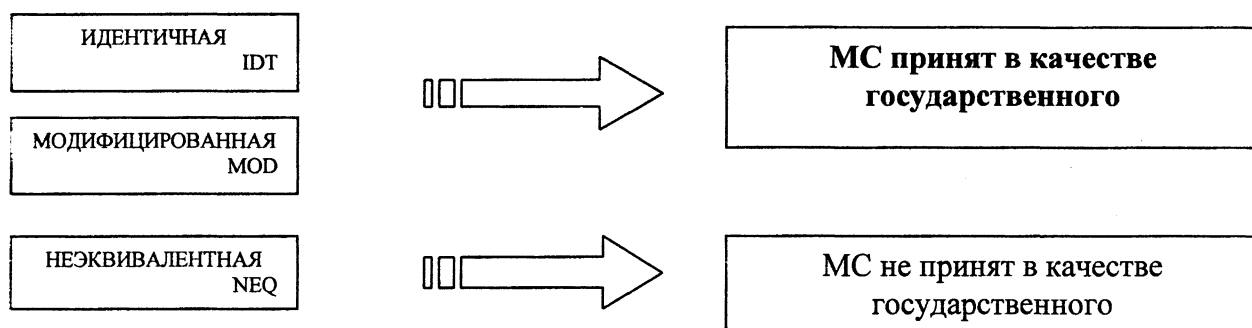


Рис.1 Степень соответствия международных стандартов государственным.

При этом устанавливаются критерии отнесения к соответствующей степени:

- идентичные стандарты – полностью совпадают по техническому содержанию и форме представления;
- модифицированные – содержат технические отклонения и/или различия по форме представления при условии их идентификации и объяснения;
- неэквивалентные – имеют неидентифицированные технические отклонения и/или различия по форме представления.

Предпочтительным является принятие государственных стандартов идентичных международным, поскольку в них будут отсутствовать технические отклонения, создающие технические барьеры.

Международные стандарты могут приниматься в качестве модифицированных государственных стандартов, если установленные в них требования не обеспечивают безопасность продукции, работ и услуг для жизни, здоровья и имущества граждан, охрану окружающей среды, единство измерений или присутствуют существенные различия климатического, географического характера или фундаментальные технологические проблемы.

Модифицированный государственный стандарт по отношению к международному стандарту может:

- устанавливать только часть требования из международного стандарта, менее жёсткие требования (содержать меньше);
- расширять область применения стандарта, устанавливать более жёсткие требования, дополнительные требования, например, испытания (содержать больше);
- сохранять идентичной структуру стандарта, однако содержать отдельные различия в технических требованиях (изменять часть международного стандарта);
- предоставлять возможность применения альтернативных требований по отношению к международному стандарту (обеспечивать альтернативный выбор).

Наличие неэквивалентной степени соответствия между государственным стандартом и международным означает, что данный стандарт не принят в качестве государственного стандарта.

Степень соответствия указывается в государственном стандарте посредством буквенного символа для: идентичных стандартов – «IDT»; модифицированных стандартов – «MOD»; неэквивалентных стандартов – «NEQ».

В каталогах, информационных указателях, перечнях, базах данных и т.д. идентификация государственных стандартов должна дополняться указанием степени соответствия, ссылочным номером и датой принятия международного стандарта.

Принятие международного стандарта осуществляется тремя основными методами: подтверждения, титульного листа, переиздания.

Метод подтверждения предусматривает только публикацию национальным органом по стандартизации «уведомления о присоединении» и пользователю стандарта необходимо дополнительно приобретать оригинал международного стандарта без его перевода для последующего применения. Данный метод в настоящее время не сможет найти широкого применения, так как значительная цена оригинала международного стандарта и отсутствие перевода на русский язык создадут препятствия для пользователя.

При применении метода титульного листа международный стандарт издается с обложкой государственного стандарта, текст международного стандарта прилагается. Метод используется в случае официального издания международного стандарта на русском языке.

Метод переиздания международного стандарта в качестве государственного стандарта осуществляется путём опубликования соответствующего государственного стандарта и включает: перепечатку; перевод; составление новой редакции.

При перепечатке государственный стандарт публикуется путём прямого воспроизведения международного стандарта. Данный метод применяется при наличии официальной версии международного стандарта на русском языке.

В случае выполнения перевода государственный стандарт представляет аутентичный перевод международного стандарта. Может быть издан в многоязычной (на русском языке) или в двуязычной форме (с перепечаткой оригинала). Если международный стандарт издается в качестве государственного стандарта и государственный стандарт не является перепечаткой или аутентичным переводом международного стандарта, то это следует считать составлением новой редакции. Составление новой редакции применяется в случае наличия технических отклонений и (или) различий в структуре между государственным и международным стандартам.

Выбор метода принятия международного стандарта в качестве идентичного или модифицированного государственного стандарта осуществляется на основании:

- наличия публикации на русском языке;
- характера вносимых в государственный стандарт изменений по отношению к принимаемому международному стандарту.

Соответствие государственных стандартов международным, европейским стандартам и национальным стандартам промышленно развитых стран позволяет обеспечить взаимозаменяемость продукции, процессов и услуг, взаимное признание результатов испытаний или информации, представляемой в соответствии с этими стандартами. Это позволит создать прозрачную систему, обеспечивающую устранение технических барьеров в торговле на основе международнопризнанных правил и благоприятные предпосылки для подготовки Республики Беларусь к вступлению ВТО.

MECHATRONIC CONTROL SYSTEMS FOR HYDROMECHANICAL TRANSMISSIONS

The Institute of Machine Mechanics of the
National Academy of Sciences of Belarus

INTRODUCTION

The mechatronic electronic-hydraulic control systems (MCS) of hydromechanical transmissions (HMT) belong to the number of new and at the same time the most complicated automotive systems. But it has become evident by this time, that one of the main requirements that they have to meet is reliability and, first of all, safety in exploitation. This can be explained by the fact that in spite of very high reliability of any concrete model, such failures inevitably sometimes occur in the scope of mass production systems. Failures that cause self-arbitrary gearshifts are very dangerous. Failures that cause the loss of manoeuvrability are inadmissible and require that beforehand measures should be taken for its prevention (i.e. paring). As the analysis of patents of leading world automotive companies shows, this is recognized by practically all known HMT designers. In many patents it is shown beforehand what can possibly happen in case of failure of concrete electromagnet or valve (see [1], [2] etc.). "Limp home" regime already becomes almost obligatory (see, for example, patent GM for HMT WT [3]).

The difficulties of MCS' hydraulic scheme choosing are caused by the requirement to have "separation" property. This property means, that it must prevent simultaneously engaging friction devices in unforeseen (and, naturally, in prohibited) combinations. It is at this stage that intuition necessary because theoretical methods of the synthesis of the system with such properties are absent.

But within recent years such MCS have appeared, in which such requirements are not met. These are mainly MCS for high-power HMT such as Allison WT series or Caterpillar for quarry trucks.

So, today we can talk of a kind of "philosophy" of MCS scheme choosing: to avoid dangerous failures on the level of the hydraulics or to rely on the electronics. The decision has to be made by the systems designer.

In this paper the approach to this philosophical problem is based on two principal ideas. First of all, from the point of view of theory, the methods of synthesis of control systems are necessary as well as the transmissions synthesis methods. Secondly, safety level and expenses for its providing (i.e. complexity of the design) depend on the degree of responsibility of the vehicle. And there are many cases when the complexity and the price are not as important as the safety.

In our paper [4] it is shown that the behaviour of MCS at failure modes fully depends on the structure of its hydraulic scheme. A method of analysis of the behaviour with the help of the graph of refusals has been worked out. It is shown there, that depending on connection schemes of the elements the safety of MCS changes from satisfactory to inadmissible. The number of possible variants of the scheme is so large, that as a rule the optimal one can not be found intuitively.

So, hydraulic scheme also influences the electronic parts structure. It determines the number of outputs and the order of their work, the peculiarities of gearshift quality etc. Namely that links hydraulic and electronic parts into a uniform mechatronic system.

The method of synthesis of electrohydraulic scheme of the automatic transmission controls is developed in this paper. It is based on the theory of analysis and synthesis of dis-

crete logical devices, that is well known in technical cybernetics, in combination with the use of the methods of safety providing, offered in our paper [4].

1. SETTING OF THE TASK OF THE SYNTHESIS OF HYDRAULIC SCHEME

One of main tasks of MCS is to organize gearshift process. This means that control elements (CEs) of HMT — friction clutches and brakes must be engaged in combinations that correspond to the engagement of certain stages and may not be engaged in unforeseen or prohibited combinations. In a generalized form such system is shown on fig.1. There 1 and 0 are inputs for feed and drain, that connect the scheme with hydraulic pump and sump. Then, $x_1 \dots x_k$ are control inputs that receive signals from electric or hydraulic manual control device or from electronic or hydraulic automatic control device. Outputs $y_1 \dots y_m$ are connected with m hydraulic cylinders of HMT CEs (not shown).

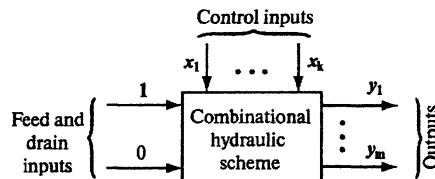


Fig. 1. Generalized form of MCS' hydraulic system in the form of combinational scheme

If we denote the presence or absence of signals on the inputs $x_1 \dots x_k$ and of pressures on the outputs $y_1 \dots y_m$ by 1 and 0, then the scheme on fig. 1 may be considered as the discrete device with binary signals. Then that scheme corresponds to a well known cybernetic device — finite automaton. It changes discrete information and have finite volume of the memory. Scheme on fig. 1 represents a particular case of finite automaton — the scheme without the memory that is known under the name of combinational (switching) scheme. In most cases hydraulic schemes of MCS belong to this one, though systems with hydraulic memory also are known. See, for example, HMT Allison DP8000, 9000.

So, the task of the synthesis of electro-hydraulic scheme is equivalent to the synthesis of combinations circuit, that commutates m outputs with inputs 1 or 0 in dependence on the combinations of signals on inputs $x_1 \dots x_k$. This is one of classical tasks of technical cybernetics.

The theory of combinational schemes is based on the apparatus of mathematical logic (boolean algebra) and the theory of sets. There is a large number of complicated methods of analysis and synthesis of combinational schemes and finite automatons.

Boolean (or logical, binary) variables (arguments) are the magnitudes, that may have only two meanings (for example, YES, NO or 1, 0).

Boolean function $f(x_1, \dots, x_n)$ is the function that also may have only two meanings (1 and 0). The set of combinations of arguments that give meaning 1 of the function y , is named «the set of combinations».

One of the ways to set a boolean function is a so-called state (or truth) table. In the table all combinations of arguments and according to them the meanings of the function are indicated. For example, table 1 sets arbitrary function $y = f(x_1, x_2, x_3)$. The number of its possible meanings is equal to the number of combinations of binary arguments, i.e. $2^3 = 8$. Then its set contains 8 combinations, and table 1 has 8 lines. The function have meaning 1 at input combinations # 2, 4, 5, 7 and meaning 0 at rest combinations.

The simplest hydraulic logical element is a two-way two-position hydraulic distributing valve (fig. 2, a) or «flowing element». In dependence on mutual positions of inlet and outlet hydraulic lines and of the spool, with its help logical operations «repeating» (YES) and

«negation» (NO) can be made. Fig. 2, b,c,d shows its electrical analogue (normally open or closed contact) and images in logical and hydraulic schemes

Table 1

Nº	x_1	x_2	x_3	$f(x_1, x_2, x_3)$
1	0	0	0	0
2	0	0	1	1
3	0	1	0	0
4	0	1	1	1
5	1	0	0	1
6	1	0	1	0
7	1	1	0	1
8	1	1	1	0

2. LOGICAL OPERATIONS IN COMBINATIONAL SCHEMES AND THEIR HYDRAULIC IMPLEMENTATION

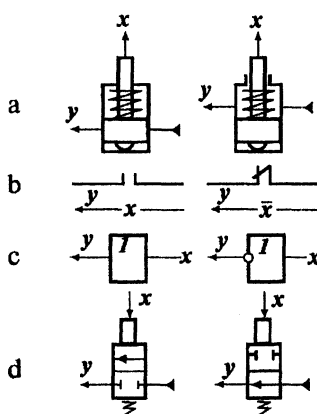
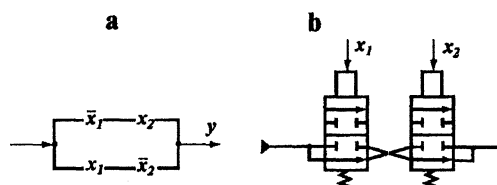


Fig. 2. Simple hydraulic logical element

If the conductivity of hydraulic circuit is denoted by y , then for fig. 2, a we have the logical function $y = x$ (operation YES) and $y = \bar{x}$ (operation NO). So, by means of functions of type $y = (x_1 \dots x_k)$ the structure and the state of hydraulic logical scheme can be worked out. Because of this they are named as conductivity functions or simply as structural formulas.

If the system of structural formulas is obtained by any way, then its transformation and the simplification (minimization) may be done with the help of the laws of boolean algebra. One flowing element shown on fig. 2 corresponds to every letter in formulas, and one their connection to every logical operation sign. For example fig. 3 shows structural (a) and hydraulic (b) schemes for logical function

$$y = (x_1 \& \bar{x}_2) \vee (\bar{x}_1 \& x_2)$$

Fig. 3. Structural and hydraulic schemes for the function $y = (x_1 \& \bar{x}_2) \vee (\bar{x}_1 \& x_2)$

Symbols $\&$ and \vee correspond to functions AND and OR. The simple form of writing function AND – the symbol of algebraic multiplication. Then the simple expression is

$$y = (x_1 \bar{x}_2) \vee (\bar{x}_1 x_2).$$

So, by means of flowing elements logical operations AND, OR, NO may be implemented. It is known, that these functions form a functionally full set. With its help any other logical functions may be obtained (and, in principle, any combinational schemes).

Some more complicated elements are of an interest for HMT. These are two-position spool type valves shown on fig.4. The first of them (see arrangement (a) and scheme (b)) gives boolean functions for four variables, and the second (c, d) — two functions for five variables. It must be noted that the first of them gives functions AND, OR, NO, i.e. with its help all logical operations may be obtained.

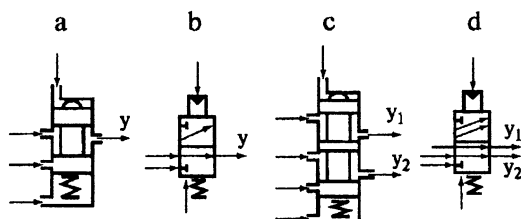


Fig. 4. Two-position spool type hydraulic valves

The difference of hydraulic schemes from electrical is that for switching them off hydraulic devices must be connected with drain. At the same time in electrical circuit its breaking is enough. Because of this hydraulic schemes always must be “two-wire” (see inputs 1 and 0 on fig.1).

Different methods of obtaining the schemes of hydraulic cylinders switching off are known. In our case only one of them is possible: the connection of every of HMT cylinder with drain by means of a special circuit that is always open when pressure circuit to this cylinder is closed. Then conductivity of such a circuit must be switched to the pressure one. Then, its structural formula is the inverted formula of the pressure circuit. For example, if we have the scheme shown on fig.3, then the formula of drain circuit for it may be obtained with the help of boolean algebra laws as

$$\bar{y} = \overline{(x_1 \bar{x}_2) \vee (\bar{x}_1 x_2)} = (x_1 \vee \bar{x}_2) (\bar{x}_1 \vee x_2)$$

3. ABSTRACT AND STRUCTURAL SYNTHESIS OF COMBINATIONAL HYDRAULIC SCHEME

Let us consider the synthesis of the scheme for HMT 4+1 with five CE a, b, c, d, e, that are engaged in next combinations: I — acd, II — abc, III — ace, IV — ade, R — bce, N — e. Let us denote the conductivities of pressure circuits with the same letters as the CE, the conductivities of drain circuits by the same letters with sign of operation NO and the control signals — by letters x with indexes according to numbers of stages. Let us suggest that only one control signal engages any gear. Then, according to the known method for synthesis of abstract combinational schemes, we can write the next system of structural formulas:

$$\begin{aligned} a &= x_1 \vee x_2 \vee x_3 \vee x_4 & \bar{a} &= \bar{x}_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3 \bar{x}_4 \\ b &= x_2 \vee x_R & \bar{b} &= \bar{x}_2 \bar{x}_R \\ c &= x_2 \vee x_R & \bar{c} &= \bar{x}_2 \bar{x}_3 \bar{x}_R \\ d &= x_1 \vee x_4 & \bar{d} &= \bar{x}_1 \bar{x}_4 \\ e &= x_3 \vee x_4 \vee x_R & \bar{e} &= \bar{x}_3 \bar{x}_4 \bar{x}_R \end{aligned}$$

With the help of that system of functions structural scheme of the hydraulic system may be built as depicted above. But it is obviously not optimal because it has a big number of the valves (it is equal to the number of variables x_i : $Sx_1 = 5$). At the same time a minimal number of valves (and, according, the number of electrical magnets or electro-hydraulic pilot valves in modern MCS) is obtained by the relation

$$n+1 \leq 2^k$$

where n is the number of gears and “ k ” is the number of control inputs.

Now let us see the example of the synthesis of an abstract scheme for HMT with the next set of CE combinations: I — ab, II — ac, III — ad, IV — cd, N — a. For this HMT $k=3$ is enough ($2^3 = 8 > 5$). This set is presented by means of the table 2 in the ordering sequence, that is used for combinational schemes. But such table has only working combinations of CE. Their whole number is equal $2^4 = 16$. All of them are presented in table 3, which has 16 lines. In the last column working and prohibited combinations (combinations, in which the number of engaged CEs is more than two) are marked. Question marks are placed for combinations with unknown properties such as bd and bc (lines 6 and 7) that are similar to working ones.

Table 2

Nº	a	b	c	d	Gear	Note
1	1	0	0	0	N	9
2	1	1	0	0	I	13
3	1	0	1	0	II	11
4	1	0	0	1	III	10
5	0	0	1	1	IV	4

In table 4 all possible combinations of three control signals ($k=3$) are given in ordered sequence.

Furthermore, it is necessary for the synthesis to choose what input combinations will correspond to the HMT stages, i.e. to join the tables 3 and 4. This is multivariant creative procedure that in result will give quest system of boolean functions. Working out such a system is schematically shown on fig. 5. There continuous lines depict pressure circuits with conductivity functions y_1, \dots, y_m that connects m hydraulic cylinders with pressure input 1, and dotted lines — drain circuits with inverted conductivity functions

Table 5 is obtained by means of attaching table 2 to table 4 with combining the lines with the same numbers. The rest three free lines of the table 4 are filled in table 5 arbitrary (the numbers in brackets) so that in these lines CE (a) is engaged and the rest CEs are disengaged. So, this procedure is the synthesis of a truth table for the system. With its help the system of structural formulas may be obtained as explained above with help of fig.5. Then minimization of that system is executed with the help of apparatus of algebra of logic. For example, for CE (b) we have from table 5: $y_2 = \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3$. If in state 6 (line 6) its state does not matter for the HMT, then 1 may be written in this line instead of 0, and then y_2 will be

$$y_2 = \bar{x}_1 \bar{x}_2 x_3 \vee x_1 \bar{x}_2 \bar{x}_3 = \bar{x}_2 x_3 (\bar{x}_1 \vee x_1) = \bar{x}_2 x_3 ,$$

i.e. the function y_2 is simplified. But now in the state 6 CEs (a,b) are engaged. This corresponds to I gear instead of the neutral. This fact requires analysis. Therefore, these procedures show that the synthesis of truth table is a complicated task connected with the analy-

sis of a great number of factors. Namely in this stage the properties connected with the safety are created as it is described in our paper [4].

Table 3

№	a	b	c	d	Note
1	0	0	0	0	?
2	0	0	0	1	?
3	0	0	1	0	?
4	0	0	1	1	IV gear
5	0	1	0	0	?
6	0	1	0	1	?
7	0	1	1	0	?
8	0	1	1	1	Prohibited
9	1	0	0	0	Neutral
10	1	0	0	1	III gear
11	1	0	1	0	II gear
12	1	0	1	1	Prohibited
13	1	1	0	0	I gear
14	1	1	0	1	Prohibited
15	1	1	1	0	>>
16	1	1	1	1	>>

Table 4

№	x_1	x_2	x_3
1	0	0	0
2	0	0	1
3	0	1	0
4	0	1	1
5	1	0	0
6	1	0	1
7	1	1	0
8	1	1	1

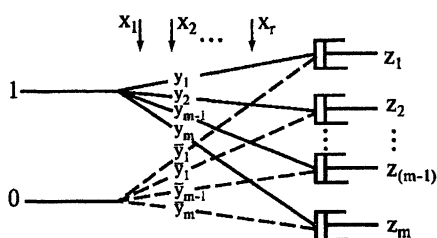


Fig. 5. The scheme of the system of boolean functions

Table 5

№	x_1	x_2	x_3	y_1 (a)	y_2 (b)	y_3 (c)	y_4 (d)	Gear
1	0	0	0	1	0	0	0	N
2	0	0	1	1	1	0	0	I
3	0	1	0	1	0	1	0	II
4	0	1	1	1	0	0	1	III
5	1	0	0	0	0	1	1	IV
6	1	0	1	(1)	(0)	(0)	(0)	N
7	1	1	0	(1)	(0)	(0)	(0)	N
8	1	1	1	(1)	(0)	(0)	(0)	N

It is shown above how the structural scheme can be simplified with the use of existing methods of minimization of boolean functions. But there are considerable difficulties concerning this type of systems. The main of them is that with the help of manual methods only parallel-sequential schemes may be achieved, and more economical bridge-type schemes can not be built. Moreover, for mechanical engineers and motorists it is difficult to study them.

Taking into account everything mentioned above we worked out a formalized engineering method of synthesis that does not require special knowledge of the theory of logical devices. It is based on the use of graph-analytical canonic method of synthesis of switching circuits [6]. Boolean function of k arguments is set in the form of a standard table like the table 4. For example, it may be the function that is set by table 6. On the base of this table the canonical table is being built, and that scheme graphically coincides with known so called scheme of a tree. Its construction is shown on fig. 6, a. The numbers from the column of meanings of function y from table 6 are vertically written there. Graph in the form of tree is attached to these numbers from the left. This graph has all apexes numbered by a certain way. At the top of the groups of apexes the indexes of arguments are shown. That is called the canonical table.

Every apex of that table with two downhill segments forms a "bunch". The picture of the bunch is shown on fig. 7, a, where a, b, c — the numbers of apexes, x — argument.

Such a bunch performs boolean function (fig. 7, b)

$$c = a\bar{x} \vee bx.$$

Its implementation is structural scheme with one switching contact (fig. 7, c) or generalized logical node (fig. 7, d), or scheme with elementary logical operators (fig. 7, e). The implementation of the bunch in the form of hydraulic scheme with the help of three-way distributing valve and of separate flowing element is shown on fig. 7, f, j.

Table 6

№	x_1	x_2	x_3	y
1	0	0	0	0
2	0	0	1	1
3	0	1	0	1
4	0	1	1	1
5	1	0	0	0
6	1	0	1	1
7	1	1	0	1
8	1	1	1	0

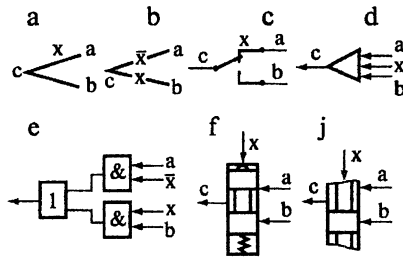


Fig. 7. The "bunch" of canonical table and its implementation

Replacing apices in canonical table fig.6, a by images of valve shown on fig. 7, f, or of flowing element of fig. 7, j gives a principal hydraulic scheme in the «logical» form (with separate valves shown on fig. 7, f) or in «contact» form (with groups of flowing elements united in spools of multiway valves). The segments connecting apices are replaced by hydraulic lines. These operations are shown on fig. 6, c, d, where the structural and the hydraulic schemes corresponding to table 6 are shown.

This method also allows to avoid the procedures of finding inverse functions for the drain circuit and its constructing. For this, while skipping theoretical evidence, we do the next. Segments with zero numbers are not skipped but are connected with zero input of the scheme that corresponds to a drain. As a result, final structural and hydraulic schemes shown on figs 8, a, b are found for hydraulic control system for one separate hydraulic cylinder that is set by the table 6.

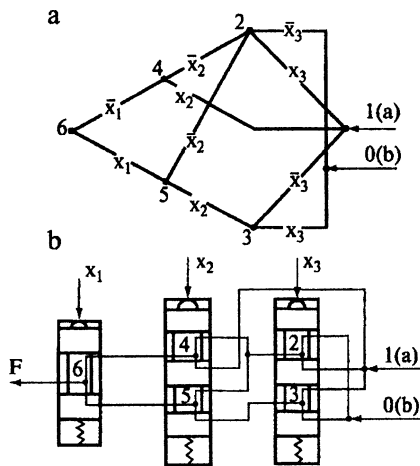
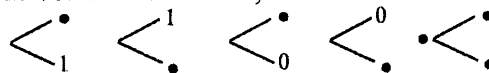


Fig. 8. Hydraulic scheme with inverse pressure and drain circuits

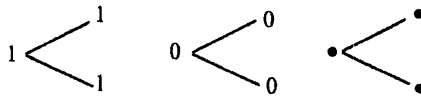
The synthesis method shown above may be easily used to construct a scheme with some outputs as on the fig. 5, that take place in HMT. In this case, all m columns of meanings of outputs must be written out into one vertical row. Separate graph (tree) is attached to every column, analogous to fig.6,a. Then through-numeration of all apices along vertical rows beginning from right and further to the left must be done. If truth table was fully filled, then next bunches numeration in first (right) row is possible:



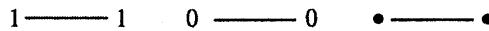
If not all positions in column are filled, then the following cases are possible:



The points denote free positions of truth table. Then to simplify the scheme we can write the same number as at the other segment instead of the point. The view of the bunch will be:



Such bunches may be changed by the segments



Such simplification leads to skipping corresponding argument in the boolean function and therefore it demands attentive analysis.

The numbers used for simplification must be included into the table. This ends its filling.

It must be noted that we do not show the example of procedure of synthesis of full scheme for HMT with m hydraulic cylinders because it needs much more space than a paper sheet.

We see that the method is represented in the formalized (tabular) form and does not require knowledge of discrete devices theory. It provides an opportunity of complex analysis of all possible combinations of on and off states of electromagnets, pilot (computer controlled) hydraulic valves, relay (executive) spool valves, clutches' hydraulic cylinders. As a result of elimination of combinations mentioned truth table of HMT control system is obtained. By means of truth table the required scheme may be built.

CONCLUSION

Hereby the proposed method of synthesis of control systems is adequate to the methods of HMT synthesis. It gives to the designers an effective tool that permits to analyse different variants of schemes and to obtain an "ideal" scheme from the point of view of safety and liveness. At the same time it gives the possibility to predict consequences of any possible simplifications, if they are necessary. Analysis of transmissions and their mechatronic control systems and patents of world companies shows that the problems concerning the analysis of failures, their prevention by means of design methods and providing the possibility of vehicle motion after failure ("limp home" regime) becomes ever more important. The proposed method provides an effective solving of these problems.

Literature. 1. Hydraulic control apparatus for automatic transmission. US Patent N 5 919 108. (Aisin Seiki K.K.). 2. Control apparatus for hydraulically operated vehicular transmission. US Patent N 6 024 663 (Honda Giken Kogyo K.K.). 3. Logic valving for a transmission control. US Patent № 4 827 806, May 9, 1989. (General Motors Corp). 4. L.Krasnevski, M.Vysotski, V.Boikov. The safety of mechatronic control systems for hydromechanical transmissions. SAE Tech. Pap. Ser. 1999-01-1049. 5. L.Krasnevski. Control of vehicles' multispeed hydromechanical transmissions. – Minsk, Nauka i Technica, 1990. – 256 p. (Russian). 6. Bloh A. Sh. The synthesis of switching schemes. – Minsk, Nauka i Technica, 1966. — 200 p. (Russian).

УДК 658.516:658.562

В.И. Сенько

ИНТЕГРАЦИЯ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЫ И УЧЕБНОГО ПРОЦЕССА В ВУЗЕ

*Белорусский государственный университет транспорта
Гомель. Республика Беларусь*

Белорусский государственный университет транспорта единственный ВУЗ в Республике Беларусь транспортной направленности. Сегодня в составе университета

функционирует собственно учебный ВУЗ (с 1953 г.), научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (с 1997 г.), институт повышения квалификации и переподготовки руководителей и специалистов транспортного комплекса Республики Беларусь (с 1993 г.). В составе учебного ВУЗа функционирует девять факультетов, 34 кафедры. Контингент штатных сотрудников научно-исследовательского института составляет 126 человек. В составе НИИЖТа – 11 научно-исследовательских лабораторий, из них четыре – отраслевые, два научных центра: комплексных транспортных проблем и экологической безопасности и энергосбережения на транспорте. Научные лаборатории и центры аккредитованы на широкий спектр деятельности Госстандартом Республики Беларусь и одним из известнейших сертификационных центров в мире – Морским Регистром. Это безусловно подчеркивает высокий авторитет лабораторий и центров. Такие лаборатории как «Технология и технологические оценки ресурса единиц подвижного состава», «Безопасность и магнитная совместимость транспортных средств», «Физика поверхностей и тонких пленок» являются единственными в Республике Беларусь и, в некотором роде уникальными. В 2002 году объем финансирования научно-исследовательских работ составил 1,5 млрд. руб. При этом 1,16 млрд. руб. приходится на финансирование Белорусской железной дорогой, а 0,20 млрд. руб. другими организациями транспортного комплекса. За счет бюджетного финансирования в объеме 0,14 млрд. руб. выполняются исследования по фундаментальным направлениям. Университет всячески поддерживает и развивает НИР, видя в этом один из источников повышения материального благополучия сотрудников, а также качества подготовки молодых специалистов.

В университете осуществляется подготовка специалистов по 21 специальности и по 27 специализациям. За последние пять лет открыта подготовка по новым специальностям: «Архитектура», «Техническая эксплуатация зданий и сооружений». Практика работы ОНИЛ «ТТОРЕПС» показала, что назрела острая необходимость в подготовке специалистов по неразрушающему контролю. Мы получили разрешение Министерства образования об открытии приема в 2003 г. на специализацию «Неразрушающий контроль и техническая диагностика на железнодорожном транспорте». Обеспечивают учебный процесс 495 штатных преподавателей, из них 27 докторов наук, профессоров и 126 кандидатов наук, доцентов. Однако нас беспокоит наметившаяся тенденция увеличения среднего возраста преподавателей, имеющих ученые степени и звания, особенно докторов наук. Это первая проблема, которая может быть решена только при вдумчивой интеграции НИР и учебного процесса. Беспокоит нас и недостаточное стремление молодежи учиться в аспирантуре и это сказывается на эффективности ее функционирования. Улучшить ситуацию можно прежде всего выявлением талантливой студенческой молодежи, привитием ей еще со студенческой скамьи, как в моральном, так и в материальном смысле заинтересованности в научном творчестве. Итак, налицо вторая проблема.

Один из важных аспектов качественной подготовке молодых специалистов – обеспеченность учебно-методической литературой. По сложившимся объективным и субъективным обстоятельствам мы оказались в некотором вакууме в данном вопросе. Это третья проблема, которая не может быть решена без совместной работы профессорско-преподавательского состава и работников научно-исследовательского института.

Назовем и четвертую проблему – обеспеченность учебного процесса современным оборудованием, что крайне важно для технического университета. Только при активном участии научно-исследовательских лабораторий с их оборудованием можно гарантировать высокое, на современном уровне, преподавание учебных дисциплин, особенно на выпускающих кафедрах.

В нашем университете ведется большая работа по разрешению отмеченных выше проблемных вопросов. Последние годы мы активно привлекаем к работе в научно-исследовательских лабораториях студентов, начиная с 4 курса. Мы пытаемся придать большую эффективность технологической цепочке в подготовке будущих специалистов с учеными степенями и званиями: выявление талантливых молодых людей (работа в лаборатории) → магистратура (обязательное участие в выполнении НИР лаборатории) → аспирантура (непременное условие – работа по тематике НИР лаборатории). Практика показывает высокую эффективность такой цепочки. Вместе с тем мы пытаемся и материально поддержать молодого человека, который проявляет задатки исследователя. Такая практика широко применяется в отмеченных выше НИЛ. В 2002 г. в университете разработана, принята Советом университета и практически реализуется система материальной заинтересованности соискателей ученых степеней, их руководителей и консультантов в подготовке и защите диссертационных работ. Важное место мы отводим и созданию монографий, оказывая всяческую поддержку в их подготовке и издании. Отмеченная выше система материального стимулирования содержит положение о премировании авторов монографий. Это мы делаем потому, что считаем: только человек, активно занимающийся наукой, может дать необходимый объем знаний будущему инженеру – транспортнику.

В университете в 2002 г. разработана программа «Учебник, учебное пособие». Мы всячески приветствуем, и не только приветствуем, а и материально поощряем, издание учебников и учебных пособий с грифом Министерства образования. Практика показывает, что наибольшего эффекта в этом вопросе достигает авторский коллектив с участием работников высшей школы и сотрудников НИИ, в том числе и Академии наук. Мы имеем хорошие примеры сотрудничества с Институтом технической физики и Института механики металлополимерных систем Академии наук Республики Беларусь.

Сегодня все высшие учебные заведения испытывают серьезные трудности с обеспечением учебного процесса специальным оборудованием. Мы смягчаем эту проблему широким использованием в учебном процессе оборудования научно-исследовательских лабораторий. Например, учебный процесс на кафедре «Материаловедение, обработка и упрочнение материалов» немислим без использования уникального оборудования научно-исследовательской лаборатории «Физика поверхностей и тонких пленок». На новейшем оборудовании НИЛ «Безопасность и магнитная совместимость технических средств» проводятся многие занятия по кафедрам «Автоматика и телемеханика», «Микропроцессорная техника и информационно-управляющие системы». Современные методы и программы для реализации МКЭ при расчете и проектировании подвижного состава железных дорог, которыми располагает ОНИЛ «ТТОРЕПС», всегда в распоряжении преподавателей и студентов старших курсов, магистрантов и аспирантов кафедр «Вагоны и вагонное хозяйство», «Тепловозы и тепловые двигатели». Сегодня трудно четко разделить хозяйство кафедры «Строительные конструкции, основания и фундаменты» и НИЛ «Механика грунтов, оснований и фундаментов».

Мы уверены, что только такая интеграция – будущее высшего образования в Республике Беларусь.

Результаты новейших научных исследований, имеющих важное практическое значение, мы вводим в рабочие программы по соответствующим базовым дисциплинам, а иногда вводим в учебные планы и новые дисциплины.

Приведем несколько примеров.

В лаборатории «Технические и технологические оценки ресурса единиц подвижного состава» были выполнены исследования по продлению срока службы литых деталей тележек грузовых вагонов, позволившие продлить срок их службы на 6 лет и обес-

печить Белорусской железной дороге экономию валюты от сокращения закупок деталей более 10 млн. у. е.

Выполнены исследования по возможности продления срока службы пассажирских вагонов и нефтеналивных цистерн, позволившие отработать нормативную и конструкторскую документацию на модернизацию этих типов вагонов, а также модернизацию кузовов бункерных вагонов (цементовозов и минераловозов), что позволило дороге практически отказаться от закупки новых вагонов, экономя на этом валютные средства.

Основные моменты проведенных исследований нашли отражение в учебном процессе. Так на кафедре «Вагоны» при проведении лабораторных работ внедрен в учебный процесс комплекс по статическим испытаниям ходовых частей грузовых вагонов, приобретены приборы для неразрушающих методов контроля (феррозондовый дефектоскоп ДФ-201.1, ультразвуковой толщиномер Булат-1М, ультразвуковой дефектоскоп Пеленг УД2-102 для проверки качества сварных швов котлов цистерн для перевозки опасных грузов). Сотрудники лабораторий, участвующие в учебном процессе и штатные преподаватели при чтении лекций по дисциплинам «Конструкция, теория и расчет вагонов», «Технология вагоностроения и ремонт вагонов», «Техническое обслуживание вагонов», «Подвижной состав и тяга поездов», «Транспортные средства и их эксплуатация» широко используют результаты исследований лабораторий.

Для обеспечения единства исследовательского и учебного процесса к НИР привлекаются студенты к работе по программе НИРС и в процессе дипломного проектирования.

В частности, студенты заочного факультета привлекаются для сбора статистического материала по фундаментальным работам лабораторий. Так, в течение 2002 г студент V курса ФБО Кравцов В.А. собирает информацию о результатах неразрушающего метода контроля литых деталей тележек типа ЦНИИ-ХЗ при плановых видах ремонта в вагонном депо Витебск. Эта работа является частью общей проблемной задачи, решаемой БелГУТом совместно с Белорусской железной дорогой по оценке остаточного ресурса литых деталей и продлению их срока службы, над которой ОНИЛ «ТТОРЕПС» работает уже 5 лет (1998–2002гг).

Студенты активно участвуют в оказании помощи сотрудникам лаборатории при обработке статистического материала о техническом состоянии нефтеналивных цистерн, бункерных грузовых вагонов и пассажирских вагонов при решении вопроса о продлении их срока службы. Помощь, оказываемая студентами, позволяет оперативно решать вопросы по их модернизации. В частности, работы студентов в плане НИРС, позволяют значительно расширить диапазон решаемых задач лаборатории, которые затем широко используются в дипломных проектах, особенно в тематике по заданию предприятий. К ним можно отнести модернизацию рам платформ под нефтеналивные цистерны и под вагоны для перевозки минеральных удобрений, кузовов (или их частей) вагонов цементовозов. Значительную помощь оказали студенты в работе над проектом «Новый Белорусский пассажирский вагон». Лаборатория «ТТОРЕПС» совместно с Гомельским и Минским вагоноремонтными заводами осуществила (2000 г) модернизацию пассажирских вагонов после 20 лет их эксплуатации при проведении капитально-восстановительных ремонтов с продлением срока службы на 15 – 20 лет. Участвуя в работе над этой проблемой, студенты принимали активное участие в разработке конструкторско-расчетной документации, помогая готовить информацию о физическом состоянии (коррозионном износе) кузовов и ходовых частей вагонов для последующего выполнения прочностных расчетов с целью оценки остаточной несущей способности исследуемых деталей. В текущем учебном году планируется привлечь студентов-дипломников на разработку конструкторской документации по модернизации крыш

универсальных крытых вагонов и двухярусных платформ для перевозки легковых автомобилей.

Студенты принимают участие в работах ОНИЛ «ТТОРЕПС» по повышению надежности ходовых частей вагонов в эксплуатации. Решаются актуальные вопросы разработки и обоснования эффективных процессов сборки и контроля прочности соединений с натягом колесных пар. Это прежде всего касается повышения работоспособности буксовых узлов колесных пар на подшипниках качения и увеличения долговечности осей и их прессовых соединений с колесами. По указанным вопросам находились технические решения по: предотвращению грения букс и излома осей в эксплуатации из-за несоблюдения установленных натягов при тепловой сборке роликовых подшипников с шейками осей; повышению прочности сопряжения и уменьшению брака при используемой механической сборке соединений; исключению повреждений осей и изгиба шеек последних при переформировании колесных пар вагонов. В текущем году с участием студентов механического факультета БелГУТа и работников лаборатории «ТТОРЕПС» подано пять заявок на предполагаемые изобретения в Госкомизобретений Республики Беларусь, получено положительное решение по одной из них.

Лаборатория «Безопасность и электромагнитная совместимость технических средств» проводит научно-техническую экспертизу и испытания на безопасность функционирования, электромагнитную совместимость (ЭМС) и поиск опасных отказов в микроэлектронных и компьютерных системах управления ответственными технологическими процессами (системы управления движением поездов, системы аварийной автоматики и т.д.)

Коллективом лаборатории во главе с руководителем, доктором технических наук, профессором К.А. Бочковым разработана необходимая для проведения испытаний на безопасность функционирования и электромагнитную совместимость (ЭМС) нормативная база, включающая 9 руководящих документов Республики Беларусь, программы и методики испытаний.

Разработаны уникальные методики испытаний на безопасность функционирования микроэлектронных систем управления ответственными технологическими процессами. Такие испытания необходимо проводить только в комплексе, а не отдельно, как предусмотрено в действующих методиках.

В лаборатории проведены испытания на безопасность функционирования и ЭМС центрального поста и линейных пунктов системы диспетчерской централизации «Неман», блока автоматического регулирования скорости поездов метрополитена. Проведение имитационных испытаний компьютерной системы диспетчерской централизации «Неман» позволило выявить ряд недостатков программного обеспечения (в том числе несколько влияющих на надежность и безопасность функционирования системы). По результатам испытаний выданы рекомендации по доработке этих систем и последующего введения в опытную эксплуатацию.

Результаты научных исследований постоянно докладываются на самых престижных международных симпозиумах в Японии (1994 г.), Франции (1994 г.), Италии (1994, 1996 и 1998 гг.), Польше (1992, 1994, 1996, 2000 и 2002 гг.) и Югославии (2000 г.). В 2001 г. в Белорусском государственном университете транспорта при содействии Белорусской железной дороги прошел Международный семинар «Испытания систем железнодорожной автоматики и телемеханики на безопасность и электромагнитную совместимость».

В работе семинара приняли участие ведущие ученые и специалисты из России, Беларуси, Украины, Польши, Молдовы и Литвы. На базе лаборатории постоянно проводятся научные семинары с участием студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований успешно внедрены в учебный процесс. Они используются в курсах лекций по дисциплинам «Электромагнитная совместимость устройств железнодорожной автоматики, телемеханики и связи», «Надежность устройств железнодорожной автоматики, телемеханики и связи», «Микропроцессорные информационно-управляющие системы в ж.д. автоматике и телемеханике». Издано учебное пособие «Микропроцессорные информационно-управляющие системы в ж. д. автоматике и телемеханике. Методы обеспечения безопасности функционирования», имеющее гриф Министерства образования. С использованием оборудования лаборатории поставлен цикл из 6 лабораторных работ по дисциплине «Электромагнитная совместимость устройств железнодорожной автоматики, телемеханики и связи». К исследованиям, проводимым в лаборатории, привлекаются студенты старших курсов. В значительной части дипломных проектов, выполненных на кафедрах «Автоматика и телемеханика» и «Микропроцессорная техника и информационно-управляющие системы», используются результаты исследований, проводимых в лаборатории.

В последней четверти прошлого века были разработаны методологические, теоретические и экспериментальные основания трибофатики – [11–15] – «науки об износоусталостном повреждении силовых систем машин и оборудования» (ГОСТ 30638 – 99).

Теории трения, изнашивания, смазки были объединены в единую научную дисциплину — трибологию (Т). Это естественно, потому что в парах трения реально сочетаются и взаимодействуют процессы трения и изнашивания, в том числе и со смазкой.

С другой стороны, среди общих проблем динамики, прочности и устойчивости вычленилась механика усталостного разрушения (F) как дисциплина, имеющая особое практическое значение для современного машиностроения. Чтобы эффективно решать комплексные задачи надежности (R) наиболее ответственных — силовых систем машин и оборудования по важнейшим критериям работоспособности, потребовалось создать трибофатику (TF).

И все же следует ясно подчеркнуть, что главное состоит не в том, что в рамках трибофатики получены новые результаты, полезные “для трибологии”, “для механики усталостного разрушения”, “для теории надежности механических систем”. А главное состоит в том, что в рамках трибофатики разработаны принципиально новые научные концепции, на основе которых можно ставить и успешно решать задачи, имеющие большое практическое значение. Так, формируется и ставится задача динамического (оптимального) управления (U) процессами ИУП силовых систем. Это означает, что наступает время *перехода от традиционного расчета и проектирования основных (отдельных) деталей машин на прочность и на износостойкость к расчету и проектированию механических систем, т. е. тех же деталей, но с учетом их реального взаимодействия*. Новый принцип проектирования наиболее ответственных силовых систем машины по критериям трибофатики позволяет более точно оценить и с наименьшими затратами обеспечить ее требуемую эксплуатационную надежность.

На рисунке воспроизводится «круг интересов» трибофатики, установленный межгосударственным стандартом ГОСТ 30638 – 99 «Трибофатика. Термины и определения», а в таблице приведены типичные примеры силовых систем и даны определения основных видов их износоусталостного повреждения.

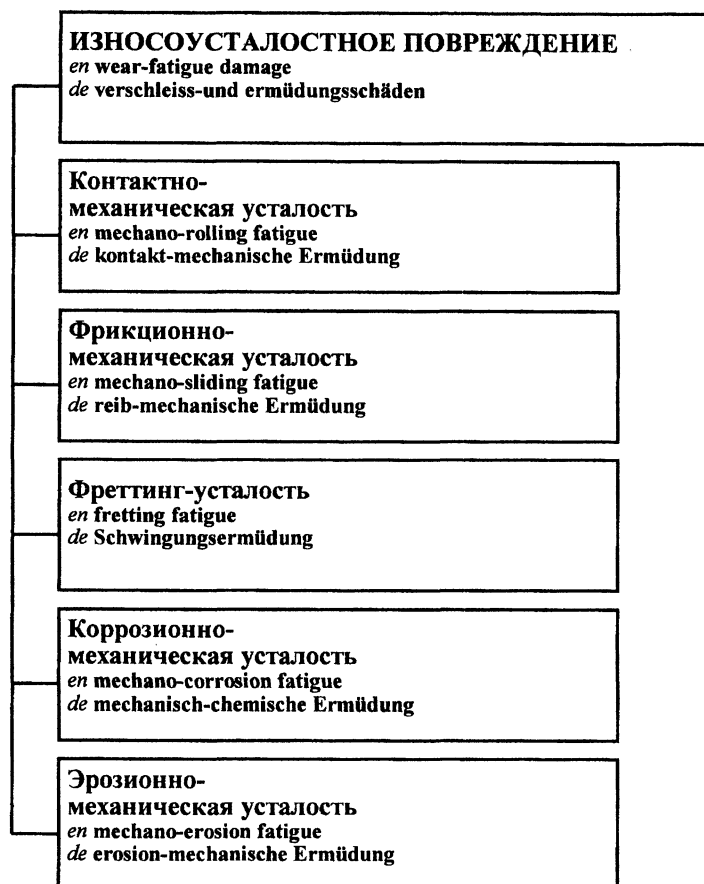


Рисунок – Основные виды износоусталостного повреждения по ГОСТ 30638-99

Типичная силовая система	Комплексное повреждение и разрушение	Определение
Шейка коленчатого вала — шатунная головка с подшипником скольжения	Фрикционно-механическая усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения скольжения
Колесо — железнодорожный рельс	Контактно-механическая усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и трения качения (трения качения с проскальзыванием)
Шлицевой вал — втулка	Фреттинг-усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и фреттинга
Вал гребного винта — морская вода	Коррозионно-механическая усталость	Усталость материала при одновременном воздействии повторно-переменных напряжений и коррозионной среды
Лопатки турбины — поток жидкости или газа, несущий твердые частицы	Эрозионно-механическая усталость	Износоусталостное повреждение, обусловленное кинетическим взаимодействием явлений механической усталости и эрозии

Таким образом, трибофатика – это новый и бурно развивающийся раздел механики, а курс «Основы трибофатики» несколько лет назад впервые введен в учебные планы БелГУТа для механических специальностей. К настоящему времени создано практически полное учебно-методическое обеспечение этого курса – написано учебное пособие, издан лабораторный практикум и методические указания по выполнению расчетно-графической работы. Изложение новейших достижений науки в рамках учебной дисциплины «Основы трибофатики», несомненно способствует повышению уровня подготовки инженеров-механиков в БелГУТе.

Выполненные исследования лабораторией СКОиФ по оценке изменения физико-механических характеристик грунтов, подвергающихся вибрационным воздействиям, используются при чтении лекций по дисциплине "Механика грунтов, основания и фундаменты" раздел "Фундаменты под динамические нагрузки". Результаты исследований использовались при создании базы нормативных документов: Строительные нормы Беларуси СНБ 5.01.01.-99 "Основания и фундаменты зданий и сооружений" и Пособия к СНБ 5.01.01.-99 "Проектирование и устройство фундаментов машин с динамическими нагрузками", а также в монографии Кудрявцева И.А. "Влияние вибрации на основания и сооружения". Используя статистические результаты физико-химических анализов железобетонных конструкций, находящихся длительное время в эксплуатации предпринята попытка оценить процесс деградации защитного слоя бетона и коррозии арматуры. Выявлено существование корреляционной зависимости между снижением прочностных свойств бетона, рН-фактора и сроком эксплуатации различных типов конструкций. Полученные результаты позволят снизить объем работ по обследованию элементов зданий, подземных сооружений и коммуникаций и более точно прогнозировать их ресурс. Данные выводы использованы при дипломном проектировании студентами специализации ПР, ПС, ПЭ и в курсе дисциплины "Эксплуатация и реконструкция зданий и сооружений".

Совместно с институтом Леса усовершенствована методика диагностирования повреждений микроорганизмами деревянных конструкций, находящихся длительное время в эксплуатации. Данные используются в курсе дисциплины "Конструкции из дерева и пластмасс", раздел "Эксплуатация, реконструкция и усиление деревянных конструкций", а также при выполнении дипломных проектов.

В результате многочисленных определений прочности бетона методами неразрушающего контроля выявлено, что прочностные характеристики бетона изменяются по глубине (минимальная прочность снаружи), что создает погрешность при расчете бетонных и железобетонных конструкций. Полученные результаты используются в курсе дисциплины "Диагностика технического состояния зданий и сооружений", раздел "Неразрушающие методы". Многочисленные обследования зданий и сооружений позволили оценить их физический износ. Полученные данные используются при чтении лекций по дисциплине "Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт зданий". Результаты исследований использовались при создании Пособия к СНБ "Здания и сооружения. Требования к техническому состоянию и обслуживанию конструкций и инженерных систем. Оценка их пригодности к эксплуатации".

При обследовании металлических конструкций стропильных ферм и комплексных плит покрытия Мозырской ТЭЦ определены виды коррозионных разрушений элементов, закономерности их появления и выявлены наиболее поврежденные плиты, которые требуют замены. Разработаны конструктивные решения по замене поврежденного профнастила, что позволяет экономить металл и улучшает работу кровельного покрытия. Эти решения использованы в дипломном проектировании и при чтении лекции по курсу "Металлические конструкции", раздел "Реконструкция промышленных предприятий и защита конструкций от коррозии". Обследовано состояние деревянных стро-

пильных конструкций и конструкций перекрытия многочисленных зданий сооружений (Гомельский кооперативный университет, здание вокзала г. Калинковичи и др.). Выявлены конструкции подлежащие замене и усилению. Разработаны варианты усиления поврежденных конструкций. Эти решения использованы в лекциях по курсу "Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт зданий", раздел "Эксплуатация и ремонт крыш и чердачных перекрытий". В результате многочисленных обследований кирпичных и каменных зданий и сооружений разработана методика определения несущей способности стен с учетом наличия дефектов и повреждений. Совместно с институтом "Гомельгражданпроект" данная методика использована для разработки конструктивных решений по усилению дефектных каменных и кирпичных стен. Эти решения использованы в лекциях по курсу "Каменные конструкции", раздел "Расчет кладки".

В результате обследования крупнопанельных зданий в г. Усинске (Российская Федерация) были разработаны варианты усиления междуэтажных перекрытий и лестничных маршей недостроенных зданий. Эти решения использованы в лекциях по курсу "Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт зданий", раздел "Техническая эксплуатация строительных конструкций и зданий". В результате обследования конструкций бассейнов (Ирининская гимназия г. Гомель) были разработаны варианты гидроизоляции чаш и данные рекомендации по устройству гидроизоляции. Эти решения использованы в лекциях по курсу "Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт зданий", раздел "Техническая эксплуатация строительных конструкций и зданий" и монографии Кудрявцев И.А., Беспалова М.В., Чикилев А.С. "Гидроизоляционные системы".

Таким образом прямая связь работы НИЛ НИИЖТа и учебного процесса показывает свою высокую эффективность и за ней будущее в совершенствовании высшей школы Республики Беларусь.

Литература. 1. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. 314 с. 2. Расчет вагонов на прочность. Под ред. Л. А. Шадура. – М.: Машиностроение, 1971. –428 с. 3. Продление срока службы литых деталей тележек / И. С. Бычек, В. И. Сенько, И. Ф. Пастухов. – Железнодорожный транспорт, 2001, № 3, с. 39 – 42. 4. Сенько В. И., Чернин И. Л., Антохова Л. В. Эффективный метод контроля прочности тепловых напрессовок колец подшипников на шейке осей колесных пар / Труды междунар. научно-практ. конференции. Гомель: БелГУТ, 2001. 5. Сенько В. И., Чернин И. Л. Триботические аспекты формирования системы «внутреннее кольцо подшипника – ось колесной пары» / Труды междунар. симпозиума по трибофатике. – Тернополь, 2002. – с. 780 – 783. 6. Бочков К.А., Харлап С.Н. Микропроцессорные информационно-управляющие системы в железнодорожной автоматике. Методы обеспечения безопасности функционирования : Учеб. пособие для студентов специальности «Автоматика, телемеханика и связь на транспорте» высших учебных заведений. – Гомель: БелГУТ, 2002. – 84 с. 7. Бочков К.А., Березняцкий Ю.Ф. Надежность устройств железнодорожной автоматики, телемеханики и связи. Пособие по выполнению контрольной работы для студентов 3 курса студентов факультета безотрывного обучения. 8. Бочков К.А и др. Методы проведения испытаний микроэлектронных систем СЦБ на безопасность и ЭМС// 7th International Scientific Conference of Railway Experts "Juzel 2000", Yugoslavia, Vrnjacka Banja, 2000 –775 с 9. K.Bochkov, N. Ryazantseva Determination of Rated EMC Parameters Based on the Probabilistic Approach and Consideration of Actual Conditions// Proceedings international symposium on electromagneti compatibility. Wroclaw, 2000 10. K.Bochkov, S. Kharlap, A. Logvinenko. Evaluation of the immunity of industrial computers PAC-106 to nanosecond to impulse noise: Proceedings international symposium on electromagnetic compa-bility. Wroclaw, 2002, p 453-456. 11. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика) / Сосновский Л.А., Трощенко В.Т., Махутов Н.А., Гао Ван

Чжэн, Щербаков С.С. – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 170 с. 12. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности машин / Сосновский Л.А., Махутов Н.А. – Москва, Гомель, 2000. – 304 с. 13. Теория накопления износоусталостных повреждений / Сосновский Л.А., Богданович А.В – Гомель, 2000. – 60 с. 14. Моделирование силовых систем / Корешков В.Н., Ожигар Г.П., Сосновский Л.А. – Гомель, 1999. – 80 с. 15. Proc. of III Intern. Symposium on Tribo-Fatigue (ISTF' 2000: Oct. 22-26, 2000, Beijing, China). Ed. by Gao Wanzhen and Li Jian. –Hunan University Press, China, 2000. – 653 p. 16. СНБ 5.01.01.-99 "Основания и фундаменты зданий и сооружений" / Министерство архитектуры и строительства РБ. Минск, 1998; 17. Пособия к СНБ 5.01.01.-99 "Проектирование и устройство фундаментов машин с динамическими нагрузками" / Министерство архитектуры и строительства РБ. Минск, 1999; 18. Пособия к СНБ "Здания и сооружения. Требования к техническому состоянию и обслуживанию конструкций и инженерных систем. Оценка их пригодности к эксплуатации" / Министерство архитектуры и строительства РБ. Минск, 2002; 19. Кудрявцев И.А., Беспалова М.В., Чикилев А.С. "Гидроизоляционные системы" // Гомель: БелГУТ, 2000. 20. Кудрявцев И.А. Влияние техногенных колебаний в грунтах на изменение их демпфирующих свойств / Ж. «Известия НАНБ», Респ. Беларусь, №3, г. Минск, 1999

УДК629.114.2

**В.А. Гуринович, А.П. Ракомсин, Г.А. Синеговский,
Г.Э. Капач, А.П. Мышко, О.Н. Мазаник**

**РАЗРАБОТКА И ОСВОЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВА
НА МИНСКОМ АВТОМОБИЛЬНОМ ЗАВОДЕ СЕМЕЙСТВА
ГОРОДСКИХ, ПРИГОРОДНЫХ И МЕЖДУГОРОДНЫХ АВТОБУСОВ**

*Производственное республиканское унитарное предприятие
«Минский автомобильный завод»
г. Минск, Республика Беларусь*

В 1992 г. с учетом острой необходимости в пополнении автобусного парка Республики Беларусь было принято решение об организации выпуска автобусов за счет собственного производства на Минском автомобильном заводе. В связи с отсутствием в Республике опыта проектирования и производства автобусов, а также в целях сокращения сроков и финансовых затрат было решено взять в качестве отправной точки конструкцию и технологию производства автобусов «Неоплан» немецкой фирмы G/ Auwärter GmbH & Co. Среди европейских автобусных заводов «Неоплан» был выбран как один из крупнейших производителей (2,5 тыс. автобусов в год), обладающий уникальным ноу-хау на производство кузова и являющийся на протяжении более 50 лет законодателем в новых направлениях автобусостроения. Было создано специальное конструкторское подразделение, а также блок служб и производственных подразделений впоследствии выросшее в филиал МАЗа по производству автобусов. Производство началось со сборки машинокомплектов двух моделей автобусов фирмы «Неоплан» - 4014(городской низкопольный) и 316(туристский), на которые был заключен лицензионный договор и обеспечена поставка машинокомплектов из Германии. Однако опыт производства (было собрано 5 автобусов) и эксплуатации этих машин показал, что по своим стоимостным показателям и приспособленности к нашим условиям они не соот-

ветствуют требованиям рынка. Наши специалисты к 1993 году пришли к необходимости разработки автобусов своей конструкции, которая учитывала бы местные условия эксплуатации и, одновременно, унаследовала бы все лучшее из лицензионных образцов. К концу 1993 года появился первый белорусский автобус – МАЗ-101. Автобус выпускался в трех модификациях с различными силовыми агрегатами и явился той основой, на которой совершенствовались конструкция и технология, шло налаживание и освоение производства комплектующих, приобретался опыт эксплуатации, что и позволило создать ту прочную базу, на которую сегодня опирается производство автобусов на МАЗе.

Опыт лицензионного договора вполне себя оправдал и позволил использовать передовые зарубежные конструкторские и технологические решения, первичные навыки производства и эксплуатации «Неоплана». На основе этого опыта, в результате его анализа и творческой переработки с опорой на технологии отечественной промышленности и знания особенностей рынка появилась возможность создать базовые модели белорусских автобусов, построить модельный ряд их модификаций и постоянно его развивать. За десять лет было создано и освоено в производстве 13 моделей автобусов и более 60 модификаций на их базе. Типаж выпускаемых в настоящее время и планируемых к выпуску в ближайшем будущем моделей приводится в таблице:

Таблица - Типажный ряд автобусов МАЗ с модификациями

Модель	Кол-во модификаций <u>разработано</u> <u>выпускалось</u>	Применяемые двигатели	Применяемые КПП
1	2	3	4
<i>МАЗ-101</i>	7/7	<i>ММЗ-Д260.5</i> <i>ЯМЗ-236 М2</i> <i>Renault MIDR 06.02.26X</i> <i>ЯМЗ-236 М</i>	<i>МАЗ-306</i> <i>КамАЗ -14</i> <i>Renault G406</i> <i>ЯМЗ-236 П</i>
<i>МАЗ-102</i>	1	<i>ММЗ-Д260.5</i>	<i>МАЗ-306</i>
<i>МАЗ-103</i>	11/9	<i>ММЗ-Д260.5</i> <i>Renault MIDR 06.02.26X</i> <i>Renault MIDR 06.02.26Y41</i> <i>Daimler-Chrysler OM 906LA</i> <i>Deutz BF 6M 1013 EC</i>	<i>МАЗ-306</i> <i>КамАЗ 141</i> <i>Praga 5 PS 114.57</i> <i>ГМП – 4В</i> <i>Voit Diva D 851.2</i> <i>Renault G406</i> <i>Praga 5 PS 114.58</i> <i>ZF S6-85</i>
<i>МАЗ-103С</i>	11/6	<i>ММЗ-Д260.5</i> <i>Renault MIDR</i> <i>06.02.26X</i> <i>Renault MIDR 06.02.26Y41</i> <i>Daimler-Chrysler OM 906LA</i> <i>Deutz BF 6M 1013 EC</i>	<i>МАЗ-306</i> <i>КамАЗ 141</i> <i>Praga 5 PS 114.57</i> <i>ГМП – 4В</i> <i>Voit Diva D 851.2</i> <i>Renault G406</i> <i>Praga 5 PS 114.58</i> <i>ZF S6-85</i>

Продолжение таблицы

1	2	3	4
МАЗ-104	4/4	ММЗ-Д260.5 ЯМЗ-236 М2 ЯМЗ-236 HE3 ЯМЗ-236 HE16	ЯМЗ 236 Л ЯМЗ 236 П МАЗ-306
МАЗ-104С	4/3	ЯМЗ-236 М2 ЯМЗ-236 HE3 ЯМЗ-236 HE 7 ЯМЗ-236 HE16	ЯМЗ 236 Л ЯМЗ 236 П
МАЗ-104М	4/1	ЯМЗ-236 HE3 ЯМЗ-236 HE 16 ЯМЗ 7601	ЯМЗ 236 Л ЯМЗ 238 М ЯМЗ 336
МАЗ-105	5/5	ММЗ-Д260.5 Renault MIDR 06.20.45R41 Daimler-Chrysler OM 906LA	Praga 5 PS 114.57 Praga 5 P 120S ZF S6-85 Voit Diva D 863
МАЗ-106	1	ММЗ 245.30	ЗИЛ – 695Д
МАЗ-107	4/1	ММЗ-Д260.5 Renault MIDR 06.02.26Y41 Daimler-Chrysler OM 906LA	Voit Diva D 851.2 Voit Diva D 863 Praga 5 P 120S
МАЗ-152	5/4	ЯМЗ-236 HE7 ЯМЗ-236 HE 16 ЯМЗ 7601 Daimler-Chrysler OM 441LA	ЯМЗ 236 Л ЯМЗ 238 М5 ЯМЗ 336 GO 170-6+R 115 - E
МАЗ-152А	4/2	ЯМЗ 7601 Daimler-Chrysler OM 441LA MAN D2866 LOH	ЯМЗ 238 М5 ЯМЗ 336 GO 170-6+R 115 – E ZF 1600
МАЗ-103Т	2/1	ДК 211-БМ ТЭД – 51	_____

Для организации производства комплектующих и материалов, большинство из которых являются сугубо автобусными и не производились ранее в нашей Республике, включая двигатель Минского моторного завода серии Д-260, было задействовано более 50 предприятий РБ и многие заводы стран СНГ.

Необходимо отметить, что в автобус входят более пятнадцать тысяч деталей, из которых более восьми тысяч производится на МАЗе и все они осваивались на имеющихся площадях, без дополнительного капитального строительства, с использованием существующего станочного парка, который задействован в основном производстве грузовых автомобилей и прицепов. Вся необходимая технологическая оснастка (более пяти тысяч единиц) была спроектирована и изготовлена на Минском автомобильном заводе, причем часть ее была передана на заводы-смежники со специализированными технологиями производства. Собственными силами спроектированы и изготовлены сварочные кондукторы и приспособления для таких крупногабаритных и технологически сложных сборочных единиц как каркас кузова, облицованный кузов в сборе, стенды для установки осей и подвесок. До завершения оснащения основных цехов детали изготавливались по универсальным технологиям во вспомогательных цехах и службах,

что позволило резко сократить период подготовки производства и уменьшить финансовые затраты.

Все работы, связанные с оснащением производства на МАЗе и освоением комплектованных на заводах-смежниках, велись без привлечения бюджетных средств, несмотря на тяжелую экономическую ситуацию в промышленности и в Республике в целом в 1993-1996г.г.

Сжатые сроки выполнения этих работ, высокая универсальность приспособлений и то, что они практически не требовали доводки или исправления – все это стало возможным благодаря оригинальным инженерным решениям, которые удалось найти технологическим службам завода.

Особо следует отметить инженерные работы, связанные с обеспечением качества и долговечности кузовов автобусов – модернизацию гальванических ванн для нанесения фосфатного покрытия на элементы каркаса, строительство и запуск окрасочного комплекса, состоящего из восьми камер подготовки, грунтовки и окраски, бокса антикоррозионной обработки. Несмотря на сложность работ и значительные финансовые затраты, завод считал невозможным упростить эту технологию или отказаться от нее в ущерб качеству выпускаемой продукции. В результате напряженной работы в течение первых лет становления удалось организовать стабильное производство с полным циклом выполняемых параллельно работ:

- разработка новых моделей и модификаций;
- изготовление опытных образцов, их испытание;
- доработка конструкции;
- подготовка производства;
- постановка на производство новых моделей;
- серийное производство;
- новый производственный цикл.

Общими для всего семейства являются следующие особенности, отличающие автобусы МАЗ от серийных аналогов автобусных заводов СНГ:

- гибкая бесштамповая технология производства кузова, позволяющая с минимальными затратами и в сжатые сроки переходить на новые модели;
- применение многокомпонентных многоцветных акриловых и полиуретановых красок, что позволит получить более тысяч оттенков цвета в окраске автобуса, гарантирует долговечность и высокое качество окраски;
- использование двусторонне оцинкованного стального листа, нержавеющей стали, алюминия и пластика в облицовке кузова. В сочетании с антикоррозионной обработкой (снаружи и внутри) труб каркаса и днища автобуса это дает возможность избежать ремонта кузова на протяжении первых десяти лет эксплуатации;
- клеенные тонированные стекла позволяют создать современный внешний вид, уменьшают нагрузки на кузов, исключают течи и препятствуют возникновению очагов коррозии в оконных проемах;
- организация рабочего места водителя позволяет достигнуть высоких параметров комфорта и удобства управления;
- к стандартным комплектациям предлагается широкий выбор дополнительных вариантов, в том числе – электронное маршрутное табло с памятью на 999 маршрутов, электронные компостеры и кассы для продажи билетов, автоматический объявитель остановок, дополнительные независимые отопители салона, различные варианты планировки салона и установки сидений, автоматическая система пожаротушения;
- безопасность, надежность и высокие характеристики всей конструкции в целом;

- организация собственной сети станций технического обслуживания со складами запасных частей, обученным персоналом и необходимым оборудованием;
- регулярное обучение линейного персонала АП, предоставление литературы по обслуживанию и ремонту, каталогов запасных частей.

При проектировании автобусов МАЗ в качестве обязательного правила было принято соблюдение всех действующих и перспективных норм, устанавливаемых Директивами ЕЭС и Правилами ЕЭК ООН. Это позволило создать продукцию, соответствующую жестким международным стандартам, конкурентоспособную на мировом рынке, что подтверждается получением сертификационных документов разных государств.

Впервые в СНГ автобусы МАЗ начали оснащаться антиблокировочной системой тормозов и противобуксовочной системой, обеспечивающей трогание в условиях заснеженной или обледенелой дороги. До сих пор ни один из крупнейших производителей автобусов в СНГ не применяет в конструкции кузова оцинкованный лист, нержавеющую сталь в колесных арках, что в сочетании с пластиковыми и алюминиевыми деталями, антикоррозионной обработкой скрытых полостей и днища, клееными стеклами и полиуретановыми красками позволяет получить срок службы кузова более 10 лет.

Приоритетное внимание при разработке и производстве автобусов уделяется экологическим требованиям. Большинство выпускаемых в настоящее время моделей укомплектованы двигателями Евро-2 как зарубежного, так и отечественного производства, разработанными в тесном сотрудничестве с моторостроительными заводами. Ведутся работы по изготовлению пилотных партий автобусов с двигателями Евро-3. О высоком техническом уровне разработок и их новизне говорит отсутствие в СНГ аналогов низкопольных городских и пригородных автобусов МАЗ-103 и МАЗ-103С, МАЗ-105 является единственным серийно выпускаемым сочлененным городским автобусом, а автобусы, аналогичные МАЗ-152А в прототипах появились только в 2002 году.

Достижения МАЗа в производстве автобусов отмечены рядом дипломов международных выставок, премиями Министерства промышленности, Министерства транспорта, премией Правительства Республики Беларусь за достижения в области качества. На предприятии создана и действует система качества ИСО 9000, аттестованная в начале 2001 года органом по сертификации TUV CERT.

Производство автобусов на Минском автомобильном заводе постоянно развивается. Ежегодно разрабатывается несколько новых моделей и модификаций. Динамика его роста:

- 1993г.-1
- 1994 г.-4
- 1995 г.-10
- 1996г.-22
- 1997 г.-110
- 1998 г.-250
- 1999г.-380
- 2000г.-500

Заводом разработан пакет предложений по расширению производства и доведению его мощностей к 2003-2004г.г. до 1500 штук в год.

Автобусы МАЗ значительно дешевле аналогов. Достичь этого удалось благодаря разработке и освоению передовых технологических методов в производстве. Гибкая бесштамповая технология производства кузова, широкое применение пластиков и стеклопластиков в облицовке, использование клеев и герметиков компенсационного типа и другие технологии являются уникальными для промышленности Беларуси. Впервые

они были внедрены на Минском автомобильном заводе при производстве автобусов. Высокая степень унификации по узлам, агрегатам и системам с основной продукцией Минского автозавода - грузовыми автомобилями позволила значительно снизить стоимость автобусов и сократить сроки подготовки производства. Еще одним фактором снижения стоимости было выполнение мероприятий по отраслевой программе «Импортозамещение». Удельный вес в себестоимости продукции комплектующих снизился почти в 9 раз, и завод добился снижения цены например, по городским автобусам с 180 000\$ до 62 000\$. Освоение новых видов изделий и материалов позволило создать более 10 тыс. рабочих мест на предприятиях республики, в том числе на МАЗе- 2,5 тыс. рабочих мест и более 4 тыс. рабочих мест в г. Минске при производственной мощности 700 автобусов в год с перспективой ее развития до 1,5 тыс. в год.

Одним из важных путей достижения высокого технического уровня автобусной техники явилось тесное сотрудничество с научными учреждениями, что эффективно реализовалось и реализуется через Государственную программу «Белавтотракторостроение». Работы НИЦ ПММ НАНБ,

ИММС НАНБ, Бел НИИ транспорта «Транстехника», БГПА позволили решить многие технические проблемы, связанные с проектированием автобусов, их эксплуатацией, разработкой и освоением производства новых технологий и материалов. В частности - разработка новых моделей, в том числе автобус для перевозки пассажиров в аэропортах, создание прототипов автобусов с газоискровыми двигателями, работающими на сжатом природном газе в продолжение работ, проведенных в 1999-2000г. по созданию образцов с газодизельным двигателем. В перспективе – работы по адаптации на автобусах двигателей на топливных элементах как наиболее перспективной концепции на ближайшие годы.

Возможность полностью отказаться от закупок автобусов по импорту позволила сэкономить за 10 лет более 80 млн.\$ валютных средств. Более того, растущий экспорт автобусов в страны ближнего и дальнего зарубежья становится важной статьёй пополнения бюджета. Сегодня автобусы МАЗ эксплуатируются более чем в 80 городах РБ, РФ, Украины, Казахстана, Латвии. В перспективе рассматриваются поставки автобусов МАЗ на рынки стран Центральной и Южной Европы (Румынии, Болгарии, Югославии), Ближнего Востока.

Разработку и освоение производства автобусов на Минском автомобильном заводе можно рассматривать как один из самых успешных проектов, реализованных в промышленности Республики Беларусь за последние годы.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*Политехника Свентокшистская в Кельцах, Польша
Беларусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

1. ВВЕДЕНИЕ

При проектировании механических приводов обычно возникает необходимость расчета и выбора основных параметров зубчатых передач, а также выполнения чертежей узлов и деталей привода.

Существующие методики и рекомендации к расчетам [1, 2], программное обеспечение расчетов [3, 4, 9], нормы на прочностной расчет цилиндрических эвольвентных передач [5], которые используются „матерыми” редукторщиками, не всегда удовлетворяют потребностям студентов технических ВУЗов, впервые приступающим к прочностным расчетам. Требуется рекомендаций также выбор параметров передачи при вычисленном диаметре шестерни (межосевом расстоянии) или длине образующей конуса. На протяжении ряда лет студенты Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach и других ВУЗов Польши пользуются разработками автора [6, 7], которые в 2001 и 2002 году увидели свет в русскоязычном варианте [8]. Эти разработки базируются на нормах ISO [10, 11, 12], полностью соответствуют [5] и предназначены для использования языка MathCAD, специфика которого состоит в программировании расчетов непосредственно в процессе их выполнения, что в какой-то мере позволяет осмысливать результаты выполненной работы и влиять на конечный результат, а не использовать готовый результат, не имея практически на него никакого влияния.

Что касается выполнения чертежей узлов и деталей привода, в особенности чертежей зубчатых колес, то и здесь имеется большая недоработка высшей школы перед студентами.

ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Как известно, прочностной расчет цилиндрических закрытых передач, следуя [1, 2, 5, 10], выполняется из условия предотвращения *pittinga* зубьев. Условие контактной прочности зубьев для проектного расчета имеет вид $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$, (1)

откуда определяется диаметр шестерни или межосевое расстояние с последующим выбором параметров передачи и проверкой:

- расчетных контактных напряжений

$$\text{(условие прочности } \sigma_H \leq \sigma_{HP} \text{ - проверочный расчет)} \quad (2)$$

- предотвращения усталостного излома зубьев

$$\text{(условие прочности } \sigma_F \leq \sigma_{FP} \text{ - проверочный расчет),} \quad (3)$$

- предотвращения пластической деформации зубьев при перегрузках

$$\text{(условие прочности } \sigma_{H \max} \leq \sigma_{Hgr} \text{ - проверочный расчет),} \quad (4)$$

- предотвращения статического излома зубьев при перегрузках

$$\text{(условие прочности } \sigma_{F \max} \leq \sigma_{Fgr} \text{ - проверочный расчет).} \quad (5)$$

Расчет выполняется либо относительно диаметра шестерни d_{w1} , либо относительно межосевого расстояния a_w (2 методики).

Исходными данными являются – крутящий момент на шестерне T_1 или зубчатом колесе T_2 , Н.м; допускаемые напряжения; передаточное число u , схема передачи и условия ее работы.

Вопрос – в качестве исходных данных использовать T_1 или T_2 ? Методики [1] используют и одну величину и другую, не уточняя какой момент и когда использовать. Учитывая, что привод проектируется для потребителя (заданы выходные данные привода), а также анализируя техническую документацию НИИредуктора (г. Киев), Майкопского редукторного завода, завода REDOR (m. Bielsko-Biała, Польша) можно сделать однозначный вывод - расчетные методики должны быть построены относительно T_2 , что и отмечено в ГОСТе [5]. Поэтому издание [8] полностью откорректировано на использование в расчетах момента на зубчатом колесе T_2 . На результат расчета это никакого влияния не оказывает, но вносит определенную организацию в методики расчета.

В зависимостях (1, 2, 3) [1, 2] не учтен характер изменения внешней нагрузки (внешняя динамика привода), что учитывается коэффициентом k_A , значения которого определены ГОСТом [5]. Характер изменения внешней нагрузки, как правило, не учитывается циклограммой внешних нагрузок.

В связи с этим зависимость (1) для определения расчетного диаметра шестерни целесообразно представлять в виде

$$d_1' = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_A (u+1)}{\phi_{bd} \sigma^2_{HP} u^2}} 10^3, \text{ мм} \quad (6)$$

где $K_d = 77,0$ – для прямозубых передач;

$K_d = 67,5$ – для косозубых передач.

Для проектного расчета передач относительно межосевого расстояния целесообразно использовать зависимость

$$a_w' = k_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} k_A}{\phi_{ba} \sigma^2_{HP} u^2}} 10^3 \text{ мм}, \quad (7)$$

где $k_a = 49,5$ - для прямозубых передач;

$k_a = 43,0$ - для косозубых передач.

Остальные параметры зависимости (6) и (7) общеизвестны.

Учитывая, что размерность момента на колесе T_2 Н.м, целесообразно для общности рассуждений оставить 10^3 под знаком радикала, а не увеличивать параметр K_d (K_a) в 10 раз.

2.2. Выбор основных параметров передачи рекомендуется выполнять в последовательности:

1. Ширина венца колеса, мм $b_2 = \phi_{bd} d_1'$.

2. Ширина шестерни, мм $b_1 = b_2 + (3 \div 5)$.

3. Расчетное межосевое расстояние, мм $a_w' = d_{w1}'(u + 1)/(2 \cos \beta')$,

где $\beta' \approx 13^\circ$ - предварительно принимаемый угол наклона зуба. Полученное a_w' округляется до **ближайшей** (не обязательно большей) величины a_w в соответствии с ГОСТом.

4. Принимая предварительно $z_1' = 19$, определяется модуль зацепления $m' = d_1' \cos \beta' / z_1'$, мм и округляется до **ближайшей** величины m_n , мм в соответствии с ГОСТ.

2. Полученные результаты сводятся в таблицу:

$$z_{\Sigma} = z_{\Sigma} - 2; \quad \beta = ; \quad \varepsilon_{\beta}' = ;$$

$$z_{\Sigma} = z_{\Sigma} - 1; \quad \beta = ; \quad \varepsilon_{\beta}' = ;$$

$$z_{\Sigma} = z_{\Sigma}; \quad \beta = ; \quad \varepsilon_{\beta}' = ;$$

$$z_{\Sigma} = z_{\Sigma} + 1; \quad \beta = ; \quad \varepsilon_{\beta}' = ;$$

$$z_{\Sigma} = z_{\Sigma} + 2; \quad \beta = ; \quad \varepsilon_{\beta}' = ;$$

3. Из полученного массива значений, принимая во внимание ограничение угла наклона зубьев ($8^{\circ} \leq \beta \leq 22^{\circ}$), выбирается величина ε_{β}' наиболее близкая к $\varepsilon_{\beta} = 1,0$.

Выбранное значение ε_{β}' корректируется изменением ширины колеса b в границах изменения допускаемых напряжений. Если выполненные действия не привели к ожидаемому результату, то возможно изменение модуля зацепления m .

2.1 Силы в зацеплении зубчатых колес

Общепринято, что усилия в зацеплении зубчатых колес определяются:

- для шестерни, исходя из момента на шестерне T_1 ,
- для колеса, исходя из момента на колесе T_2 .

В связи с тем, что соотношение моментов $T_2 = T_1 u \eta$ зависит от u , а соотношение диаметров шестерни и колеса находится в зависимости от u_o (10), которые не всегда равны, то иногда получается результат $F_{t1} \leq F_{t2}$. Чтобы избежать этого, следует корректировать момент на шестерне. Действительный момент на шестерне $T_{10} = T_1 u / u_o$, и из этой величины определяются силы на шестерне.

ВОПРОСЫ ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

3.1. В литературе расчет конических передач проводится в двух вариантах:

- с учетом коэффициента ширины зубчатого венца относительно среднего диаметра шестерни $\phi_{bd} = b / d_{m1}$,
- с учетом коэффициента ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния [1, 2] $\phi_{be} = b / R_e$.

В настоящее время расчет с использованием коэффициента ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния ϕ_{be} является предпочтительным, что следует из последнего издания [1] и будет представлено ниже.

Зависимость для определения расчетного внешнего диаметра шестерни с учетом рекомендаций п. 1 имеет вид

$$d'_{e1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_A}{\mathcal{J}_H \sigma_{HP}^2 (1 - K_{be}) K_{be} u^2}} 10^3, \text{ мм}, \quad (15)$$

где $K_d = 101$ – для прямозубых передач;

$K_d = 90$ – для передач с непрямым (круговым) зубом;

ϕ_{be} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния; $\phi_{be} = b / R_e = 0,2 \div 0,3$;

\mathcal{J}_H – коэффициент, учитывающий изменение прочности конической передачи по сравнению с прочностью передачи цилиндрической [1].

Остальные параметры общеизвестны.

3.2. Выбор основных параметров прямозубой конической передачи

1. Принимая предварительно $z'_1 = 19$, определяется модуль зацепления $m'_{te} = d'_{e1} / z'_1$, мм и округляется* до ближайшей величины $m_{te} = m_n$, мм в соответствии с ГОСТ.
2. Число зубьев шестерни $z_1 = d_{e1} / m_{te}$. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$. Числа зубьев z_1 и z_2 - целые числа.
3. Действительное передаточное число $u_d = z_2 / z_1$. (16)
4. Углы делительных конусов, град.

$$\delta_1 = \arctg(z_1 / z_2); \quad \delta_2 = \arctg(z_2 / z_1). \quad \delta_{1(2)} = \text{---}^\circ \text{---}' \text{---}''.$$
5. Внешние диаметры зубчатых колес, мм:
 - начальных $d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}$;
 - вершин зубьев $d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2m_{te} \cos \delta_{1(2)}$;
 - впадин зубьев $d_{fe1(2)} = d_{e1(2)} - 2,4m_{te} \cos \delta_{1(2)}$.
6. Внешнее конусное расстояние, мм

$$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$
7. Ширина венца зубчатых колес, мм

$$b = R_e K_{be}. \quad b - \text{целое число.} \quad [m_{te} \geq (b/8 \div b/10)].$$
8. Модуль зацепления в среднем сечении зуба, мм

$$m_m = m_{te} (R_e - 0,5b) / R_e.$$
9. Диаметры колес в среднем сечении зуба, мм

$$d_{m1(2)} = m_m z_{1(2)}.$$

3.3. Выбор основных параметров передач с круговым зубом

1. Принимая число зубьев шестерни z_1 по рекомендациям ГОСТ 19624-74, определяют число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$.
Числа зубьев z_1 и z_2 - целые числа.
2. Действительное передаточное число $u_d = z_2 / z_1$. (17)
3. Число зубьев плоского колеса $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
4. Предварительная величина внешнего окружного модуля, мм

$$m'_{te} = d'_{e1} / z_1.$$
5. Предварительная величина внешнего конусного расстояния, мм

$$R'_e = 0,5m'_{te} z_c.$$
6. Ширина венца зубчатых колес, мм

$$b = R'_e K_{be}. \quad b - \text{целое число.}$$
7. Предварительная величина среднего конусного расстояния, мм

$$R'_m = R'_e - 0,5b.$$
8. Средний нормальный модуль, мм

$$m'_n = 2R'_m \cos \beta_n / z_c,$$

* По технологическому процессу нарезания колес с прямыми зубьями стандартизация m_{te} не обязательна.

где $\beta_n = 35^\circ$ - расчетный угол наклона зуба (рекомендуется принимать одно из значений ряда: $25^\circ, 30^\circ, 35^\circ, 40^\circ$).

Значение m'_n округляют до ближайшей величины m_n в соответствии с ГОСТ 9563-60 при условии $m_n \geq (b/8 \div b/10)$.

9. Углы делительных конусов, град.

$$\delta_1 = \text{arc tg}(z_1 / z_2); \quad \delta_2 = \text{arc tg}(z_2 / z_1). \quad \delta_{1(2)} = \text{---}'\text{---}''.$$

10. Диаметры колес в среднем сечении зуба, мм

$$d_{m1(2)} = m_n z_{1(2)}.$$

11. Среднее конусное расстояние, мм

$$R_m = 0,5m_n z_c / \cos \beta_n.$$

12. Внешнее конусное расстояние, мм

$$R_e = R_m + 0,5b.$$

13. Внешний окружной модуль, мм

$$m_{te} = 2R_e / z_c.$$

14. Внешние делительные диаметры колес, мм

$$d_{e1(2)} = m_{te} z_{1(2)}.$$

В связи с тем, что в конических передачах с круговым зубом нормируется модуль в среднем сечении зуба, рекомендуется зависимость (15) для определения диаметра шестерни изменить и определять не внешний, а на средний диаметр.

3.4. Проверка расчетных контактных напряжений

Расчетные контактные напряжения σ_H , МПа определяют по известной зави-

симости [1] $\sigma_H = Z_H Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{\rho_H d_{m1} u}} \leq \sigma_{HP}$, где удельную расчетную окружную силу W_{Ht} определяют с учетом коэффициента k_A

$$W_{Ht} = F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_A / b_2, \text{ Н/мм.}$$

3.5. Проверка расчетных напряжений изгиба

Расчетные напряжения изгиба σ_F , МПа определяют по известной зависимости

[1] $\sigma_F = Y_{Fs1(2)} Y_\beta Y_\varepsilon W_{Ft} / \rho_F m_m \leq \sigma_{FP}$, где удельную расчетную окружную силу W_{Ft} определяют с учетом коэффициента k_A

$$W_{Ft} = F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} K_A / b_2, \text{ Н/мм.}$$

Проверка прочности зубьев при перегрузках (4) и (5) не вызывает трудностей [1, 2].

3 ВОПРОСЫ РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В русскоязычной технической литературе определение усилий, действующих в зацеплении червячных цилиндрических колес и используемых для последующего расчета валов передачи, производится из момента на колесе

$$T_2 \cdot F_{t2} = 2T_2 / d_{w2}; \quad F_{r2} = F_{t2} \text{tg} \alpha; \quad (18)$$

Усилия, действующие на червяк, принимаются

$$F_{t1} = F_{a2}; \quad F_{r1} = F_{r2}; \quad F_{a1} = F_{t2} \quad [1].$$

В действительности величины усилий на червяке больше усилий на колесе и их следовало бы вычислять по зависимостям

$$F_{t1} = F_{a2} / \eta; \quad F_{r1} = F_{r2} / \eta; \quad F_{a1} = F_{t2} / \eta, \quad (19)$$

что не соответствует положению – силы вычисляются из момента.

Схема выполнения следующая:

- определяются усилия на червячном колесе – по зависимостям (18);
- определяется значение КПД червячной пары $\eta = \text{tg } \gamma / \text{tg}(\gamma + \rho')$;
- уточняется значение крутящего момента на червяке $T_1' = T_2 / u\eta$;
- определяются усилия на червяке:
 - окружное $F_{t1} = 2T_1' / d_{w1}$;
 - осевое $F_{a1} = F_{t1} / \text{tg } \gamma$;
 - радиальное $F_{r1} = F_{t1} \text{tg } \alpha / \text{tg } \gamma$.

Определенные таким образом усилия на червяке соотносятся с усилиями на колесе зависимостями (19).

5 ВЫВОДЫ

1. Представлены особенности методик расчета и выбора параметров закрытых цилиндрических передач относительно диаметра шестерни d_{w1} , а также конических прямозубых и с кругом зубом передач.
2. Методики представлены относительно момента T_2 на зубчатом колесе – как параметре, учитывающем требования потребителя.
3. Методики учитывают определенный ГОСТом коэффициент внешней динамики привода k_A .
4. Представлены рекомендации по вычислению усилий в зацеплении зубчатых цилиндрических и червячных передач.
5. Методики расчета всех видов передач с учетом предлагаемых уточнений представлены в [8], где представлены также образцы выполнения чертежей зубчатых колес.

Литература: 1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2000. – 383 с. 2. Курсовое проектирование деталей машин. Под ред. В.Н.Кудрявцева – Л.: Машиностроение, 1984. – 400 с. 3. Расчет деталей машин на ЭВМ. Учебное пособие для вузов. Под ред. Д.Н. Решетова и А.С. Шувалова. М.: Высшая школа, 1985. – 380 с. 4. Wspomagane komputerowo projektowanie typowych zespołów i elementów maszyn. Pod. red. J.Osińskiego. – Warszawa: PWN, 1998. – 230 s. 5. ГОСТ 21354-87 – Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. 6. Kurmaz L.W. Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie. Skrypt nr 342 – Kielce: Politechnika Świętokrzyska, 1998. – 200 s. 7. Kurmaz L.W. Podstawy konstrukcji maszyn. Projektowanie. – Warszawa: PWN, 1999. – 191 s. 8. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Изд. 2. Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 296 с. 9. Kurmaz L. Obliczenia wytrzymałościowe ze wspomaganie komputerowym przekładni zębatych walcowych jedno- i dwustopniowych dla potrzeb dydaktyki (ćwiczeń projektowych). Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej. Mechanika, z. 27. XV Sympozjon PKM. Cz. 2. Rzeszów. 1991.- s. 179-180 10. ISO 6336-1:1996(E) - Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 1: Basic principles introduction and general influence factors. 11. ISO 6336-2:1996(E) - Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 2: Calculation of surface durability (pitting). 12. ISO 6336-3:1996(E) - Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 3: Calculation of tooth bending strength. 13. Курмаз Л.В., Якубчак С. Некоторые вопросы выбора параметров цилиндрических зубчатых колес и использование компьютерной техники при выполнении их рабочих чертежей. Вестник ХГПУ, выпуск 109. Харьков, 2000. - с. 103-107.

КОМПЬЮТЕРНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ МОДЕЛИРОВАНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ

*Московский автомобильно-дорожный институт
(Государственный технический университет)
Москва, Россия*

В связи с происходящими в последние годы в промышленности и сфере информатики процессами и тенденциями, для выживания предприятий необходимы крупные структурные изменения, направленные на повышение эффективности управления, создание развитых средств коммуникации и кооперации с клиентами и партнёрами, создание базы профессиональных знаний. Целью каждого предприятия должно быть максимизация числа продаж продукции высокого качества. Качество продукции определяется потребителем исходя из конкуренции на глобальном рынке.

Прявилось понятие виртуального предприятия, образованного путём отбора требующихся человеческих, организационно-методических и технологических ресурсов с разных организаций и их компьютерной интеграции, приводящей к формированию гибкой, динамичной организационной системы, наиболее приспособленной для скорейшего выпуска новой продукции, её оперативной поставки на рынок.

В качестве стратегии выживания в новой среде рассматриваются CALS- технологии, используемые в основе обеспечения жизненного цикла изделия (ЖЦИ).

В настоящий момент CALS понимается как Continuous Acquisition and Life Cycle Support – непрерывная информационная поддержка жизненного цикла изделия или продукта. По своей сути сегодня CALS – является глобальной стратегией повышения эффективности бизнес – процессов, выполняемых в ходе полного жизненного цикла продукта за счёт информационной интеграции и преимущества информации, порождаемой на всех этапах жизненного цикла. Средствами реализации данной стратегии являются CALS – технологии, в основе которых набор интегрированных информационных моделей – самого ЖЦИ и выполняемых в его ходе бизнес – процессов, производственной и эксплуатационной среды и пр.

Идеальной основой для решения поставленной задачи является использование единой интегрированной модели продукта и его жизненного цикла, описывающей объект настолько полно, что выступает в роли единого источника информации для любых выполняемых в ходе жизненного цикла процессов.

Ключевым понятием для виртуального предприятия является концепция многопользовательской базы данных. Она должна содержать всю необходимую информацию для компьютерной поддержки ЖЦИ и должна быть доступна как заказчику, так и самому разработчику.

Стандарты CALS покрывают весь спектр потребностей пользователей, обеспечивая единое представление текста, графики информационный структур и мультимедийные средства, передачу данных, хранение данных, документацию и многое другое для всех приложений. Каждый вид информации представляется через соответствующий стандарт. В качестве стандарта представления функциональной структуры предприятия рекомендуется использование IDEFO, для системы управления качеством – ISO 9000, и т.д.

Среди CALS – технологий интеграции данных об изделии, ключевой является технология управления данными об изделии (Product Data Management – PDM). PDM

– технология предназначена для управления всеми данными и информационными процессами ЖЦИ, создающими и использующими эти данные. Данные об изделии состоят из идентификационных данных (например, данных о составе или конфигурации изделия) и данных или документов, которые используются для описания изделия или процессов его проектирования, производства или эксплуатации (при этом все данные обязательно представлены в электронном виде). Управление информационными процессами ЖЦИ представляет собой поддержку различных процедур, создающих и использующих данные об изделии (например, процедуры изменения изделия), т.е. фактически поддержку электронного документооборота, например, конструкторского документооборота . Основной идеей PDM – технологии является повышение эффективности управления информацией за счёт повышения доступности данных об изделии, требующихся для информационных процессов ЖЦИ . Повышение доступности данных об изделии достигается за счёт интеграции всех данных об изделии в логически единую модель.

Для реализации PDM – технологии существуют специализированные программные средства, называемые PDM – системами (т.е. системами управления данными об изделии; другое название системы управления проектами). Это позволяет :

- Избавить конструктора от производительных затрат своего времени, связанных с поиском, копированием и архивированием данных, что, при работе с бумажными данными, составляет 25 – 30% его времени;
- Улучшить взаимодействия между конструкторами, технологами и другими участниками ЖЦИ изделия за счёт поддержки методики параллельного проектирования, что приводит к сокращению количества изменений изделия;
- Значительно сократить срок проведения изменения конструкции изделия или технологии его производства за счёт улучшения контроля за потоком.

Ключевым понятием для виртуального предприятия является концепция многопользовательской базы данных. Она должна содержать всю необходимую информацию для компьютерной поддержки ЖЦИ и должна быть доступна как заказчику, так и самому разработчику.

Стандарты CALS обеспечивая единое представление текста, графики, информационных структур и данных о проекте, сопровождении и производстве, включая звук, видео, мультимедийные средства, передачу данных, хранение данных, документацию и многое другое для всех приложений. Каждый вид информации представляется через соответствующий стандарт. В качестве стандарта представления функциональной структуры предприятия рекомендуется использование IDEF0, для системы управления качеством – ISO 9000, и т.д.

Среди CALS – технологий интеграции данных об изделии, ключевой является технология управления данными об изделии (Product Data Management – PDM). PDM – технология предназначена для управления всеми данными и информационными процессами ЖЦИ, создающими и использующими эти данные. Данные об изделии состоят из идентификационных данных (например, данных о составе или конфигурации изделия) и данных или документов, которые используются для описания изделия или процессов его проектирования, производства или эксплуатации (при этом все данные обязательно представлены в электронном виде). Управление информационными процессами ЖЦИ представляет собой поддержку различных процедур, создающих и использующих данные об изделии (например, процедуры изменения изделия), т.е. фактически поддержку электронного документооборота, например, конструкторского документооборота. Основной идеей PDM – технологии является повышение эффективности управления информацией за счёт повышения доступности данных об изделии, требующихся

для информационных процессов ЖЦИ. Повышение доступности данных об изделии достигается за счёт интеграции всех данных об изделии в логически единую модель.

Для реализации PDM – технологии существуют специализированные программные средства, называемые PDM – системами (т.е. системами управления данными об изделии; другое название – системы управления проектами). Это позволяет :

- Избавить конструктора от производительных затрат своего времени, связанных с поиском, копированием и архивированием данных, что, при работе с бумажными данными, составляет 25 – 30% его времени;
- Улучшить взаимодействия между конструкторами, технологами и другими участниками ЖЦИ изделия за счёт поддержки методики параллельного проектирования, что приводит к сокращению количества изменений изделия;
- Значительно сократить срок проведения изменения конструкции изделия или технологии его производства за счёт улучшения контроля за потоком работ в проекте;
- Резко увеличить доли заимствованных или слегка изменённых компонентов в изделии (до 80%) за счёт предоставления возможности поиска компонента с необходимыми характеристиками.

Институтом механики при МАДИ (ГТУ) обрабатываются современные компьютерные технологии моделирования и проектирования автомобильных конструкций на примере колёс транспортных средств. Осуществляется их внедрение и апробация на производстве колёсных дисков.

Рынок колёс автомобильных дисков отличается большим динамизмом. Необходимо сокращать сроки проектирования и подготовки производства изделий, повышать качество продукции, быстрее реагировать на изменения конъюнктуры рынка.

Реализуется "сквозная " схема использования информационных технологий на всех этапах жизненного цикла колеса, включая следующие этапы, показанные на схеме (рис.1)

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В ПОЛНОМ ЦИКЛЕ ИЗДЕЛИЯ

ПЖЦ – total life cycle (TLC)

- 1.
2. Дизайн
3. Проект
4. Производство
5. Испытания
6. Продажи
7. Эксплуатация
8. Утилизация

Типы программных комплексов

- ИНФОРМАЦИОННОЕ
- ИНЖИНЕРНОЕ
- ЭКОНОМИЧЕСКОЕ
- БУХГАЛТЕРСКОЕ

Передача информации

- Базы данных и информационно-поисковые
Интернет (Internet)

Корпоративные сети

- CALS и CAD-технологии 3D(размерность)
⇒2,3,(4),6

(КП)

- Системы управления техпроцессами
(автоматизированные) ⇒4,5

(КП)

- Рекламные, маркетинговые, экономика,
бухгалтерия ⇒ 6

(КП)

- Системы мониторинга при эксплуатации
конструкции и в тех. обслуживании ⇒ 7, 8

(Интернет)

Рис.1

Осуществляется анализ программного обеспечения (CAD/CAE/CAM/PDM), представленного на Российском рынке, не предмет его целесообразности применения в производстве конструкций колёс.

Наибольшую популярность в промышленности, как известно, получили следующие пакеты программного обеспечения [1]:

- В области дизайна – Studio Tools (Alias Wavefront) и ICEM Surf (PTS) и д.р.
- В области CAD систем – CATIA (Dassault Systemes), PRO/Engineer (PTS), Unigraphics (EDS), ACAD (Autodesk), Solid Works, а также ADEM? КОМПАС (АСКОН), T – FLEX (Топ Системы) и д.р.
- В области расчётных пакетов (CAE) – NASTRAN и Mars(MSC), Ansis, COSMOS, ABAQUS, Dasys+пре-и постпроцессора Gnom и д.р.

Внедрение сквозного параллельного проектирования и подготовки производства позволяет существенно сократить время подготовки выхода изделия на рынок.

Разработка каждого нового проекта начинается с маркетинговых исследований рынка и выдачи задания конструкторской службе. Разработка дизайна диска колеса сразу начинается с использованием трёхмерного моделирования. Использование современных компьютерных технологий позволяет получать фотореалистичные изображения дисков на стадии концептуальной проработки.

Одновременно отрабатывается конструкция. Проводятся оптимизационные прочностные расчёты по оригинальной методике с использованием программного комплекса собственной разработки Базис+.

Одновременно проводится анализ технологичности конструкции. Единая информационная модель изделия обеспечивает параллельную работу и позволяет существенно сократить и средства.

После утверждения дизайна и конструкции диска начинается разработка конструкторской и технологической документации, технологическая подготовка производства. Разрабатывается конструкция литейной оснастки.

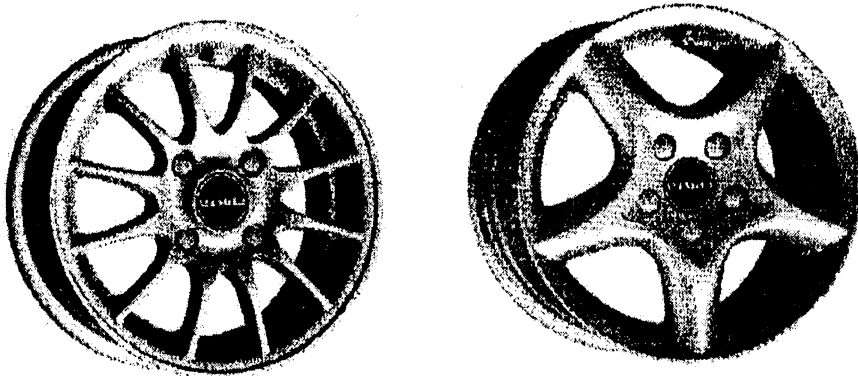


Рис.2.

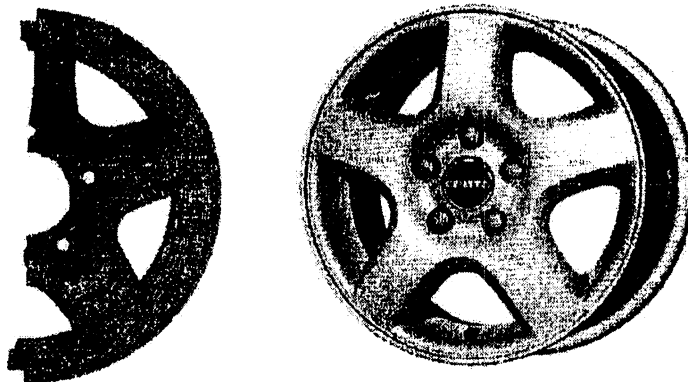


Рис.3.

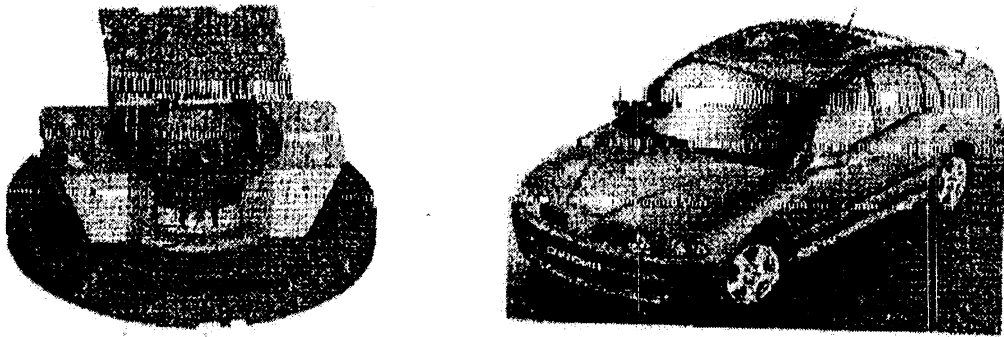


Рис.4.

С учётом особенностей конструкции конкретного диска разрабатываются схемы охлаждения литейной формы. Разрабатываются программы для управления станками ЧПУ.

Единая информационная структура также обеспечивает полную двустороннюю ассоциативность. Любые изменения, внесённые на каком-либо этапе разработки, автоматически переносятся на все участки проектирования. Например, внесение изменения в деталь приведёт к автоматическому изменению модели отливки, сборки литейной формы, чертежей и при необходимости управляющих программ для станков.

Как уже указывалось, особое место занимают разработки методов расчётного анализа прочности и прогнозирования надёжности колёс автотранспортных средств на этапах жизненного цикла изделия и разработка требований к материалам [2].

Литература. 1. Суханов Ю. Финансовые итоги крупнейших разработчиков CAD/ CAM/CAE/PDM за 2001Год.//CAD/CAM/CAE. – 2002 N1. – С6 – 18. 2. Демьянушко И.В. Проектирование долговечности и ресурса машин и их элементов на этапах жизненного цикла // Сборник научных трудов Московского ордена трудового красного знамени Автомобильно – дорожного института (МАДИ) – 1986г.

УДК 621.811.00415+6211.70

П.Л. Мариев, В.И. Моисеенко

УПРАВЛЕНИЕ СТРУКТУРНОЙ ОДНОРОДНОСТЬЮ И РАВНОПРОЧНОСТЬЮ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ И ДЕТАЛЕЙ МАШИН

*Институт надёжности машин НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь
Производственное объединение «Белорусский автомобильный завод»
г. Жодино, Минской обл., Беларусь*

На свободном рынке привлекательность транспортных машин определяется, в первую очередь, более низкой себестоимостью выполняемых ими работ и оказываемых услуг. Это достигается чаще всего равнопрочностью деталей путем устранения в них концентраций нагрузок и напряжений и упругопластической деформации в материале деталей, которая предшествует любому разрушению стали и которая развивается из-за ее структурной неоднородности [3]. Несмотря на несомненные успехи науки и техники в изучении местных напряжений и локальных свойств материала (в частности, сталей) методы их учета и устранения в большинстве случаев оставались эмпирическими и недостаточно эффективными. Это в первую очередь касается деталей и конструкций из

высокопрочных материалов, крупногабаритных литых деталей, сварных конструкций, а также изделий эксплуатирующихся при сверхмногоцикловой усталости и низких климатических температурах. В этих условиях даже создание равнонапряженной конструкции вызывает трудности. Выполненный цикл исследований позволил решить проблемы структурной равнопрочности стали и конструкционной равнопрочности деталей.

При этом прочность и разрушение рассмотрены с позиций макролокализации пластической деформации (МЛПД) в сталях. Природа МЛПД не только впервые объяснена как следствие химической и структурной неоднородности приграничного объема зерен, линейные размеры которого измеряются нанометрами, но и разработаны научные основы управления феноменом МЛПД в реальных деталях. При этом в приграничном слое определены место расположения и физическая сущность постоянного источника дислокаций, действующего от момента зарождения первых дислокаций и до разрушения материала.

Широко известная опасность разрушения стали при одновременном существовании в ней γ и α фаз, позволила считать сопряжение γ и α решеток внутри зерна (у его границы) наиболее эффективным источником напряжений, что предопределило интерес к исследованию существования аустенита на границах ферритных зерен. Анализ двойных и многокомпонентных систем в сплавах [1] позволил впервые установить, что в приграничных объемах зерен стали приоритетная роль в образовании приграничного аустенита в ферритном зерне принадлежит примесной меди, концентрирующейся на границах зерен и в их приграничных объемах. Медь образует с никелем (и с марганцем) растворы с высокой взаимной растворимостью. В то же время, углерод и азот нерастворимы в меди. Поэтому концентрация меди у границ зерен стали сопровождается повышением здесь же концентрации никеля и марганца и уменьшением концентрации углерода. Медь и никель, находящиеся одновременно в стали, даже в виде примесей ($>0,15\%$ каждого из элементов) могут вызывать образование в стали аустенита, располагающегося у границ зерен. При этом развитие локализованной пластической деформации в сталях с феррито-перлитной структурой связывается с наличием в приграничной зоне зерен (чаще всего ферритных) структур с различающимися размерами кристаллических решеток: феррита, аустенита, мартенсита. Узлы сопряжения этих структур рассматриваются как источники напряжений, а расстояние между ними в двух соседних зернах, как основной силовой фактор транскристаллитного скольжения и поворота зерен. Впервые показано, что у всех нормализованных или отожженных мало- и среднеуглеродистых сталей, ее феномен—развитая площадка текучести на диаграммах растяжения образцов—отмечается только при одновременном содержании меди и никеля в стали в количестве $\geq 0,15\%$. Это неизвестное ранее явление смоделировано на образцах из стали 09Г2С, стали 20, а также на образцах из карбонильного и из особо чистого порошкового железа (ОСЧ).

Микроспектральные анализы в сочетании с электронной микроскопией (синхротроническая спектрометрия с применением микроскопов СЭМ-615 и FI -5000 – (зонды 1мкм и 0,1 мкм - соответственно); исследование тонких фольг стали и электронограмм на ПЭМ: ЭМ 125 и ЭМ200, Мессбауэровская спектроскопия, Auger - спектрометрия, Esha - спектрометрия, SIMS - масс-спектрометрия вторичных ионов, позволили установить неизвестные ранее закономерности формирования зернограничной химической и структурной неоднородности стали, а также подтвердили основные положения выдвинутой гипотезы макролокализации пластической деформации. В приграничных объемах зерен в присутствии примесной меди обнаружены концентрации Ni, Mn и C, а также наличие градиентов концентрации этих элементов. Концентрация примесных Cu, Ni и Mn в приграничном слое зерен углеродистых и низколегированных сталей обычно превышает среднее их содержание в стали в 5-10 раз, а углерода – в 10-20 раз, [2, 3]. В

приграничном слое зерен среднелегированных сталей, содержащих никель (в том числе на поверхности фасеток хрупкого излома) количество меди может превышать ее среднее содержание в стали в 30-40 раз, достигая 8-10%. При этом максимальные количества металлических аустенитообразующих элементов Ni и Mn в приграничном слое достигают 8%. При наличии в стали примесной меди ширина зоны заметной концентрации аустенитообразующих металлических легирующих у границы зерна составляет 4-60 нм. Ширина приграничной зоны с повышенной концентрацией углерода (~1%) достигает 200 нм [3].

Вышеприведенное количество Ni и Mn в зоне границ ферритных зерен достаточно для существования в приграничной зоне зерна аустенита или мартенсита. В отожженной феррито-перлитной стали 20X2H4A, содержащей примесную медь 0,15%, методом ядерного магнитного резонанса (ЯМР-эффект Мессбауэра) обнаружен аустенит в количестве до 5% [2]. Объемная доля аустенита в составе образца коррелируется с объемной долей высоколегированной приграничной зоны зерна. Дополнительно наличие приграничного аустенита исследовано с помощью ПЭМ-200 на модельных сталях следующего состава: сталь №1 - сталь 20, Cu и Ni – 0,05%; сталь №2 - сталь 20 – C-0,2%, Cu-0,4%, Ni-0,05%; сталь №3 – C-0,2%, Cu-0,4%, Ni-2,5%, Cr-1%. В стали №3 по границам зерен феррита (в некоторых участках) наблюдается аустенит. Кроме того, исследование фольг позволило подтвердить выдвинутую гипотезу зарождения дислокаций у границ зерен при одновременном содержании Cu и Ni в материале [3].

В широко применяемых конструкционных сталях, кроме зернограничной концентрации меди, установлено ее перераспределение при нагреве: чем выше при нагреве степень обогащения свободных поверхностей медью, тем ниже интенсивность выделения на этих поверхностях углерода (табл.1), что чрезвычайно важно при цементации стали.

Таблица 1 Локальная концентрация (интенсивность излучения I) углерода и меди на свободной поверхности излома в вакууме $1 \cdot 10^{-9}$ при нагреве до 600°C (Sims-спектрометрия)

Марка стали	Изменение интенсивности излучения элементов (I_{600} / I_{25})	
	C	Cu
Сталь 20	44	3
14X2ГМР	21	11
14ХГНМДАФБРТ	8	17

Концентрация Cu, Ni, Mn и C у границ зерен стали, перераспределение элементов при нагреве, увеличение дислокаций у границ зерен с увеличением в стали меди и никеля, подтверждение существования аустенита в отожженной феррито-перлитной стали – все это имеет принципиальное значение для повышения служебных свойств деталей на стадии получения металла и деталей машин. При разработке концепции управления структурной однородностью в стали использованы пути обеспечения химической однородности стали и приграничных объемов ее зерен как за счет регулирования скорости кристаллизации и введения модификаторов, так и путем снижения градиентов концентрации легирующих элементов у границ зерен при охлаждении стали и деталей в воде с температур 530-550°C [2, 3].

Химическая однородность стали повышается при увеличении дисперсности дендритной структуры (ДДС). Увеличение ДДС достигается интенсивным охлаждением при постоянной тепловой подпитке кристаллизующегося металла. Эти условия лучше всего соблюдаются в электрошлаковом слитке (ЭШЛ) небольших размеров [2, 3]. Впервые экспериментально показано, что концентрации меди и никеля в ЭШЛ у границ зерен и их градиенты практически устраняются. Это приводит к снижению склонности

к МЛПД, заметному увеличению горячей деформируемости стали легированной медью до 0,5%, повышению скорости диффузии углерода при цементации и однородности цементированного слоя, что и приводит к снижению количества остаточного аустенита в цементированных слоях. Это обстоятельство оказалось решающим в разработке новой технической идеологии резкого повышения структурной равнопрочности цементированного слоя и обеспечения конструкционной равнопрочности крупногабаритных зубчатых колес, упрочняемых ХТО.

Впервые всесторонне изучено изменение предела выносливости цементированных зубчатых колес из литой недеформированной заготовки по сравнению с колесами из поковки. В среднем он повышается до 15%. Вариации пределов выносливости существенно меньше по сравнению с показателями для колес из тех же сталей обычной выплавки. Дополнительное повышение сопротивления усталости за счет стабильности свойств составляет около 18-20%. При этом и качественно изменяется разрушение от напряжений изгиба: оно смещается под слой. Все это создало реальные предпосылки не только снижения затрат в производстве, но и увеличения прочности зубчатых колес [2, 3].

Начиная с 1985 г. солнечные шестерни и сателлиты редукторов мотор-колес карьерных самосвалов грузоподъемностью от 110 т до 200 т изготавливаются из ЦЭШЛ, получаемого на Белорусском автозаводе. Отмечено увеличение до 10 раз долговечности по контакту и изгибу колес из ЭШЛ по сравнению с такими же колесами из обычной стали, что обеспечивает пробег до 800 тыс. км [2].

Диспергирование структуры оказалось решающим и при азотировании, так как медь регулирует, как и при цементации, скорость и интенсивность диффузии азота. Градиенты твердости и структура слоя деталей из ЭШЛ оказались более приемлемыми, чем в обычном металле [2]. Проведенные исследования и использование их результатов в производстве позволили увеличить расчетные напряжения в зубчатых колесах на 30-40%, несмотря на увеличение их габаритов и пробегов автомобиля [2].

Все несущие системы шасси карьерных самосвалов, равно как и большинство таких же систем других машин большой единичной мощности, являются сварными или литосварными. В сварных конструкциях массовая доля металла шва редко превышает 1%. В то же время 70-80% всех отказов конструкций связаны со сварными соединениями.

Современные методы расчета и проектирования позволяют создать равнонапряженную сварную конструкцию, состоящую из отливок или поковок в качестве переходных элементов между деталями из проката. Энергоемкость получения деталей из отливок ниже в 6-7 раз по сравнению с использованием проката и поковок, однако конструкционная равнопрочность и минимизация металлоемкости литосварных изделий могут быть обеспечены только при получении в литом металле свойств проката и хорошей свариваемости литья.

Комплексная задача создания отливок и литосварных несущих конструкций повышенной равнопрочности для самосвалов особо большой грузоподъемности решена за счет создания и освоения в литейном и машиностроительном производствах МоАЗ и ПО «БелАЗ» новой низколегированной литейной стали 15НМФЛ (ТУ00231656.081-99). Научно обоснованный состав нового материала позволил впервые получить сложные по форме, но лишенные механических концентраторов отливки весом до 500 кг, свойства материала которых выше свойств проката [3]. Использование специальных литейных сталей и технологий сварки, исключаящих неравнопрочность и пористость шва, а также рассеяние его геометрических параметров, рассматриваются сегодня как базовые рациональные решения по созданию литосварных несущих конструкций самосвалов, способных обеспечить пробег до 800 тыс. без капитальных ремонтов.

Сложные условия работы кузова заставляют увеличивать его металлоемкость до 20% веса автомобиля. Несмотря на значительную толщину проката и его высокую прочность работа деталей, происходит с упругопластическими деформациями материала. Его равнопрочность при снижении веса достигается снижением концентрации нагрузки в зонах упругопластического изгиба обшивки на подкрепляющих ребрах.

В работе впервые показано, что для кузовов наиболее приемлемы армированные квазимонолитные стали (АКМ), в которых помимо традиционных методов термоупрочнения имеются дополнительные ресурсы повышения свойств за счет конструкции листа и формирования однородной структуры его металла путем введения в изложницу специальных макрохолодильников (пластин толщиной до 18 мм) [2, 3].

Проведенные исследования и разработанные предложения позволили установить и оптимизировать основные конструкционные параметры кузова, характеристики кузовных материалов и основные способы их достижения, что впервые позволило выдать гарантии на прочность кузова, а также максимально увеличить его износостойкость, как за счет повышения твердости металла, так и изменения локальной жесткости в местах максимального износа.

Разработанная и реализованная концепция структурной однородности и равнопрочности сталей и деталей отличается управлением пиковыми нагрузками и напряжениями, а также увеличением сопротивления локальному пластическому деформированию и разрушению наиболее напряженных объемов материалов в деталях. Основные положения разработанной технической идеологии равнопрочности деталей использованы в качестве составной части создания конкурентоспособного производства карьерных самосвалов.

Литература. 1. Дриц М.Е., Бочвар Н.Р., Грузей Л.С. и др. Двойные и многокомпонентные системы на основе меди: Справочник.- М.: Наука. -1979.-248 с. 2. Мариев П.Л. Повышение конструкционной равнопрочности крупногабаритных деталей и сварных узлов карьерных самосвалов.—Минск: Ин-т техн. кибернетики НАН Беларуси, 2001.-180 с. 3. Моисеенко В.И., Мариев П.Л. Основы структурной равнопрочности стали и элементов крупногабаритных деталей машин.—Минск: Ин-т техн. кибернетики НАН Беларуси, 1999.-200 с.

УДК 621.811.00415+6211.70

В.В. Корсаков, А.Г. Выгонный

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ CAD/CAM/CAE/PDM ПРИ СОЗДАНИИ НОВОЙ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ МАЗ

Белорусский национальный технический университет

Технология создания и организации производства автомобиля является сложным, трудоемким и длительным процессом, включающим стадии маркетинга, конструирования, изготовления, испытаний, технологической подготовки производства, материальное снабжение, сбыт и др.

Для ускорения прохождения этих стадий существуют различные методы интенсификации работы. Одним из наиболее прогрессивных методов является замена последовательного выполнения этапов на параллельное, когда одновременно в процессе ра-

боты еще до завершения конструирования вовлекаются технологические, планирующие, снабженческие и др. службы.

Применение параллельных методов стало возможным с появлением компьютерных технологий. В процессе внедрения таких технологий на предприятиях типа МАЗ было выявлено, что каждое подразделение завода при оснащении компьютерными технологиями должно учитывать интеграцию этих технологий в рамках всего предприятия. В противном случае появляются рассогласования при обмене информацией между подразделениями, что резко снижает общую эффективность компьютеризации.

Основываясь на интеграции компьютерных технологий всего предприятия и с учетом изучения опыта предприятий СНГ и стран дальнего зарубежья, Управление главного конструктора (УГК) МАЗ разрабатывает и внедряет конкретные компьютерные технологии. Принципы организации использования компьютерных технологий УГК приведены на структурной схеме локальной сети для автоматизированного проектирования, рис. 1. Как видно из схемы, на верхнем уровне находятся серверы для баз данных, архивирования, приложений и расчетов. Используются два вида серверов: сервер с операционной системой Windows NT для баз данных, архивов, приложений и сервер с операционной системой UNIX для приложений и расчетов.



Рис. 1. Идеология автоматизированной системы разработки конструкций автомобилей и используемые программные продукты

На серверах находится вся электронная документация, разработанная в УГК. К этой документации с определенными правами имеют доступ конструкторы УГК. К серверам также могут иметь доступ через локальную информационную сеть предприятия все подразделения завода, имеющие функциональные связи с УГК.

На втором уровне локальной сети УГК показаны конструкторские отделы (2), разрабатывающие документацию на рабочих станциях и персональных компьютерах с помощью систем UNIGRAPHICS, AUTOCAD, IMAN и универсальных текстовых редакторов. Система UNIGRAPHICS используется для трехмерного моделирования в первую очередь для деталей, требующих разработки и изготовления сложной оснастки: панели кабины, пластмассовые детали (рулевое колесо и др.), литые детали и др.

Трехмерные электронные модели используются в следующих целях:

- получение разнообразных проекций и видов;
- использование в компоновках для оценки собираемости, зазоров, устранения вредных контактов;
- изготовление деталей методом стереолитографии и другими подобными методами;
- разработка программ для станков с ЧПУ;
- разработка конечно-элементных моделей для расчетов прочности методом конечных элементов;
- контроль качества изготовления детали путем сопоставления размеров электронной модели и реальной детали.

УГК в течение нескольких лет в сотрудничестве с Управлением главного технолога (УГТ) и Инструментально штамповым производством (ИШП) использует трехмерное моделирование для разработки и изготовления оснастки для автомобилей и автобусов. На базе этих работ разработана система автоматизированного проектирования и производства кабин.

Следующий уровень (3), показанный на схеме, включает рабочие станции и персональные компьютеры для расчетов методом конечных элементов (МКЭ). На этих станциях установлены пакеты UNIGRAPHICS, MSC/PATRAN, MSC/FEA SYSTEM, DYTRAN, ADAMS и др. Применение метода конечных элементов стало возможным с появлением мощной вычислительной техники. Наибольшая эффективность применения этого метода выявилась при расчете таких сложных конструкций как рама, кабина, балки осей и др. Если раньше до испытаний на стенде мы не могли оценивать прочность рамы, то сейчас метод конечных элементов позволяет еще до изготовления рамы оптимизировать ряд параметров.

Выбор этих программ был обоснован следующими основными положениями:

- интегрированность программ FEA Systems и ADAMS как между собой, так и с программой трехмерного моделирования Unigraphics;
- соответствие стандартам ISO;
- быстрое освоение программ специалистами с автомобильным образованием;
- возможность использования на персональных компьютерах и сетевой режим работы;
- удобные интерфейсы для анализа и визуализации результатов;
- оперативная помощь фирмы при решении практических проблем;
- динамичное совершенствование программ для расширения области их использования.

Предпосылкой для внедрения программ MSC было внедрение программы трехмерного моделирования Unigraphics. Затем были внедрены PATRAN и NASTRAN для конечно-элементного анализа конструкций.

При использовании NASTRAN обеспечивается высокая точность расчетов для заданных нагрузочных режимов. Однако, сами нагрузочные режимы, при отсутствии экспериментальных данных, задаются с большой погрешностью.

Поэтому, в первую очередь, для более точного определения нагрузок и для сокращения объема трудоемких и длительных экспериментальных измерений нагрузок был внедрен пакет ADAMS.

Первые результаты использования пакета ADAMS показали его широкие возможности не только для определения нагрузок, но также для кинематического и динамического анализа, как узлов, так и автомобилей в целом.

Ниже показаны основные примеры задач, решаемых с помощью программ FEA Systems (PATRAN + NASTRAN) и ADAMS.

Программное обеспечение FEA System используется в подразделении УГК МАЗ для прочностных расчетов узлов и деталей несущих и ходовых систем грузовых автомобилей и прицепной техники МАЗ. Проведение расчета такого узла, как рама в сборе (рис. 2), предъявляет повышенные требования к пре/постпроцессору и собственно к решателю. В среднем конечноэлементная модель рамы содержит около 100-150 тыс. элементов, из них 25-50 тыс. контактных элементов, количество степеней свободы превышает 1 млн. В раме моделируются все болтовые и заклепочные соединения, а по поверхностям прилегания деталей устанавливаются контактные элементы, соответственно расчет ведется в нелинейной постановке, что позволяет повысить точность. Гибкие средства моделирования препроцессора позволяют достаточно легко вносить изменения в расчетную модель, что дает возможность за относительно короткое время просчитать несколько вариантов конструкции и выбрать лучший на стадии проектирования машины, до изготовления опытного образца.

Крупные детали ходовой части, трансмиссии, например, картер моста (рис. 3), раздаточной коробки, имеют сложную пространственную геометрию, поэтому расчетные модели выполняются объемными конечными элементами. Для получения адекватных результатов необходимо использовать либо 8-узловые элементы первого порядка, либо 10-узловые элементы второго порядка. В этом случае можно использовать автоматическую генерацию сетки, в то время как создание сетки из элементов типа Hex8 требует значительной ручной работы. Однако модель из элементов 2-го порядка, например, картера моста в сборе, содержит 1 млн. 250 тыс. степеней свободы и требует для расчета 25 GB дискового пространства, в то время как модель из элементов 1-го порядка требует в несколько раз меньших ресурсов, но и времени на создание модели требуется в десятки раз больше.

Другой класс задач представляют собой сертификационные расчеты на прочность противоположных брусьев и буксирных приборов. При решении таких задач напряжения в деталях превышают предел текучести, поэтому приходится использовать нелинейные законы поведения материалов с переходом в пластическое деформирование конструкции (рис. 4).

Еще одна задача, решаемая с помощью системы конечно-элементного анализа – это определение собственных частот и форм колебаний таких узлов, как рамы (рис. 5) и мосты, с последующей генерацией файлов для передачи в пакет динамического анализа ADAMS, где проводится расчет автомобиля с учетом жесткости этих узлов, что значительно повышает адекватность расчетной модели, а также позволяет оценивать напряженно-деформированное состояние в реальном времени при движении по виртуальной дороге.

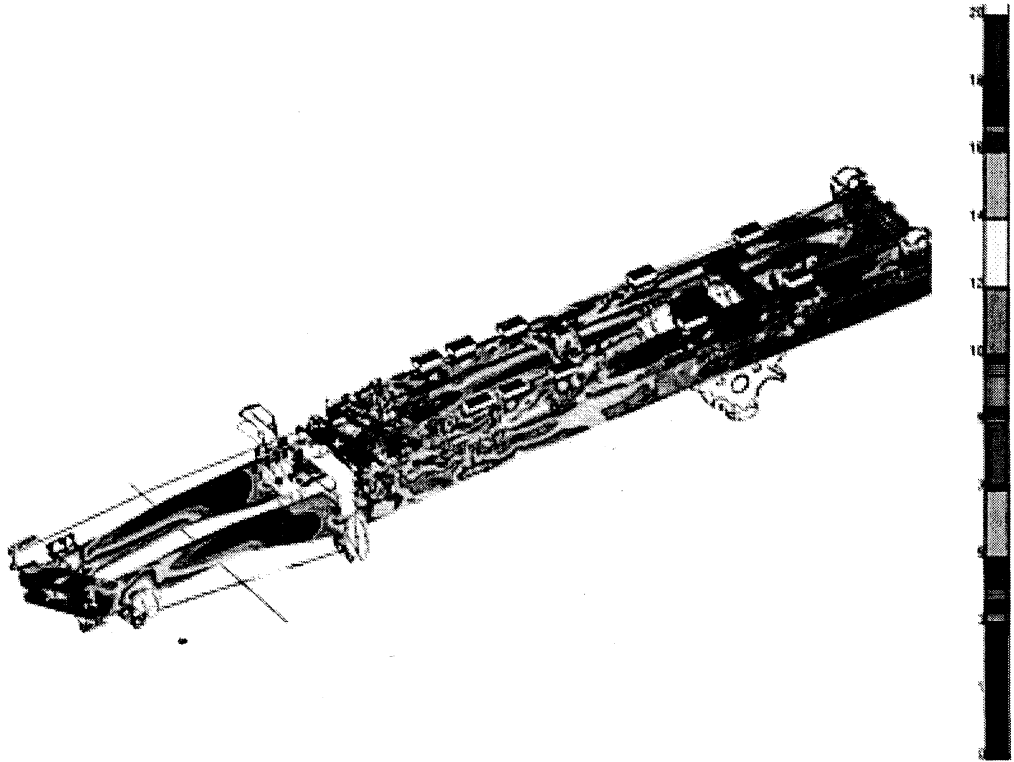


Рис. 2. Прочностной расчет рамы самосвала с надрамником в сборе

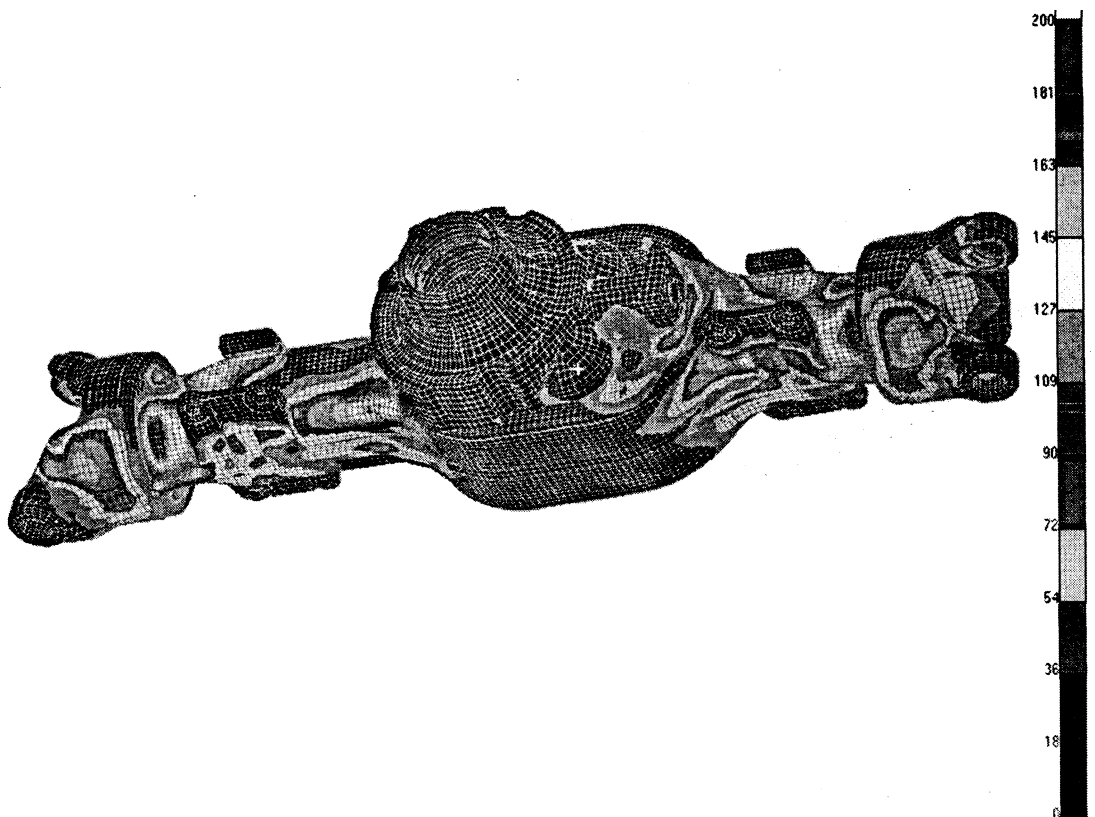


Рис. 3. Прочностной расчет картера переднего ведущего моста в сборе

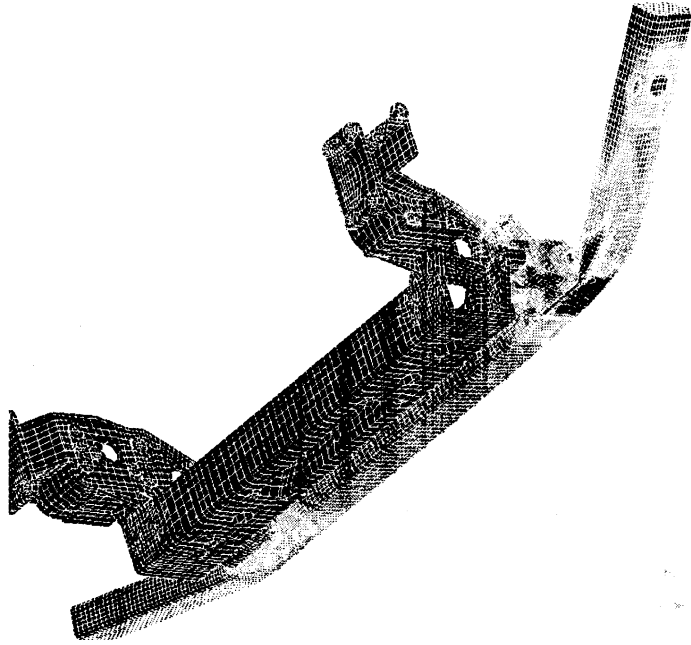


Рис. 4. Прочностной расчет передней противоподкатной защиты

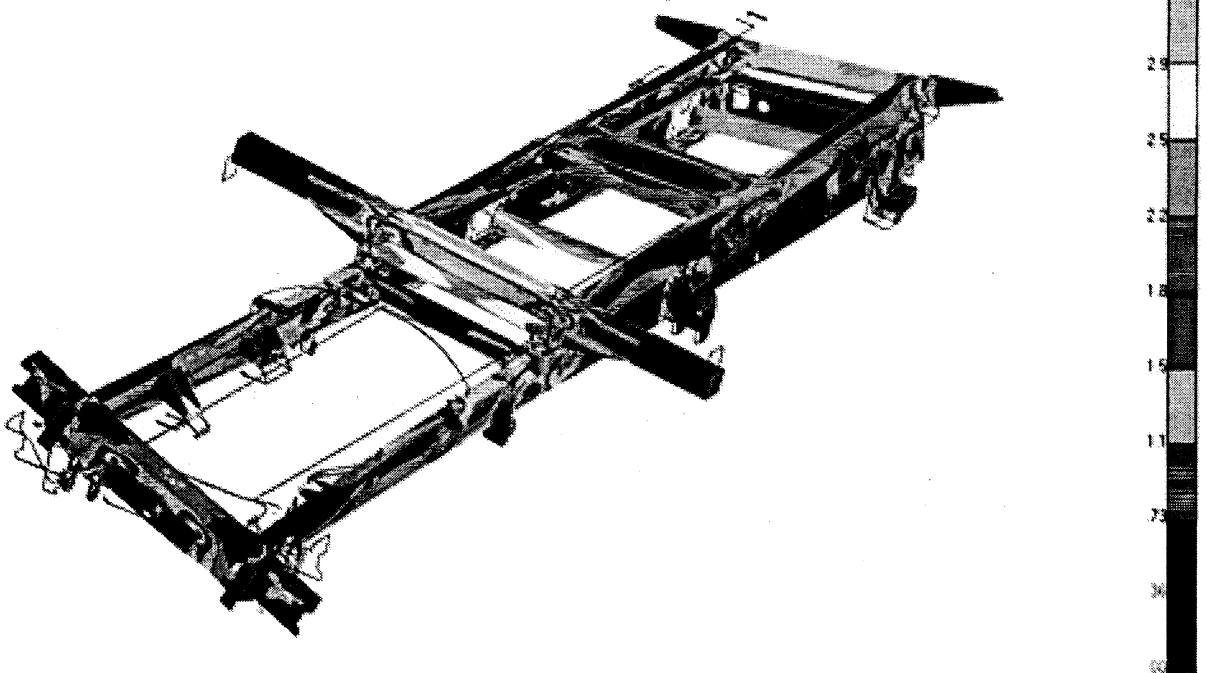


Рис. 5. Расчет собственных частот и форм колебаний рамы с определением напряжений

Пакет ADAMS используется на РУП “МАЗ” при разработке перспективных автомобилей с 1999 года. Минский автомобильный завод стал первенцем при использовании пакетов динамического анализа АТС на территории Республики Беларусь и продолжает занимать лидирующие позиции в этом направлении.

В настоящий момент разработаны и внедрены методики, позволяющие решать следующие задачи:

- определять статические и динамические характеристики упругих элементов подвески (используются модули ADAMS/View и ADAMS/Pre);
- проводить оптимизацию кинематического согласования рулевого управления и подвески (ADAMS/View);
- производить оценку статической устойчивости одиночных автомобилей и автопоездов при опрокидывании на стенде (ADAMS/View);
- оценивать устойчивость и управляемость АТС при выполнении различных маневров (ADAMS/Car и ADAMS/Pre);
- определять характеристики маневренности автопоездов (ADAMS/View);
- анализировать плавность хода;
- определять динамические характеристики нагруженности несущих систем;
- определять напряжённо-деформированное состояние отдельных деталей.

Одним из направлений использования пакета ADAMS являются задачи связанные с проектированием подвески. Основной упор сделан на моделирование рессор (рис. 6). Эта задача реализована в модуле ADAMS/Pre, где задаются характеристики профиля каждого листа рессоры, материала, параметры межлистового трения и др.

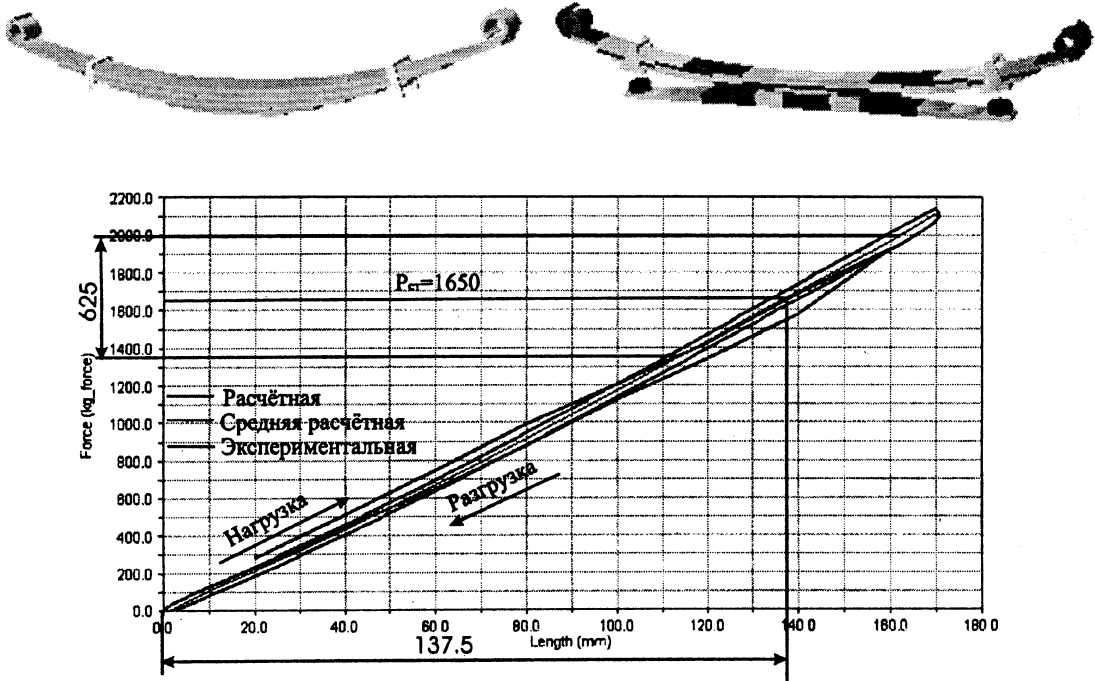


Рис. 6. Моделирование рессор

После создания моделей рессор создаются модели балок мостов, рулевой трапеции, амортизаторов, конечноэлементные модели стабилизаторов поперечной устойчивости и всё это соединяется в моделях подвесок (рис. 7).

Проведена оптимизация согласования кинематики подвески и рулевого управления. В частности, с помощью встроенного в пакет алгоритма оптимизации найдено оптимальное расположение шарового шарнира продольной рулевой тяги из условия минимизации углов схождения управляемых колес при вертикальном перемещении оси автомобиля (рис.8). На рисунке показана зависимость угла поворота колеса относительно оси шкворня при вертикальном нагружении колес до оптимизации и после оптимизации.

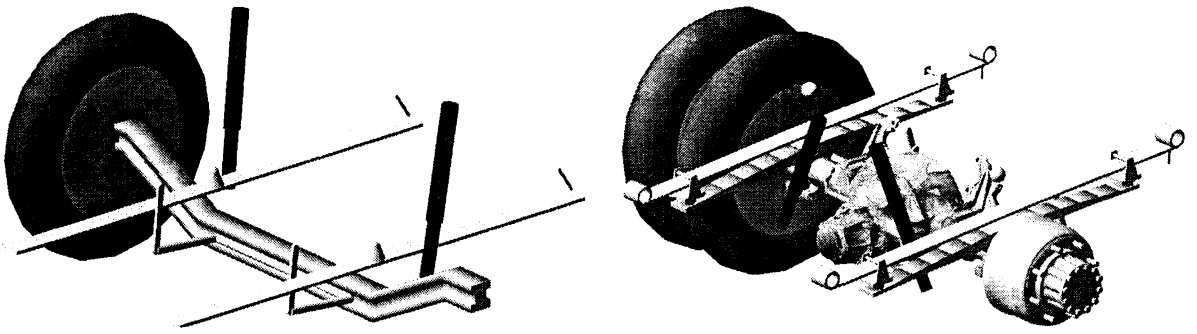


Рис. 7. Моделирование подвесок

Проведен цикл работ по оптимизации различных механических систем. Оптимизации усилия гидроцилиндра от местоположения шарниров рычажного механизма подъема кабины (рис. 9).

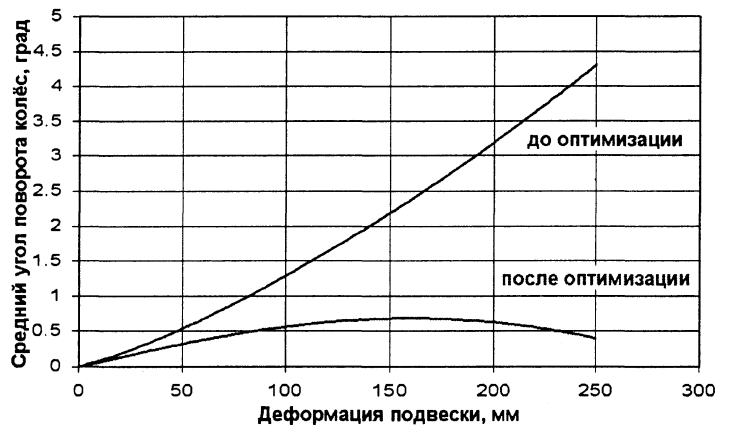
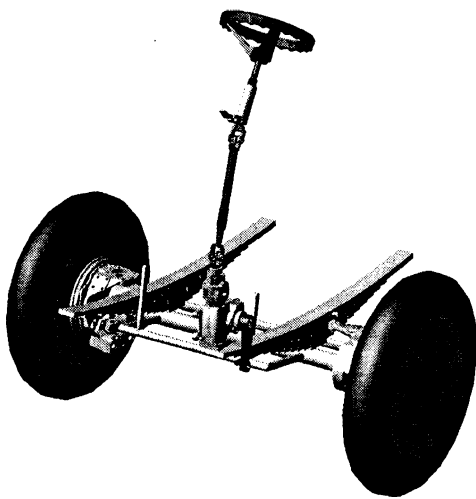


Рис. 8. Оптимизация согласования кинематики подвески и рулевого управления

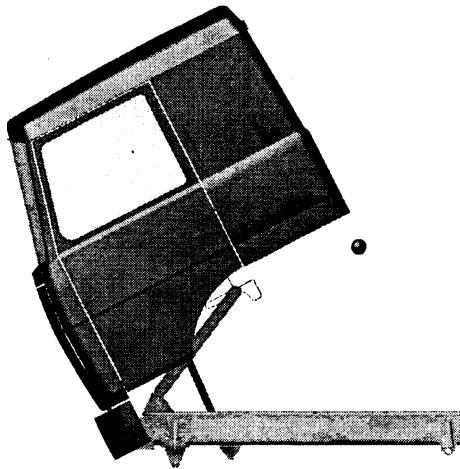


Рис. 9. Механизм подъёма кабины

Оптимизации усилия развиваемого гидроцилиндром среднетонажного автомобиля-самосвала МАЗ-4570 при разгрузке назад от местоположения шарниров механизма подъема платформы (рис. 10). На графике показана зависимость усилия развиваемого гидроцилиндром от угла подъема платформы.

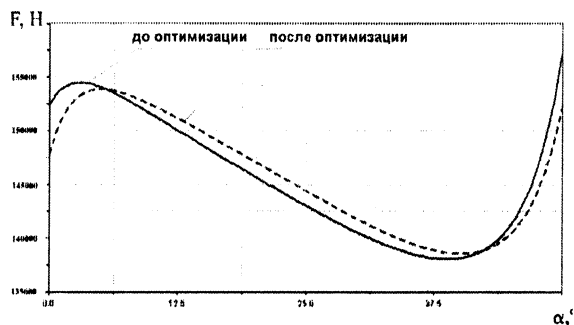
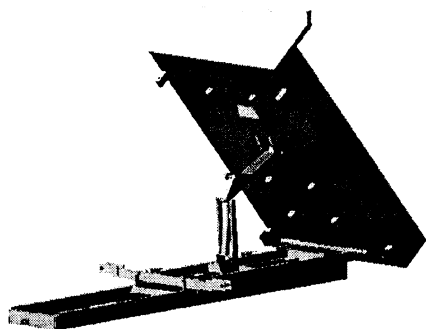


Рис. 10. Механизм подъёма платформы

Разработана и проведена оптимизация системы подъема контейнеров на автомобиль (рис. 11).

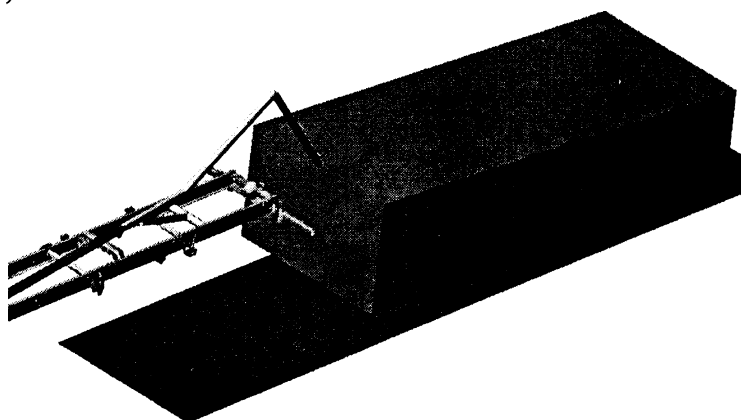


Рис. 11. Механизм подъёма контейнеров

Создана модель рядного четырехцилиндрового двигателя с учетом колебаний крутящего момента, сил инерции второго порядка, и неуравновешенности в плоскости опор коленвала и выходного вала коробки передач (рис. 12).

Проведена работа по поиску наиболее опасных режимов работы силового агрегата.

Проведена оптимизация расположения опор силового агрегата по амплитуде колебания силы в них на холостом ходу. Предложено несколько вариантов.

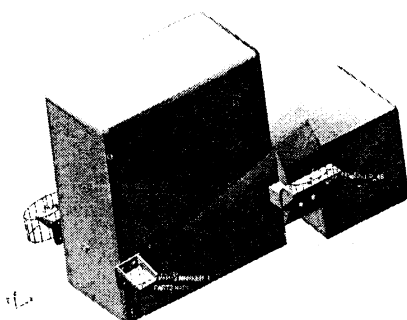


Рис. 12. Модель двигателя ММЗ

Разработана методика исследования статической устойчивости против опрокидывания автотранспортных средств, как одиночных, так и в составе автопоезда (рис.13). При выполнении данного расчёта используются модели передней и задней подвесок, гибкой рамы, переданной из пакета конечноэлементного моделирования

PATRAN, колёс, основных узлов и агрегатов, импортированных из CAD Unigraphics с реальными массово-инерционными характеристиками.

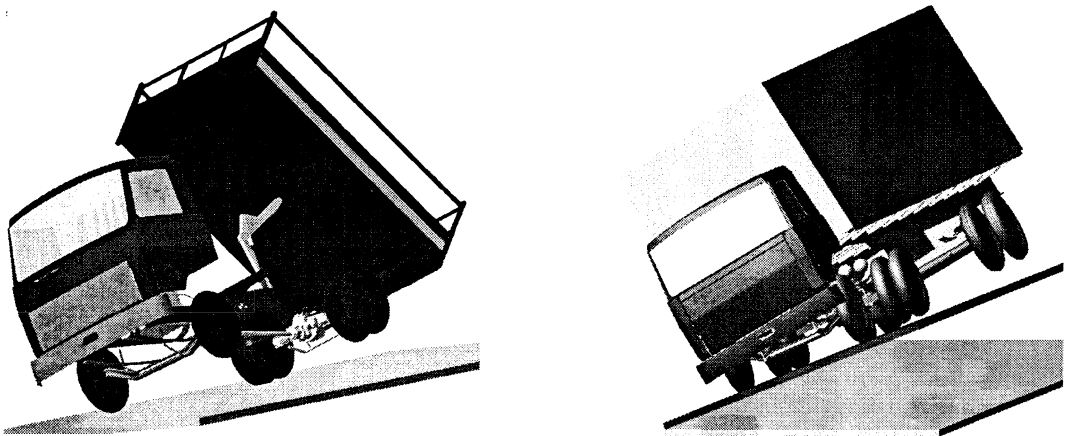


Рис. 13. Исследование статической устойчивости

Оценка управляемости и динамической устойчивости автомобилей производится в модуле ADAMS/Car с использованием моделей шаблонов (сменных узлов). Это позволяет исследовать влияние особенностей конструкции систем поддрессоривания на характеристики управляемости и устойчивости. На рис. 14 показана модель среднетонажного автомобиля-самосвала, реализованная в ADAMS/Car. Модель состоит из сменных узлов, каждый из которых (модели передней и задней подвесок, колеса, силовой агрегат, карданная передача, рулевое управление) прорабатывался отдельно.

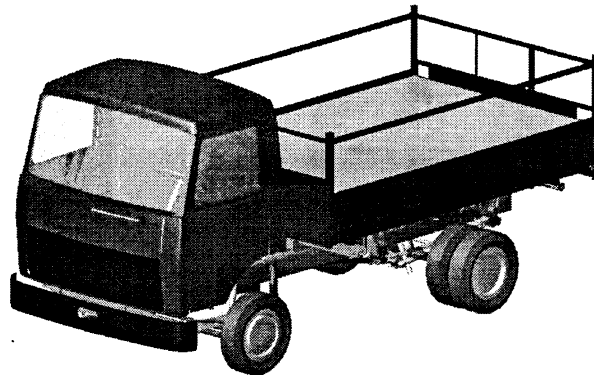


Рис. 14. Модель автомобиля в ADAMS/Car

Расчет кинематических параметров качения колеса и нагрузки на шину в пятне контакта был реализован в модуле ADAMS/Tire.

Использование модуля ADAMS/Driver позволило с помощью модели самообучающегося водителя смоделировать движение автомобиля по заданной траектории. Были проведены виртуальные испытания модели автомобиля на устойчивость и управляемость на соответствие нормативным требованиям ISO и Республики Беларусь (рис.15, 16).

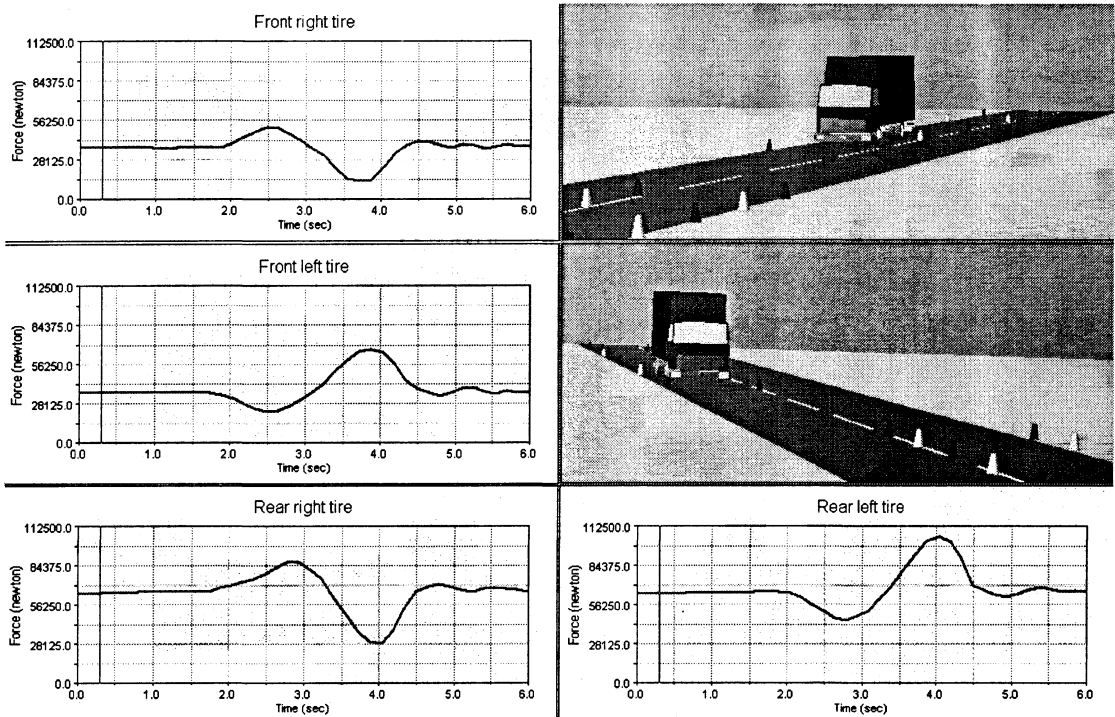


Рис. 15. Исследование динамической устойчивости

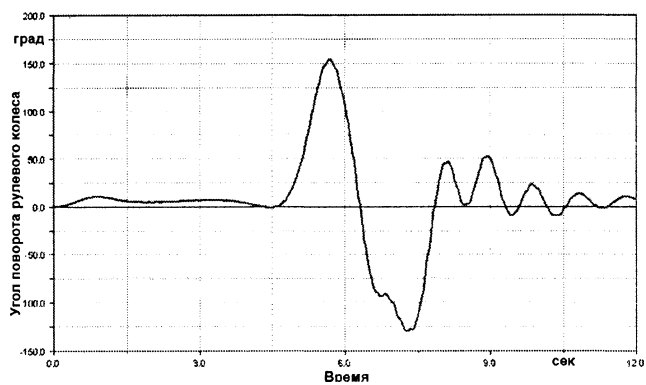
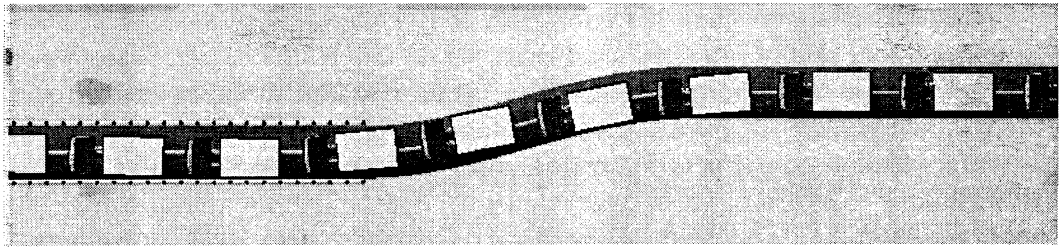


Рис.16. Исследование управляемости

Разработана методика определения манёвренности автомобилей (рис.17) и автопоездов. Особенность данной методики заключается в том, что параметры манёвренности определяются с учётом углов установки управляемых колёс, кинематики рулевой трапеции и увода шин. Помимо этого, методика позволяет оптимизировать конструктивные параметры автопоезда исходя из обеспечения требуемых показателей манёвренности.

Для удобства использования методики разработан пользовательский интерфейс (см. рис. 17), который позволяет автоматизировать ввод исходных данных и варьирование меняющихся параметров. Это даёт возможность значительно упростить и ускорить процесс определения параметров манёвренности автотранспортных средств.

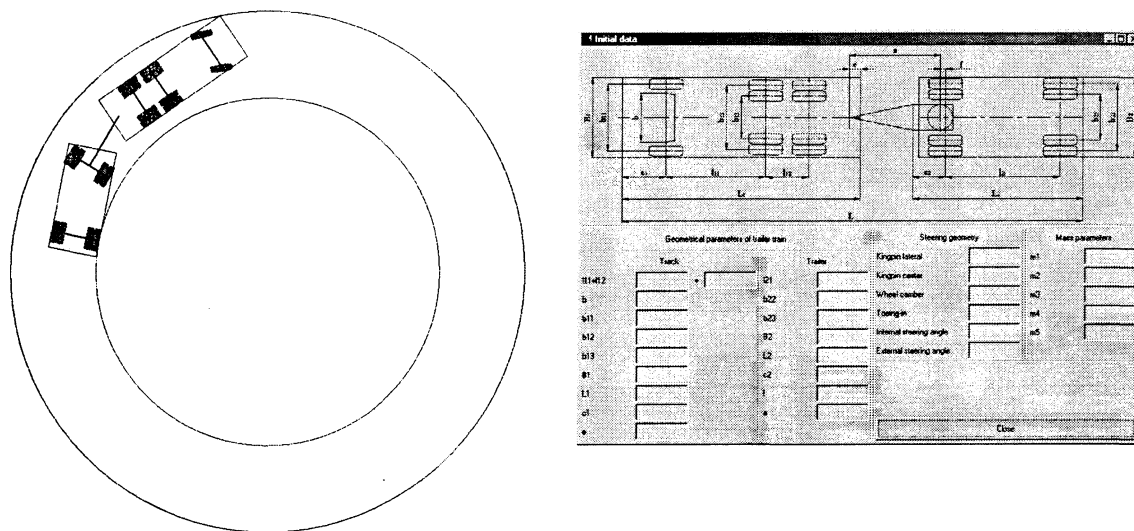


Рис. 17. Исследование манёвренности

Разработана методика оценки плавности хода автотранспортных средств при движении по различным дорогам (рис. 18). Создана модель вибростенда для анализа вибронегруженности автомобиля и пользовательский интерфейс к нему (см. рис. 18).

Разработана методика исследования нагруженности рамы при различных условиях движения. Данная методика обеспечивает моделирование различных режимов движения автомобиля и определение сил, действующих на раму при этих режимах, с последующей передачей их в качестве исходных данных для расчета рам на прочность методом конечных элементов. На рис. 19 показана модель автомобиля-самосвала МАЗ-4570 с гибкой рамой в момент диагонального вывешивания колёс и при движении по дороге "вспаханное поле", а также графики изменения угла закручивания рамы для каждого режима.

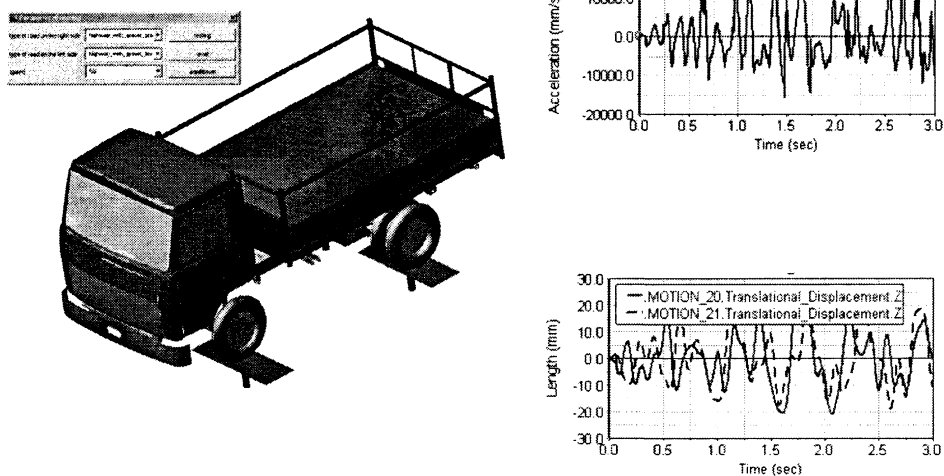


Рис. 18. Исследование плавности хода

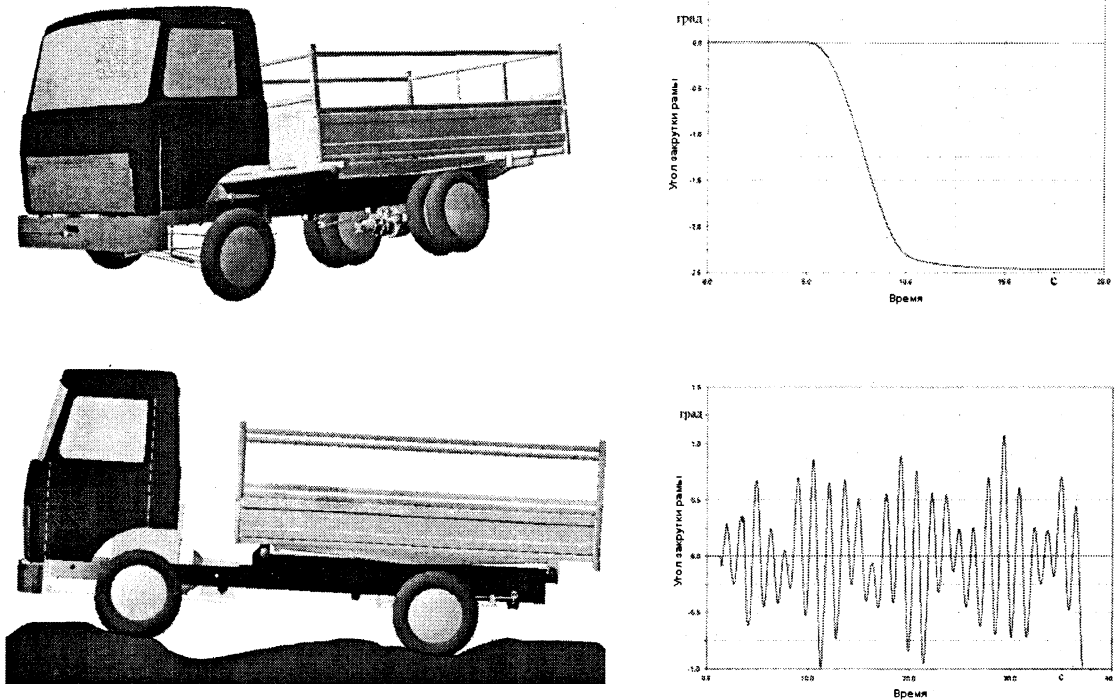


Рис. 19. Исследование нагруженности рамы

Разработана методика определения напряжённо-деформированного состояния отдельных деталей при различных условиях нагружения. На рис.20 показано напряжённо-деформированное состояние балки заднего моста при движении по дороге “вспаханное поле”, и график изменения напряжений в опасном сечении при этом режиме. Результаты расчёта могут служить исходными данными при определении долговечности.

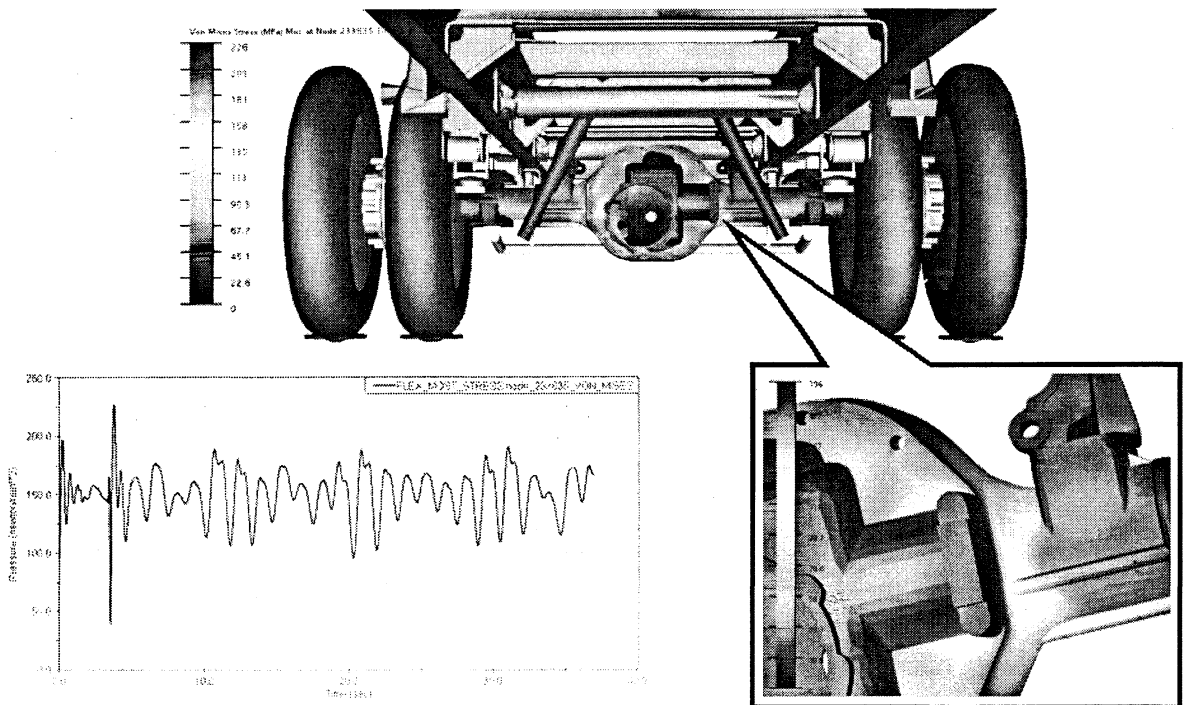


Рис. 20. Напряжённо-деформированное состояние балки заднего моста

Ближайшее наше намерение расширить применение компьютерных технологий MSC в первую очередь для решения задач анализа долговечности конструкций.

В целом можно отметить, что компьютерные технологии MSC позволяют за счет ускорения процессов и сокращения их трудозатрат создавать современную и конкурентоспособную автомобильную технику.

Расширение применения расчетных методов актуально особенно сейчас в связи с требованиями заказчиков поставки новой автомобильной техники в сокращенные сроки. Кроме того, расширение применения расчетных методов уменьшает объем необходимых испытаний. Поэтому УГК увеличивает применение расчетных методов для ускорения выпуска новой техники.

Конкуренция на автомобильном рынке заставляет больше внимания уделять дизайну автомобилей.

С этой целью внедряется дизайнерский пакет фирмы Alias/ Wavefront, который имеет интерфейс с нашей центральной CAD/CAM системой UNIGRAPHICS.

С ростом объема электронной документации остро возникает потребность в системе управления данными о продукте производства и относящемся к этому процессами (PDM). Для Управления главного конструктора такой системой выбрана система IMAN (Information Manager).

Следует отметить, что внедрение зарубежных систем PDM требует значительно больших усилий для их настройки к условиям стран СНГ, чем систем CAD/CAM/CAE. Это объясняется тем, что система документации, стандартов и процессов, связанных с PDM, имеет серьезные отличия от принятых в СНГ.

Система IMAN имеет интерфейс с системами управления предприятиями (SAP R/3, Baan, Oracle Manufacturing и др.), что позволяет оперативно использовать конструкторскую электронную документацию в рамках всего предприятия.

Одним из развивающихся направлений является использование сети Internet для взаимодействия с поставщиками. Так, например, мы взаимодействуем с итальянскими, германскими и американскими фирмами по передаче трехмерных моделей по двигателям, деталям кабин, оснастке.

Для эффективного использования указанных систем необходима подготовка высококвалифицированных специалистов. Таких специалистов мы готовим через кафедру Белорусского национального технического университета на Минском автозаводе в процессе прохождения длительной специализированной практики, выполнения курсовых и дипломных проектов.

С использованных приведенных выше технологий срок создания новых автомобилей сокращен до 1,5 года.

УДК 620.178.3

Е.К. Почтенный

СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ УСТАЛОСТНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Институт механики машин Национальной академии наук Беларуси

Результаты испытаний при регулярном нагружении в области многоциклового усталости с использованием экспериментально – аналитического метода позволяют вести вероятностные расчеты циклической долговечности. Планирование и анализ результатов испытаний проводятся с использованием уравнений кривой усталости [1-3]:

вероятностные расчеты циклической долговечности. Планирование и анализ результатов испытаний проводятся с использованием уравнений кривой усталости [1-3]:

$$N_i = \frac{Q}{\sigma_i} \cdot \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_i - \sigma_R}{v_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (1)$$

$$N_i = N_0 \cdot \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_i - \sigma_R}{v} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (2)$$

где σ_i – максимальное напряжение цикла в опасной зоне (в месте зарождения магистральной трещины), N_i – число циклов до разрушения (или до предельного повреждения) при этом напряжении в условиях регулярного нагружения, v_0 – параметр с размерностью напряжения, σ_R – предел выносливости, N_0 – число циклов до точки нижнего перегиба кривой усталости в полулогарифмической системе координат, $v = \left| \frac{d\sigma}{d \ln N} \right|$ - ха-

рактеристика угла наклона кривой усталости, $Q = \sigma_R \cdot N_0$ – коэффициент сопротивления усталости.

При оценке параметров уравнения (1) используются экспериментальные значения σ_i и N_i . При вычислениях уравнение записывается в виде уравнения прямой:

$$y_i = \sigma_{Ri} + v_0 \cdot z_i,$$

где $y_i = \sigma_i$, $z_i = \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_i \cdot N_i}{Q} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}$.

Параметры уравнения (1) определяются перебором значений Q с использованием метода наименьших квадратов разности ($\sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_R$). Для этого при заданном значении Q по найденному значению v_0 определяют случайные значения предела выносливости $\sigma_{Ri} = \sigma_i - v_0 \cdot z_i$ и среднее значение

$$\bar{\sigma}_R = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} \sigma_{Ri},$$

а так же среднеквадратичное отклонение

$$S_R = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{i=n} (\sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_R)^2}.$$

Перебором на компьютере находят такую величину Q и соответствующие ему значения $\bar{\sigma}_R$, v_0 , S_R , для которых $\sum_{i=1}^{i=n} (\sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_R)^2 = \min$.

Таким же способом определяют параметры уравнения (2). Анализ метода определения параметров уравнений (1) и (2) выполнен ранее [4].

Теоретические и экспериментальные исследования [3] показали, что в области многоциклового усталости:

- рассеяние по числу циклов до разрушения при фиксированном напряжении определяется рассеянием значений предела выносливости;
- распределение значений предела выносливости с достаточной точностью аппроксимируется функцией нормального распределения.

Кроме того, в тех случаях, когда среднее и среднеквадратичное отклонение значений предела выносливости определяются по результатам испытаний небольших по объему выборок, частные значения предела выносливости при заданных вероятностях неразрушения или разрушения с достаточной точностью оцениваются с использованием доверительных интервалов для этих значений, определенных с заданной доверительной вероятностью.

Рассмотрим два примера вероятностной оценки циклической долговечности.

Результаты испытаний локальных моделей (рис.1) рамы тракторного прицепа [5] точками нанесены на график (рис.2). При испытаниях до предельного повреждения доведено 9 локальных моделей. Характеристики сопротивления усталости в виде параметров уравнения (1) и функции нормального распределения значений предела выносливости определены с использованием персонального компьютера:

$$Q = 7,92 \cdot 10^7 \text{ МПа} \cdot \text{цикл},$$

$$v_0 = 48,3 \text{ МПа},$$

$$\bar{\sigma}_R = 63,8 \text{ МПа},$$

$$S_R = 4,5 \text{ МПа}.$$

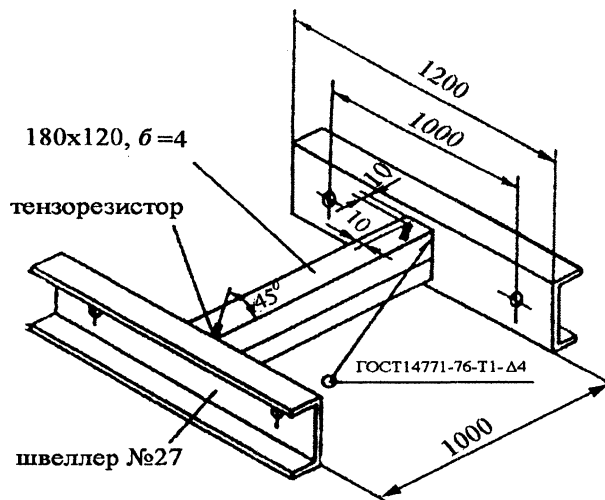


Рис. 1. Локальная модель опасной зоны тракторного прицепа.

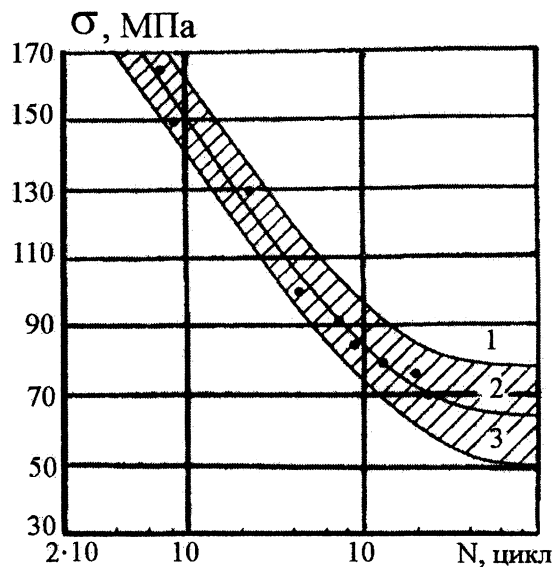


Рис. 2. Кривые усталости локальной модели. Точки-результаты эксперимента. Кривые 1 и 3 ограничивают область вероятности разрушения и неразрушения 0,9. Кривая 2 соответствует экспериментальной вероятности 0,5.

Доверительные интервалы при доверительной вероятности 0,95 для среднего равны 60,4.....67,3 МПа и для среднеквадратичного отклонения 3,0.....8,6 МПа. Доверительная область на рис.2 ограничена кривыми усталости, построенными с вероятностью разрушения $F = 0,9$ и вероятностью неразрушения $P = 0,9$ при максимальном и минимальном значениях доверительного интервала для среднего и максимального значения доверительного интервала для среднеквадратичного отклонения предела выносливости:

$$\sigma_{RF/RP} = \bar{\sigma}_{Rmax/Rmin} \pm t \cdot S_{Rmax},$$

где $t \geq 0$ - квантиль нормального распределения. При построении кривых усталости использовано уравнение (1) с приведенными выше значениями параметров Q и v_0 .

Результаты испытаний вторичного вала коробки передач автомобиля (см. [6] рис.81 на стр. 123) использованы для построения вероятностной диаграммы усталости - семейства кривых усталости равной вероятности неразрушения. При испытаниях доведено до разрушения 24 детали. Результаты испытаний точками нанесены на график (рис.3). Неварьирующие характеристики сопротивления усталости деталей в виде параметров уравнения (1) и параметры функции нормального распределения значений предела выносливости определены с использованием компьютера:

$$Q = 7,07 \cdot 10^7 \text{ МПа} \cdot \text{цикл}, \quad \bar{\sigma}_R = 105 \text{ МПа},$$

$$v_0 = 67,2 \text{ МПа}, \quad S_R = 26,9 \text{ МПа}.$$

Доверительные интервалы, найденные с доверительной вероятностью 0,95, для среднего значения предела выносливости равны 93.....117 МПа, а для среднеквадратичного отклонения равны 20,8.....38,3 МПа.

Кривые усталости равной вероятности неразрушения в диапазоне P от 0,5 до 0,99 нанесены на график (рис.3). При построении кривых использовано уравнение (1) с найденными значениями Q и v_0 , а так же частные значения предела выносливости, соответствующие фиксированным значениям вероятности неразрушения P :

$$\sigma_{RP} = \bar{\sigma}_{Rmin} - t \cdot S_{Rmax} \quad (t \geq 0),$$

где t - квантиль нормального распределения при вероятности неразрушения P .

Отметим, что информация, полученная при усталостных испытаниях с использованием экспериментально - аналитического метода является основной при вероятностных расчетах ресурса деталей машин при регулярном и нерегулярном циклическом нагружении.

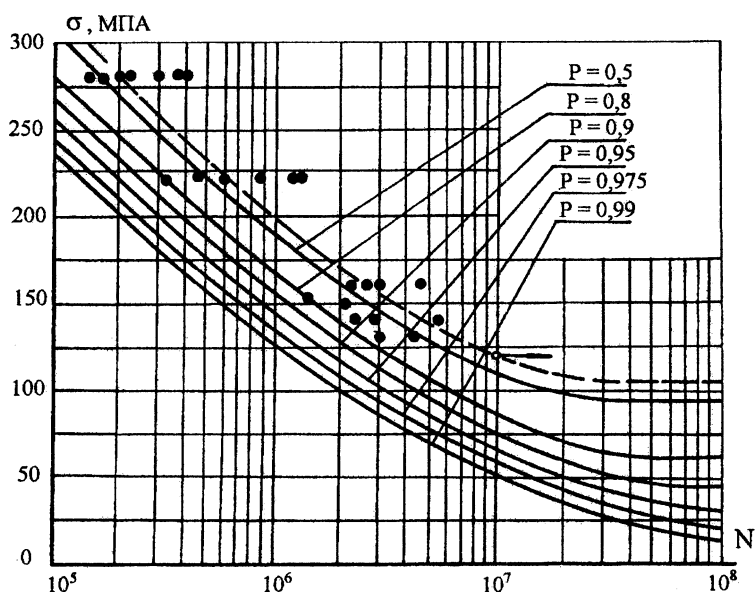


Рис. 3. Зависимость числа циклов до разрушения от величины напряжения для вторичного вала коробки передач

Литература. 1. Почтенный Е.К. К теории усталости металлов.- Прочность металлов при циклических нагрузках.- М.: Наука,1967,С.14 – 20. 2. Почтенный Е.К. Оценка циклической прочности деталей машин.- Вестник машиностроения, 1969, №9, С.11 – 15. 3. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин.- Мн.: Наука и техника,1983, 246 с., ил. 4. Почтенный Е.К. Анализ экспериментально-аналитического метода усталостных испытаний. – Заводская лаборатория. Диагностика материалов, 2000,№9, С.53 – 56. 5. Журавель А.И., Почтенный Е.К., Щурин К.В., Матусевич В.И. Оценка долговечности рам тракторных прицепов.- Вести АН БССР, серия физ.- техн. наук, 1987, №3, С.6 – 12. 6. Гольд В.В., Оболенский Е.П., Стефанович Ю.Г., Трофимов О.Ф. Основы прочности и долговечности автомобиля.- М.: Машиностроение,1967, 212 с.,ил.

УДК 621.001.2:621.833

К.И. Заблонский, С.С. Гутыря

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА СИСТЕМНОГО ОТОБРАЖЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПРОЕКТИРУЕМЫХ МАШИН

*Одесский национальный политехнический университет
Одесса, Украина*

Квалиметрия - быстро развивающаяся область науки, предметом которой являются количественные методы оценки и управления качеством разнообразной продукции общественного производства. Актуальность соответствующих научных исследований обусловлена прежде всего негативными последствиями одностороннего подхода к проектированию и производству промышленной продукции на основе критерия минимальных затрат при фиксировании достигнутых уровней других, не менее важных для потребителя, признаков качества изделия [1, 2].

За последние 15 лет в промышленно-развитых странах ассортимент продукции машиностроения увеличился более чем в 4 раза, ее сложность по числу составляющих деталей и узлов - удвоилась, период освоения производства новых моделей равен 2...3 года, а цикл обновления сократился до 7...10 лет. В современных экономических условиях только предложение изделий лучшего качества при одинаковых с конкурентами либо даже повышенных ценах обеспечивает устойчивый сбыт и расширенное производство. Следствием отмеченных процессов является:

- смещение приоритетов при управлении качеством изделия на протяжении жизненного цикла ЖЦ с этапа изготовления И на этап проектирования Пр, что существенно повышает его значимость и удлиняет период L' (рис. 1);

- интенсивная разработка компьютерных технологий CAD/CAM, включающих модули имитационного моделирования и оптимального проектирования.

Эффективность отмеченных процессов непосредственно определяется обоснованностью и состоятельностью базовых квалиметрических положений:

- критериями качества, т. е. “что оценивать?”;
- соответствующими технологиями - “как оценивать?”.

Для научного обеспечения технологий изделий системной сложности необходимо формализовать решение следующих задач: 1 - сформировать исходное множество признаков качества изделия $X=\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$, все элементы которого зависят от управляемых параметров проектирования и доступны для метрологического контроля на последующих этапах

ЖЦ (см. рис. 1); 2 - установить значимые взаимосвязи признаков $x_i \leftrightarrow x_j, \forall i, j = \overline{1, n}$ для уменьшения размерности $n \rightarrow \min$, сгруппировать и упорядочить признаки по служебным свойствам изделия и степени информативности; 3 - пронормировать разнородные признаки качества, т.е. привести их к единой безразмерной шкале измерений для формирования однородного множества квалиметрических показателей $Q = \{q_1, q_2, \dots, q_l\}, l \leq n$; 4 - разработать математическую модель множества $\{Q\}$ с целью минимизации числа критериев квалиметрического анализа проектных вариантов, адекватную широкому классу технических систем и их типовых компонентов; 5 - выделить подструктуру $\{Q\}$ из общей структуры показателей $\{Q\}$ с учетом конкретных целей анализа либо синтеза проекта, т.е. сформировать необходимое и достаточное подмножество квалиметрических показателей, обеспечивающих измеримость всех поставленных целей.

Решение задачи 1 для сложных технических объектов невозможно в принципе, т.к. требует систематизации обширной базы данных о качестве изделий-аналогов, при подготовке которой необходимо задать определенный перечень признаков. Для относительно медленно, эволюционно развивающихся технических систем накопленный опыт и нормативы их проектирования, производства и эксплуатации, а также экспертный анализ наиболее совершенных аналогов, требований потребителя и условий маркетинга, позволяют сформировать исходные множества $\{X\}$ путем дедуктивного анализа соответствующей документации.

Формализованное решение задачи 2 выполняется методами кластерного и многомерного статистического анализа при условии наличия представительной базы данных для *квалиметрически подобных* изделий. Необходимым и достаточным условием подобия является постоянство числовых значений безразмерных комплексов, образованных из множества параметров проектирования, формирующих основные служебные свойства изделий идентичного назначения [3].

Нормирование разнородных признаков качества (задача 3) базируется на теории квалиметрических шкал, выбор которых обосновывают физическими, экономическими, психологическими и др. условиями. Исходя из практически подтверждаемой *функции полезности*, отражающей тот факт, что и для заказчика и для производителя технически сложной продукции значимость любого служебного свойства убывает по мере его совершенствования и увеличения производственных затрат, в качестве единого оператора шкалирования элементов множества $\{X\}$ принята функция гиперболического тангенса с диапазоном определения $[0; 1]$.

Построение квалиметрической модели (задача 4), адекватной многоуровневой физической структуре изделий машиностроения, базируется на содержательном анализе взаимообусловленных понятий *качество* и *свойство*, которые могут быть правильно раскрыты только системными методами. При этом комплексная оценка проекта - показатель технического уровня U отображает одновременно как множество отдельных свойств изделия, так и сложное системное свойство технического совершенства конструкции в целом. На примере механизмов передач зацеплением, для которых характерна устойчивость технического развития, обоснована структура отношений между служебными свойствами в виде много-уровневой оболочки (рис. 2, а), отличающейся тем, что на каждом ее уровне могут учитываться новые квалиметрические показатели, адекватные моделируемому внешним либо внутренним (межкомпонентным) свойствам механизмов [4].

Предложенная структура позволяет согласовать требуемое число m учитываемых служебных свойств, адекватную альтитуду l_m модели и достаточную мощность n множества $\{Q\}$. Наиболее простая каноническая форма соответствует условиям

$$l_m = m; \quad n = \sum_{k=0}^m (m - k), \quad (1)$$

при этом развертка структуры на плоскость “свойства-альтитуда” в любом направлении имеет вид треугольной $(m \times m)$ - матрицы $\{Q\}$ (рис. 2, б).

Отличительной особенностью любых квалиметрических моделей является отсутствие измеряемых критериев оценки объективности конечного результата. Поэтому, принципиально важным является обеспечение:

- минимального влияния субъективных факторов (включая экспертные оценки);
- стабильной технологической точности получаемых решений.

Аксиоматически обосновано, что единая информационная характеристика качества проекта - показатель U , должна быть инвариантна методу ее получения. Следовательно, оценки U' и U'' сравниваемых вариантов можно считать *истинными*, если

$$U'_k / U''_k = \text{const} \quad \forall k = \overline{1, m}, \quad (2)$$

где m - число используемых альтернативных моделей, с увеличением которого повышается информативность и точность оценок.

Поскольку каждый уровень предложенной структуры (см. рис. 2) можно рассматривать как альтернативную модель квалиметрической базы данных одного и того же объекта, то для доказательства истинности решения достаточно обеспечить его *единственность*. Применяв линейную нормированную аддитивную форму оператора свертывания

$$\sum_{i=1}^m \lambda_i q_i = U; \quad \sum_{i=1}^m \lambda_i = 1, 0, \quad (3)$$

($\lambda_i > 0 \quad \forall i = \overline{1, m}$ - коэффициенты весомости свертываемых показателей) для каждой строки матрицы $[Q]$ (см. рис. 2, б) получена неоднородная система линейных уравнений, обеспечивающая единственность решения для вектора $(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m, U)^T$ при условии *строгого упорядочения* показателей $q_{mm} > q_{m-1, m}$, а также относительную погрешность решений по алгоритму Гаусса $|\delta_0| \leq 0,5\%$ при обоснованном статистическими испытаниями ограничении $q_{kj} \geq 0,1 \quad \forall k = \overline{1, j} \wedge i = \overline{1, m}$ [4].

Выделение подструктур $\{Q\}$ (задача 5) адекватно процедуре квантификации служебных свойств изделия в соответствии с графом целей управления его качеством на определенном этапе ЖЦ.

Задача оптимального проектирования на основе системной квалиметрической модели сводится к поиску решения целевой функции $(1 - U_{\text{extr}}) \rightarrow \min$ методами математического программирования при параметрических ограничениях, устанавливаемых по каждому из используемых показателей q_{kj} . Используя особенности разработанной системной квалиметрической модели удалось автоматизировать процедуру начала решения симплекс-методом и обеспечить устойчивость и сходимость соответствующего итерационного алгоритма [5]. При этом оптимальное проектирование предполагает последовательный отбор допустимого множества решений D , затем подмножества Парето-оптимальных решений P и выделение из последнего близких по критерию технического уровня U вариантов. Для предотвращения получения неконструктивных решений все отобранные признаки качества x_1, x_2, \dots, x_n вычисляются только для таких значений управляющих параметров проектирования, которые удовлетворяют заданным параметрическим, функциональным и др. ограничениям. Выбор пробных точек в гиперпространстве параметров проектирования производят с применением равномерно распределенных ЛП,

- последовательностей, обладающих тем свойством, что координаты точек по всем осям одновременно различны и образуют квази-равномерные числовые последовательности.

Практическое применение разработанных моделей и соответствующих программных комплексов при проектировании и производстве гаммы зубчатых и червячных механизмов транспортных машин подтвердило высокую эффективность многопараметрической оптимизации конструкций на основе единого системного критерия технического уровня [6].

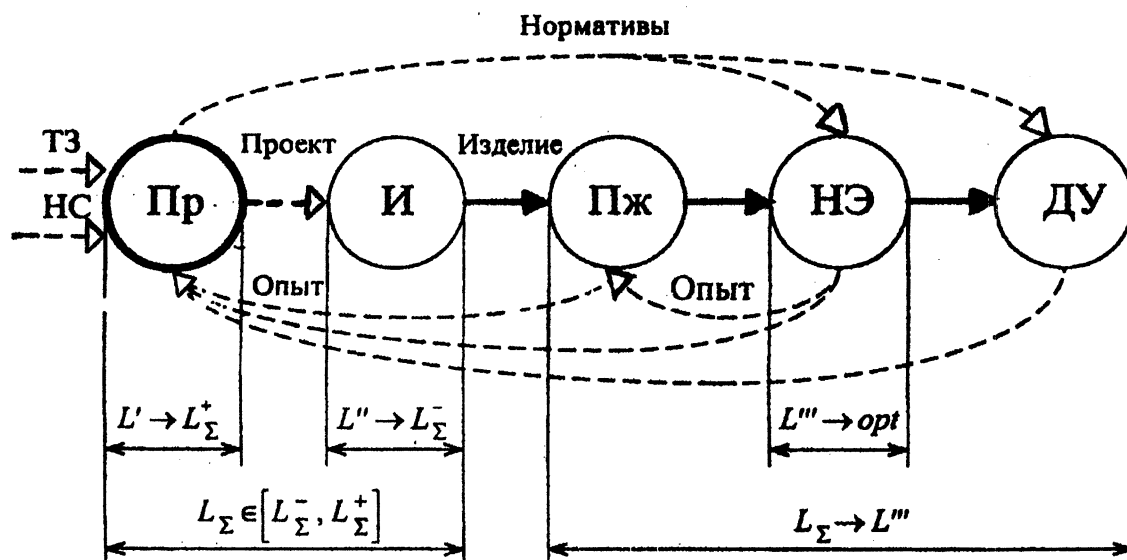


Рис. 1. Схема ЖЦ изделий машиностроения: ТЗ - техническое задание; НС - нормативная стоимость; Пж, НЭ и ДУ - этапы продаж, нормативной эксплуатации, деструкции и утилизации; L_{Σ} , L' , L'' и L''' - длительность соответствующих этапов; штриховые линии - информационные потоки; сплошные - материальные потоки

Литература. 1. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. - М.: Машиностроение, 1984. - 224 с. 2. Андрианов Ю.М., Субетто А.И. Квалиметрия в приборостроении и машиностроении. - Л.: Машиностроение, 1990. - 216 с. 3. Гутиря С.С., Попель О.Е. Квалиметрическое подобие и диагностика технического уровня передач зацеплением // Вісник Інженерної академії України. - К. - 2000. - Спеціальний випуск. - С. 506 - 509. 4. Гутиря С.С., Кобозева А.А. Системная квалиметрическая модель передач зацеплением // Труды Одес. политехн. ун-та. - Одесса, 2000. - Вып. 1(10). - С. 45-50. 5. Гутиря С.С. Управление техническим уровнем передач зацеплением на основе системной квалиметрической модели // Труды Одес. политехн. ун-та. - Одесса, 2001. - Вып. 2(14). - С. 28 - 31. 6. Гутиря С.С., Попель О.Е. Кваліметричний синтез і дослідження глобального редуктора високого технічного рівня // Тези доповідей 5-го міжнар. симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. - Львів: КІНПАТРИ ЛТД. - 2001. - С. 74.

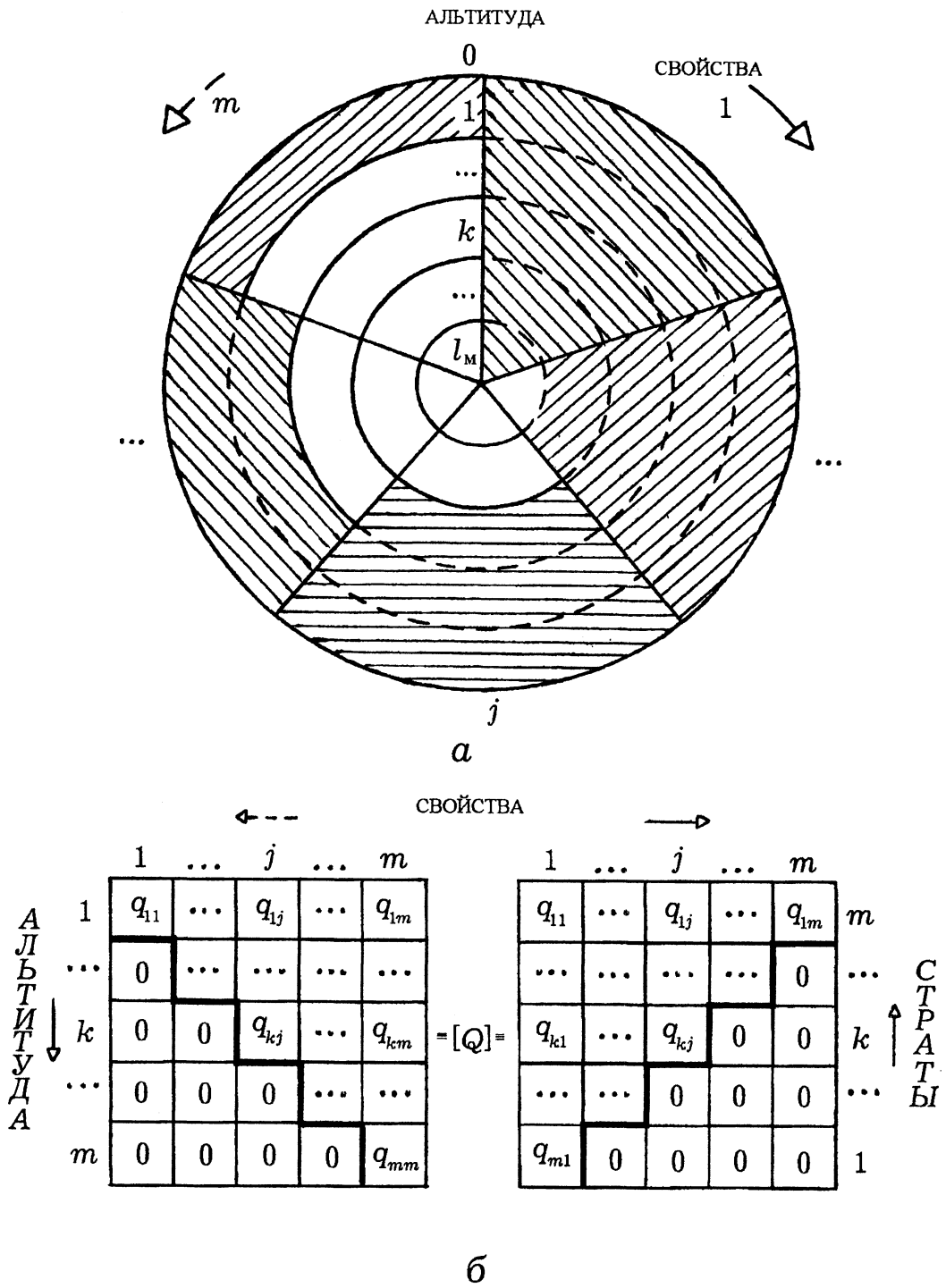


Рис. 2. Структура квалиметрической базы данных (а) и соответствующая матрица (б)

РАСЧЕТ И ОЦЕНКА МАШИНЫ КАК РЕСУРСНО- ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ

*Институт механики машин Национальной академии наук Беларуси
Минск, Беларусь*

Введение

В настоящее время функциональные и ресурсные свойства машин рассматриваются обособленно. Для расчетов функциональных свойств используются детерминированные модели. В [1] предлагается метод синтеза оптимальных параметров транспортной машины, но рассматриваются только функциональные свойства. Для расчета ресурса применяются вероятностные модели. В [2] описаны типовые вероятностные методы расчета надежности с использованием распределений нагрузки и прочности. В [3] учитывается вариация распределений нагрузки посредством введения распределения коэффициента пробега (времени). В [4] вариация нагрузок различных машин описывается посредством распределения средней нагрузки.

Понятия нагрузки различны для различных частей машины. Но все нагрузки определяются условиями эксплуатации. Поэтому в работе [5] вводится расчет по схеме “условия эксплуатации — ресурс” и используется вариация условий эксплуатации. Кроме того, в [5] развивается методология расчет ресурса машин и их сборочных единиц как механических систем с зависимыми элементами.

При оценке технических и экономических свойств машин обычно используют значения функциональных и ресурсных показателей, объявленные производителем (см., например, [6, 7] и т.д.). Реальная вариация условий эксплуатации и машинных свойств не принимаются во внимание.

В данной работе вводится статистика условий эксплуатации и статистика объемов работ, в которых отражены позиции производителя и пользователя машин к применению последних. Ресурсные и функциональные свойства машин отображаются общей вероятностной моделью, основанной на вариации условий их эксплуатации. При этом прочностные свойства машин также описываются вероятностным образом и воспроизводятся в общей модели. Предлагаются технический и технико-экономический критерии для оценки машины. Описывается общая процедура моделирования ресурсно-функциональных свойств, включающая расчет технических и технико-экономических параметров.

Общая методология

1. Статистика производителя и пользователя. Под “производителем” и “пользователем” будем рассматривать разные стратегии в проектировании и оценке машины. Производитель ориентируется на варьируемые условия эксплуатации всех изготавливаемых машин. Пользователь исходит из статистики, основанной на объемах выполняемых им работ.

Статистика условий производителя. Возможное разнообразие применения (использования) машин можно описать конечным набором детерминированных условий эксплуатации. Каждая машина имеет свой собственный спектр условий эксплуатации, который описывается набором относительных продолжительностей (долей) работы в упомянутых условиях эксплуатации α_k , ($k=1,2,\dots,K$). Сумма относительных продолжительностей равна единице. Мы можем полагать, что относительная продолжительность — нормальная случайная величина (СВ) или близкая к нормальной СВ. Характеристи-

ки (среднее значение и среднее квадратическое отклонение) этой случайной величины задают или принимают с учетом статистической информации по машинам-аналогам.

Статистика объемов пользователя. Пользователь формирует в абсолютных значениях набор рабочих объемов X_A , выполняемых им в различных условиях (технологиях) и за типовой период времени t_y (год, сезон или смену):

$$X_A = \{x_{x1}, x_{x2}, \dots, x_{xK}\}, \quad (1)$$

где x_{xk} — объем работ в k -х условиях эксплуатации (технологии), например, число гектаров или число т-км, K — число типовых эксплуатационных условий (технологий). Статистика объемов может быть сформирована на базе статистики условий эксплуатации (α_k , $k=1,2,\dots,K$) (наряду с этим, стандартная производительность w_{xk} должна быть задана для каждого условия эксплуатации):

$$x_{xk} = \alpha_{xk} t_y w_{xk}. \quad (2)$$

2. Определение нагрузочного режима для проектирования агрегатов машины. Машина (автомобиль, трактор и т.д.) имеет N передач и эксплуатируется в K условиях. Для каждого условия эксплуатации внешние нагрузки, скорости и относительная продолжительность работы на передачах задаются или определяются (см., например [3, 5]). Эти параметры — детерминированные. Вместе с тем, относительная продолжительность каждого условия эксплуатации есть случайная величина. Чтобы получить множество вариантов нагрузочного режима можно использовать статистическое моделирование относительной продолжительности условий эксплуатации. Для этого воспроизводится процедура статистического моделирования спектра α_k из K условий методом Монте-Карло. Но мы имеем проблему. Сумма случайных величин α_k , ($k=1,2,\dots,K$), получаемых в каждом испытании, как правило, не равна единице. Если их корректировать на каждом шаге путем нормировки, то статистические характеристики таких (мы назвали их связанными или согласованными СВ) изменяются и становятся отличными от заданных. Для разрешения указанной проблемы разработана специальная процедура предварительного статистического моделирования и соответствующее программное обеспечение [8], позволяющее подобрать характеристики СВ, воспроизводящие с учетом согласования необходимый спектр.

Итак, мы можем моделировать относительные продолжительности работы множества машин и их агрегатов. Используя эту модель и заданные относительные продолжительности работы на передачах, мы можем получить распределение времени работы на каждой передаче для множества машин. Расчет продолжительности работы на передачах на i -м шаге статистического моделирования показан в таблице (здесь $K=4$, $N=5$).

Таблица Расчет относительной продолжительности работы на передачах в i -м статистическом испытании

k	α_{ki}	$\alpha_{nk}, n = 1, \dots, 5$				
		1	2	3	4	5
1	0,5100	0,15	0,20	0,25	0,25	0,15
2	0,3400	0,10	0,15	0,25	0,30	0,20
3	0,1260	0,05	0,15	0,20	0,30	0,30
4	0,0240	0,04	0,10	0,26	0,30	0,30
$\alpha_{ni} = \sum_{k=1}^K \alpha_{nk} \alpha_{ki}$		0,11776	0,1743	0,24394	0,2745	0,1895

Так от исходного вероятностного спектра эксплуатационных условий мы переходим к вероятностному спектру продолжительности работы машины на передачах, что в сочетании с нагрузочными и скоростными параметрами дает нагрузочный режим для проектных расчетов машины.

Следующая проблема состоит в том, какой вариант выбрать для проектирования. Это может быть типовой вариант либо обобщенный. Однако важной особенностью агрегатов машины (например, трансмиссии) является альтернативное использование нескольких нагруженных компонентов. Относительная продолжительность их работы зависит от условий, в которых будет эксплуатироваться машина. Эти условия при проектировании не известны. Поэтому для каждого из альтернативно используемых компонентов следует задать достаточно высокую вероятность их использования. Мы рекомендуем 0,84. При этом сумма относительных продолжительностей для альтернативно используемых компонентов будет больше, чем единица ($\geq 1,0$).

3. Решение оптимизационных задач для предварительного выбора параметров агрегатов. Если агрегаты машины содержат взаимодействующие узлы, и выбор их параметров неоднозначен, то возможно решение оптимизационных задач. Характерный случай — минимизация полной массы редуктора [8] и распределение передаточных чисел по агрегатам трансмиссии.

4. Компоновка узлов и определение основных размеров. Компоновка узлов и решение задачи ресурсного проектирования [5] окончательно устанавливают размеры механических элементов, необходимые для динамических расчетов и моделирования ресурсно-функциональных свойств машины.

5. Общие критерии для оценки машины.

Технический критерий (вероятностный критерий качества машины) как “вероятность ресурсно-функционального состояния” определяется следующим образом:

$$P(w_x, Q_x, L_x) = P(w > w_x, Q < Q_x, L > L_x), \quad (3)$$

где w, Q, L — случайные величины; w — средняя производительность машины на наработке L ; Q — средний расход топлива машины на наработке L ; L — ресурс машины; L_x — нормативная наработка; w_x, Q_x — значения средней скорости и расхода топлива, принятые в качестве нормативных показателей.

Технико-экономический критерий (главный компонент конкурентоспособности) определяется как “затраты E_y для выполнения типового набора работ (X_A) в типовом периоде (t_y) с учетом ресурса машины T ”:

$$E_y = E_{L1} x_1 + E_{L2} x_2 + \dots + E_{LK} x_K, \quad (4)$$

$$E_{Li} = Q_{li} + Z_{li} + S_h / W_i, \quad (5)$$

где Q_{li} и Z_{li} — затраты на топливо и оператора для выполнения единицы работы в заданных (i -х) условиях эксплуатации (технологии); W_i — производительность, объем работы в час. Стоимость одного часа работы машины:

$$S_h = C_0 (1 + K_1 + K_2) / T, \quad (6)$$

где C_0 — цена; K_1 — коэффициент, учитывающий повышение цены машины при различных путях ее приобретения; K_2 — коэффициент, учитывающий ремонт машины и регламентное обслуживание, обычно, он находится в пределах 1,0 ... 1,8; T — прогнозируемый ресурс машины, час.

При проектировании и оценке машины с использованием приведенных критериев зависимости от ее назначения на отдельные технические параметры (производительность, ресурс, средняя скорость и т.д.) могут быть наложены ограничения.

6. Моделирование ресурсно-функциональных свойств машин. Ресурсно-функциональные свойства машин моделируются при варьировании относительных продолжительностей K условий эксплуатации и N несущих способностей (прочностных характеристик материалов) компонентов машины. По каждому k -му условию эксплуатации определяются отдельные (частные) ресурсы ($T_{nk}, n=1,2,\dots,N$) и функциональные параметры (W_k, Q_{1k} и т.д.). Для определения ресурс, предварительно строятся ресурсно-прочностные кривые (РПК), каждая из которых представляет собой зависимость “несущая способность — ресурс” n -й детали в k -х условиях эксплуатации [5]. При по-

строении РПК для конкретных значений несущей способности детали (для многоциклового усталости и трибофатических элементов [10] — это предел выносливости материалов) в полном объеме выполняется расчет ресурс, начиная с задания технологических сопротивлений машины, установления действующих нагрузок. Эти кривые могут быть также сформированы по данным испытаний и на основе экспертных оценок. Возможно их представление в графическом или аналитическом виде.

Затем рассчитывается ресурс машины T_k . Учитывается логическая схема предельных состояний деталей, узлов, агрегатов и машины в целом [11].

С учетом смоделированного случайного набора K условий эксплуатации в конце каждого шага моделирования определяются общие ресурсные и функциональные параметры (T , W , Q и т.д.) отдельной машины. Также можно вычислять значения критериев, чтобы формировать их распределения и оценивать машинные свойства в вероятностном аспекте.

Заключение

Описанная методология представляет собой новый вероятностный подход к расчету и оценке машин. Он основан на связанном рассмотрении ресурсных и функциональных машинных свойств. Методы и программное обеспечение, развитые на основе данной методологии используются для расчетов и оценки машин, которые производятся предприятиями Беларуси и другими.

Работа поддержана INTAS (проект INTAS 00-217).

Литература. 1. Ванцевич В.В., Высоцкий М.С., Гилелес Л.Х. Мобильные транспортные машины: Взаимодействие со средой функционирования.— Минск: Белорусская наука, 1998, 303 с. 2. Kapur K.C. and Lamberson L.R. Reliability in Engineering Design, New York, John Willey & Sons, 1977, 586 p.; Пер. с англ.: — М.: Мир, 1980, 604 с. 3. Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. Минск, Наука и техника, 1979. — 256 с. 4. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. — М.: Машиностроение, 1990. — 448с. 5. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Минск: Навука і тэхніка, 1995. — 256 с. 6. Фасхиев Х.А. Оценка конкурентоспособности автомобиля // Автомобильная промышленность. 1999. № 3. С. 3–8. 7. Прокопенко В. Рекомендации по оценке показателей экономической эффективности сельскохозяйственных машин и технологий // Агринформ. 1999. Апрель. С.17-18. 8. Альгин В.Б., Богдановский И.Г. Вероятностная модель спектра условий эксплуатации мобильной техники // Вестник Могилевского государственного технического университета. 2001. №1. — С. 14—17. 9. Burdo E., Guschinsky N., Levin G. 2001. How to minimize the total mass of a reducer and provide its lifetime with a given probability // Proceedings of the IEEE Conference ETFA'2001, V. 2, pp. 771-773. 10. Algin V.B. Calculation of Lifetime of a Mechanical System Containing Tribo-Fatigue Elements // Proceedings of III International Symposium on Tribo-Fatigue. October 22-26, 2000. — Beijing, China. 2000. — P.196-199. 11. Альгин В.Б. Методология ресурсно-функционального вероятностного расчета, проектирования и оценки мобильной техники // Механика машин на пороге III тысячелетия. Материалы междунар. науч. конф., Минск, 23—24 нояб. 2000 г.— Мн.: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001. — С. 292—306.

АСПЕКТЫ ЭКОЛОГИЧЕСКОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ И ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГОРЕСУРСОБЕРЕЖЕНИЯ

*Никакую проблему невозможно решить
на том же уровне, на каком она возникла
Альберт Эйнштейн*

Введение

Экологическое конструирование необходимо рассматривать во взаимосвязи с CALS технологиями (Continuous Acquisition and Life Cycle Support), как непрерывной информационной поддержкой жизненного цикла продукта. В этой связи, понятие экологическое конструирование можно определить как обеспечение экологической безопасности машин в полном жизненном цикле с использованием CALS технологий.

Учет влияния на экологию всех стадий полного жизненного цикла - от добычи сырья до захоронения остатков - позволяет дать комплексную оценку экологической безопасности машины и наметить меры по ее совершенствованию.

Стадии полного жизненного цикла машин. Анализ и синтез.

Для наземной мобильной техники, в том числе и сельскохозяйственной, стадиями полного жизненного цикла являются: добыча сырья, его переработка и получение конструкционных и эксплуатационных (топливо, масла, рабочие жидкости и др.) материалов; изготовление деталей и узлов, сборка и окраска; эксплуатация; ремонт и обслуживание; разборка; утилизация и захоронение остатков. Приведенные этапы жизненного цикла машин регламентируются стандартами ISO 14000, включающими: организацию системы экологического управления; экологический аудит; экологическую маркировку; оценку экологичности производственных систем и продукции на стадиях жизненного цикла. К числу стандартов, связанных с экологической оценкой жизненного цикла, относятся: ISO 14040, 14041, 14042 и 14043. Оценка экологической безопасности включает четыре этапа: определение цели и сферы оценки; инвентаризация воздействий на окружающую среду; оценка воздействий и интерпретация результатов.

Веса отдельных этапов жизненного цикла трактора составляют от общих стоимостных затрат, %: конструирование – 3...4; изготовление – 10...15; эксплуатация – 60...65; ремонт (все виды) – 14...16. Для легкового автомобиля массой 1500 кг затраты энергии (ГДж) в течение жизненного цикла на стадиях: техническое обслуживание – 12,9 (1,8%); эксплуатация – 646 (89,1%); захоронение отходов 1,3 (0,2%). В скобках (%) приведен удельный вес стадий в общих затратах энергии по полному жизненному циклу.

ВОЗДЕЙСТВИЕ ПРОИЗВОДСТВ НА ПРИРОДНУЮ СРЕДУ.

Для обеспечения сельскохозяйственного производства техникой до 1990 г. использовалось ежегодно до 20% от общего потребляемого в стране металла. Следует отметить, что уровень техники и ее количество не удовлетворяли запросов потребителя. Предприятия, производящие технику, выбрасывают в атмосферу значительное количество CO₂. За последние 20 лет промышленность существенно уменьшила эмиссию газов, в т.ч. CO₂, окислов азота. Эмиссия CO₂ (по данным ФРГ на 1991 г.) составила: 40% - электростанции и теплотрассы; 20% - промышленность; 16% - движение по дорогам (автомобили); 14% - отопление помещений. За период 1991-1992 гг. за счет более эф-

фактивного использования энергии эмиссия CO_2 снизилась на 24% в пересчете на производство одного автомобиля.

Потребление кислорода для сжигания различных видов топлива в глобальном масштабе составляет более $50 \cdot 10^{12}$ кг и ежегодно увеличивается на 10%.

Предприятия по добыче и переработке нефти и газа загрязняют атмосферу углеводородами, водоемы и почву – вредными отходами. Технология добычи нефти связана со значительным водопотреблением, – на каждую тонну нефти затрачиваются в среднем $1,9 \text{ м}^3$ воды.

Среднестатистическое потребление кислорода дизелем трактора оценивается в $5 \cdot 10^3$ кг в год.

Таблица 1 - Производства, виды воздействия на природную среду и структура экономического ущерба приведены ниже.

Производство	Виды воздействия на природную среду
Добыча угля, нефти, газа, калийных и фосфорных удобрений.	Изъятие земельных угодий; вскрытие водоносных горизонтов и загрязнение их рудничными водами; загрязнение атмосферы летучими углеводородами при погрузке и разгрузке, загрязнение вод и засоление почв продуктами эрозии отвалов пустых пород.
Производство азотных удобрений.	Изъятие земельных угодий, загрязнение атмосферы.
Переработка первичного сырья и его транспортировка.	Изъятие земельных угодий, загрязнение атмосферы, воды и почв за счет эрозии отвалов.
Производство энергии на тепловых электростанциях.	Изъятие земельных угодий, загрязнение атмосферы, воды, почв продуктами сжигания топлива.
Производство энергии на гидроэлектростанциях.	Изъятие земельных угодий под водохранилище; изменение физических характеристик, химического, санитарно-бактериального и видового состава водоемов; изменение экосистем района, его метеорологических и климатических характеристик.
Транспортировка электроэнергии.	Изъятие земельных угодий под линии электропередач; электромагнитное загрязнение окружающей среды.
Внесение минеральных удобрений и пестицидов.	Защеление почв, накопление в ней нитратов, накопление в почве и растениях химических веществ, вредных для человека и животных.
Уплотнение и порча почв ходовыми системами тракторов и сельскохозяйственной техники.	Снижение плодородия почв и окупаемости удобрений урожаем сельскохозяйственных культур; выход из сельскохозяйственного использования земельных угодий.
Производство мяса, молока и яиц на животноводческих и птицеводческих комплексах, производство и внесение органических удобрений.	Загрязнение атмосферы, накопление в почве и водоносных горизонтах нитратов, болезнетворных микроорганизмов, вредных для человека и животных.
Очистка и мойка сельскохозяйственных машин в процессе их эксплуатации и хранения.	Загрязнение почв нефтепродуктами, нитратами, пестицидами.

Надежность сельскохозяйственной техники и потери.

Одним из показателей надежности машины является безотказность. Критерием ее оценки может служить расход материалов, в т.ч. конструкционных, используемых в виде запчастей, для поддержания работоспособности машины в эксплуатации. За срок службы гусеничного трактора расход запчастей превышает его конструкционную массу, для колесного составляет 10...15% от его массы.

Низкая надежность машин и их систем, нестабильность параметров, вызванная нарушением регулировок, ведет к увеличению расхода эксплуатационных материалов (топливо, масла, рабочие жидкости и др.).

Потери рабочей жидкости и масел при аварийном нарушении герметичности гидроприводов достигают от 20 до 80 кг в год на один трактор и от 80 до 100 кг на один автосамосвал типа МАЗ.

Общие потери моторных и трансмиссионных масел слагаются из суммы потерь на пути из резервуара для хранения до заправочной емкости машины и находятся в пределах от 0,5 до 6,5% для моторных и 1,2...17,5% для трансмиссионных масел от их расхода. Потери топлива превышают 10%, в т.ч. в процессе эксплуатации машины около 8%.

Механическое воздействие сельскохозяйственной техники на почву.

Установлено, что трактор массой $5 \cdot 10^3$ кг вызывает уплотнение сухой почвы на глубину 0,72 м, на почвах с низкой влажностью – до 0,9 м, на переувлажненных – до 1,02 м.

Помимо экологического значителен и экономический ущерб, вызванный снижением урожайности (до 30% и более, отмечаемым более чем в 40 странах мира), необходимостью проведения дополнительных почвообработок, увеличением (до 2 раз) сопротивления обработке почвы и связанным с этим дополнительным расходом топлива, необходимостью внесения (для компенсации потерь урожайности) повышенных доз удобрений, увеличивающих и без того высокий уровень содержания нитратов в пище человека и других негативных последствий. Недобор урожая в России составляет: по зерновым – $13...15 \cdot 10^6$ кг в год, по сахарной свекле – более $2 \cdot 10^6$ кг, по зерну кукурузы – около $5 \cdot 10^5$ кг, значителен недобор урожая картофеля и других сельскохозяйственных культур.

В решении проблемы снижения негативного воздействия ходовых систем сельскохозяйственных машин на почву на первое место ставится комплекс мер по снижению массы машин и совершенствованию их ходовых систем, в т.ч. движителей.

Совершенствование ходовых систем.

Альтернативные движители.

Проводимые работы по снижению негативного воздействия сельскохозяйственных машин на почву основаны на совершенствовании существующих движителей и создании альтернативных.

Первое направление основано на традиционных методах: увеличение площади контакта движителей; снижение нагрузки на них или использование двух факторов одновременно. При этом неизменным остается тип движителей (колесные или гусеничные) и способ преобразования энергии в тягу.

Снижение массы машин при сохранении размеров движителей ведет к снижению давления на поверхность. Уменьшение давления на почву приводит к снижению ее тяги, которая может быть сохранена при условии увеличения площади контакта движителя. В ряде случаев это может быть достигнуто только при переходе на другой тип движителя: с колесного на гусеничный или шагающий. К числу таких случаев относятся возделывание пропашных культур.

Применение шагающего механизма в качестве движителя для тракторов и других сельскохозяйственных машин основано на использовании принципа вращательного переноса башмаков. Такие механизмы позволяют производить переоборудование машины на шагающий ход без изменения трансмиссии и обеспечивают их передвижение без ухудшения условий труда оператора. По сравнению с традиционными колесными и гусеничными движителями шагающие движители обладают: дискретностью следа; увеличенной в 1,6...1,8 раза силой тяги при равной вертикальной нагрузке на них; повышенной проходимостью по поверхности с низкой несущей способностью и коэффициентом трения (сцепления); способностью преодолевать препятствия высотой, равной 0,5 диаметра «эквивалентного» колеса.

Для достижения этих качеств шагающий движитель должен обеспечивать близкую к постоянной площадь контакта опорных башмаков с поверхностью (почвой) в любой период перемещения и дискретное колееобразование.

Выполнение первого требования способствует получению эффекта качения колеса, второго – обеспечивает постоянство давления на грунт, третьего – вызывает уменьшение площади уплотнения почвы в процессе перемещения по ней.

Сопrotивление движению шагающего механизма на мягких грунтах включает и бульдозерное сопротивление, или точнее, псевдоциклическое сопротивление от заглубления и выглубления «ног».

Особое место в теории шагающих механизмов занимают шагающие движители с вращательными переносом опорных башмаков. Если принять, что площадь контакта отдельного башмака равна площади опорной поверхности колеса, которая определяется по известной методике, тогда давление на почву у обоих движителей будет равным.

Дискретность следов шагающего движителя уменьшает вероятность водной эрозии почвы, что особенно эффективно для работы на склонах. Наличие шагающего механизма позволяет машине совершать операции перемещаясь вдоль склона.

Материалоемкость МТА и самоходных машин.

Снижение массы машин.

При оценке современных конструкций технических средств и оценке их экологической безопасности в качестве одного из критериев целесообразно исследовать материалоемкость – показатель, характеризующий расход материалов на изготовление, эксплуатацию и ремонт за срок службы, отнесенный к объему выполненных работ за этот период. Таким образом, учитывается уровень производства, прогрессивность конструкции и ее надежность (расход запчастей), совершенство эксплуатации (объем выполненных работ).

Удельная материалоемкость конструкции трактора (кг/л.с.) в функции мощности его двигателя (N_3) и колесной формулы определяется зависимостями:

$m_{уд} = 116,36 - 0,909 N_3$ – для тракторов 4К4а с двигателем мощностью от 20 до 80 л.с.;

$m_{уд} = 109,1 - 0,408 N_3$ – для той же схемы и мощности двигателя 80 до 150 л.с.;

$m_{уд} = 84,17 - 0,26 N_3$ – для тракторов той же схемы с двигателем мощностью 65...150 л.с.

Материалоемкость зависит от универсальности машин, т.к. она определяет занятость машины в течение года, а, следовательно, и ее выработку. Основная часть производительного расхода материалов приходится на самоходные машины независимо от их назначения, что в эксплуатации оборачивается резким увеличением удельной материалоемкости (кг/ГДж) на уборке: кормов в 1,42 раза; картофеля – 1,75; внесении минеральных удобрений – 2,06; органических – 1,25 по сравнению с этим показателем для аналогичных МТА. Если представить коэффициенты, характеризующие степень использования потенциальных возможностей машин, в виде обобщенного критерия, то единица мощности трактора эквивалентна 10 единицам мощности самоходного комбайна. Поэтому целесообразно создавать гибкие системы на основе модульных энерге-

тических средств, развивать принципы блочно-модульного проектирования, пересмотреть типаж тракторов в сторону его расширения и увеличения плотности ряда.

Образованные на основе модуля машинные агрегаты обеспечат снижение удельной их материалоемкости на 25...30% по сравнению с показателем для самоходных машин и до 10% – для отдельных МТА традиционного построения: трактор + сельскохозяйственные машины.

При замене стальных деталей на алюминиевые уменьшается расход энергии по всему жизненному циклу на 7,5%, а при использовании рециклированного алюминия величина экономии достигает 12%. Использование армированных углепластиков и других материалов с низкой удельной массой позволяет снизить вес машины на 40% и потребление энергии на 16%. Использование алюминия в качестве заменителя чугуна, применяемого для изготовления корпусных деталей трансмиссии и двигателя возможно, но требует изменения конструкции остова и перехода на рамную (с полурамной или безрамной) по типу автомобильной. Такое решение позволяет практически полностью разгрузить корпусные детали от динамических нагрузок.

Влияние снижения массы на расход топлива в процессе эксплуатации в зависимости от функционального назначения машины и условий ее использования различно. Например, для легкового автомобиля при снижении его массы на каждые 100 кг эта величина находится в пределах 0,16...0,75 л/100 км. Среднее же значение снижения расхода топлива для сельскохозяйственных тракторов составляет ~98,5 кг топлива на 100 кг снижения массы машины при ее годовой занятости в течение 1350 м/ч.

Альтернативные двигатели и топлива.

На смену традиционным ДВС, несмотря на продолжающуюся их модернизацию в направлении снижения массо-габаритных размеров, повышения КПД и, как результат, снижение расхода топлива, в ближайшее время придут новые бортовые источники энергии. Наиболее вероятными, могут быть: газовая турбина+генератор и топливные элементы. Газовые турбины имеют высокие массо-габаритные и мощностные показатели, превосходящие - ДВС: тепловой КПД до 40%, гибкость применения топлива и более низкую эмиссию. Камеры сгорания газовых турбин обеспечивают возможность смешивания в широком диапазоне различных топлив: бензина, дизельного топлива, спиртов, а также природного газа и порошкообразного угля.

Значительные усилия предприняты по исследованию гибридных источников энергии, в которых комбинируются перспективные ДВС, тяговые электродвигатели и системы хранения энергии на борту. Гибридные источники энергии имеют ряд преимуществ перед обычными ДВС: уменьшенные массо-габаритные размеры, увеличенный КПД (в сочетании с низкой трансмиссией выхлопных газов), наличие накопителей энергии. В гибридных машинах используется возвращенная энергия торможения, которая в тормозных системах обычных машин рассеивается.

Стратегией для преодоления барьера эмиссии является применение «чистых» топлив в сочетании с соответствующими устройствами контроля эмиссии. Метанол обуславливает очень низкую эмиссию частиц, но должны быть приняты во внимание плотность энергии топлива, цетановое число, эмиссия альдегидов и их токсичность. Природный газ, в сжатом или жидкой фазах, является вторым альтернативным топливом для уменьшения эмиссии NO_x и твердых частиц, но остаются до конца не решенными вопросы его хранения на борту, дозаправка и обеспечения необходимой плотности энергии.

В настоящее время рассматриваются альтернативные топлива (для ДВС): природный сжатый и сжиженный газ, метанол, этанол, сжиженный нефтяной газ и биогаз.

Топливные элементы.

Топливные элементы имеют несколько преимуществ, которые делают их перспективными в качестве бортовых источников энергии для тягово-транспортных систем: это – высокий КПД (>50%), очень низкая или нулевая эмиссия, шумы и вибрации. При использовании водорода автомобиль имеет нулевую эмиссию. Кроме того, может быть выполнено требование по экономии топлива, с минимальным воздействием на характеристики автомобиля при переоборудовании его с ДВС на топливные элементы.

Конструкционные материалы.

Великой нацией нас делает не наше богатство, а то, как мы его используем

Теодор Рузвельт

Наряду с первичным использованием конструкционных материалов они рассматриваются и с точки зрения их повторного использования. В мировой практике анализ полного жизненного цикла машины используется как инструмент для принятия решения о производстве машины.

На стадии создания машины для оценки совершенства ее параметров с экологической точки зрения, например, формой BMW, используются критерии: эффективность использования ресурсов (использование сырьевых материалов, потребление воды, общие затраты энергии, расстояние транспортировки, выбросы).

Выбор конструкционных материалов производится с учетом требования по ограничению номенклатуры применяемых материалов, возможности их повторного использования с оценкой по критерию экономической эффективности. Имеется перечень материалов, запрещенных к применению по экологическому аспекту.

Концепция рециклирования включает в себя создание мощностей для переработки деталей, отслужившей срок машины и повторного использования материалов. К числу таких материалов прежде всего относятся полимеры и цветные металлы. Конструкция машин и ее узлов разрабатывается с учетом требований разборки и сортировки. Детали должны иметь маркировку, позволяющую идентифицировать материал, из которого они изготовлены. Блочный-модульный принцип построения конструкции наиболее полно отвечает требованиям к разборке машины с точки зрения снижения затрат на выполнение этой операции. В целом конструкция машины должна быть технологичной на стадии производства, эксплуатации и ремонта. Критерии технологичности достаточно полно отражены в специальной литературе и стандартах. Экологическая и экономическая целесообразность повторного использования материалов подтверждается величиной снижения затрат энергии на получение материалов.

Таблица 2 - Расход энергии для получения материалов приведен ниже.

Материал	Первичная энергия, (кДж/кг)	Вторичная энергия (кДж/кг)
Сталь	40000	18100
Чугун	34000	24000
Медь и латунь	100000	45000
Цинк	53000	15900
Свинец	41100	8000
Алюминий – прокат	196000	26700
Алюминий – литье	189000	26000
Магний – литье	284000	27200
Стекло	30000	13000

Выводы

1. Существующая сельскохозяйственная техника, в том числе и тракторы, не обладает свойствами экологической безопасности, оцененной по методике полного жизненного цикла. Ее использование в сельскохозяйственном производстве приводит к значительному снижению плодородия почвы, загрязнению воздушного бассейна и воды.

2. Технологии добычи и переработки сырья для получения конструкционных, эксплуатационных материалов и производства машин являются затратными, загрязняют атмосферу летучими углеводородами, воду и почву – вредными выбросами, отходами эрозии отвалов пустых пород происходит закисление почв, накопление в ней нитратов, накопление в почве и растениях химических веществ, вредных для человека и животных. Глубина переработки сырья, коэффициент использования материалов в производстве недостаточны и это приводит к низкой эффективности их использования, увеличенным объемом переработки.

3. Направление развития мобильной сельскохозяйственной техники, обеспечение ее экологической безопасности будут решаться на всех этапах жизненного цикла на основе:

- обеспечения гарантированного соответствия техники нормам требуемого состояния почвы, атмосферы и воды за счет устранения попадания: масел, топлива и токсичных рабочих жидкостей, продуктов сгорания и испарений, снижения до допустимых величин уплотняющих, способствующих эрозии и других вредных воздействий техники на почву, полного соответствия агротехническим требованиям прогрессивных технологий возделывания сельскохозяйственных культур;
- повышения топливной экономичности двигателей, повышения КПД машин, снижения энергетических затрат на привод сельскохозяйственных машин, совершенствования механизмов управления машинами, применения автоматического контроля и управления режимами работы моторно-трансмиссионной установки, применения новых типов движителей, рационального подбора режимов работы МТА (по ширине захвата и скорости движения) на основе тягово-энергетической концепции или переменного тягового класса трактора;
- снижения материалоемкости тракторов и агрегируемых с ним машин за счет совершенствования конструкции и применения новых материалов, в т.ч. неметаллических и легких (алюминий, магний и др.), реализации блочно-модульного принципа построения конструкции, активного использования технологической массы сельскохозяйственной машины и поиска новых, более рациональных способов агрегатирования;
- снижения общей потребности в тракторах и сельскохозяйственных машинах за счет оптимизации структуры МТП, поиска новых решений и совершенствования организации межхозяйственного использования машин, сокращения номенклатуры тракторов за счет оптимизации их универсальности;
- снижения расхода топлива на единицу сельскохозяйственной продукции за счет: внедрения ресурсосберегающих технологий возделывания и уборки сельскохозяйственных культур, базирующихся на минимальной обработке почвы; совмещения технологических операций; рационального сочетания при почвообработке активных и пассивных рабочих органов; маршрутизации движения МТА по постоянной технологической колее; создания тракторов, обладающих суперманевренностью, комплексной автоматизацией, электронизацией;

- создания новых бортовых источников энергии с электрической тягой (идеальная трансмиссия) на первом этапе гибридных (газовая турбина или ДВС и генератор), а на втором этапе – применение топливных элементов;
- создания новых ресурсосберегающих экологически чистых технологий добычи сырья, глубокой переработки его для получения конструкционных и эксплуатационных материалов и технологий производства техники с замкнутым циклом;
- расширения доли рециклируемых материалов, применяемых в конструкции машины;
- использования альтернативных видов топлива, в т.ч. получаемых из возобновляемых источников энергии.

Литература. 1. Ксеневи́ч И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовые системы – почва – урожай, М.: Агропромиздат, 1985, 304 с. 2. Ксеневи́ч И.П. Об оптимальной массе трактора Ж. «Тракторы и сельскохозяйственные машины», № 12, 1988. с. 5-8. 3. Ксеневи́ч И.П. Основные направления развития сельскохозяйственной мобильной энергетики. Материалы научно-практической конференции. Москва, ВИМ, 20-21 октября 1999 г. 4. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. Учебник под ред. Ксеневи́ча И.П., М.: Машиностроение, 1991. – 544 с. 5. Кошелев Л.А., Ташкинова Г.В., Чебаненко Б.Б. и др. Экологические проблемы энергетики. Наука. М.: 1989. – 320 с. 6. Методика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве. Москва, 1995. 7. Планетоход. под ред. проф. А.Л. Кемурджкана. М.: Машиностроение, 1993. 8. Кутенев В.Ф., Звонов В.А., Козлов А.В. Оценка экологичности конструкции автомобиля по методике полного жизненного цикла//Проблемы конструкции двигателей: Сб.научн.трудов НАМИ. – 1998. – с. 3-11. 9. Луканин В.Н., Трофименко Ю.В. Снижение экологических нагрузок на окружающую среду при работе автомобильного транспорта//Итоги науки и техники ВИНИИТИ, Автомобильный транспорт. – 1996. – с. 1-340. 10. Технология. Межотраслевой научно-технический сборник. Серия «Конструкции из композиционных материалов». Всероссийский научно-исследовательский институт межотраслевой информации. Вып. 2, – с. 1-80. 11. Alternative Fuels.Emissions, Economics and Performance. Timothy T.Max Well and sesse. C.Jones. ISBN 1-56091-523-4, 336 pp., 8 Chopters. 12. I.P.Ksenevitch Automation of Mobile Farm Machinery and Problems of Environmental Protection. International Off-Highway and Powerplakt Congress and Eposition Milwaukee, Wisconsin September 9-12, 1991. 13. Life Cycle Assessment (LCA). A guide to approaches, experiences and information sources. Report to the European Environment Agency, Copenhagen. August, 1997. 14. The Eco-indicator 95, Manual for Designers. Netherlands agency foe energy and the environment. November, 1996. 15. Sullivan, M.M., Costic, W. Man Modifying automotive life-cycle assessment. Automotive Engineering International. July, 1998.

НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕСУЩИХ СИСТЕМ И ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Беларусь*

Актуальность разработки методов ресурсного проектирования несущих систем и деталей вновь создаваемых машин сегодня не вызывает сомнения. Обеспечение требуемой надежности деталей и конструкций на стадии проектирования является одним из наиболее важных и современных научно-технических требований практики и методологии проектного этапа при создании новых мобильных, в частности – транспортных, машин. Решения, стоящих перед проблемой ресурсного проектирования задач, позволяют оптимизировать конструкцию, ее массу, габариты, назначить оптимальную технологию и режимы изготовления и упрочнения, обработки и сборки деталей в узлы; сокращают проектный цикл, уменьшают количество стендовых и эксплуатационных испытаний. Все это ведет к повышению надежности и снижению себестоимости проектируемых машин.

1. Ресурсное проектирование - системная методология обеспечения заданной надежности деталей на стадиях создания машин. Разработан научный подход и расчетная методология вероятностной оценки нагруженности и усталостного ресурса несущих систем и элементов машин (в особенности - мобильных) на стадии проектирования, интегрирующиеся с современными программно-аппаратными средствами САПР, все более широко применяемыми на предприятиях, занимающихся проектированием и производством мобильных машин.

Подход и методика расчетного прогнозирования нагруженности в механических напряжениях и характеристик сопротивления усталости для последующей оценки ресурса на стадии проектирования несущих систем и элементов машин состоят в следующем. Моделируются условия эксплуатации, например, - дорожные (статистически задается микропрофиль дорог для проектируемого класса машин, например для мобильных транспортных машин – спектральная плотность неровностей), жесткие элементы машины (деформациями которых можно пренебречь в рассматриваемой задаче) и демпферы колебаний (шины; упругие элементы подвески; рамы и другие крупномасштабные конструкции – как гибкие тела), значимость которых на точность оценки нагруженности несущих систем и их элементов определяется в результате соответствующего исследования всей машины.

Проектируемая конструкция машины представляется с использованием прямого имитационного моделирования в виде полномасштабной виртуальной модели, способной “эволюционировать” при прохождении стадий проектного цикла, включающих: предварительную оценку нагруженности в наиболее тяжелых условиях эксплуатации, статическую доводку конечноэлементных моделей конструкций по критериям прочности и жесткости, статистическую оценку эксплуатационной нагруженности опасных в смысле усталости локальных зон, элементов или сечений, расчетное или расчетно-экспериментальное определение характеристик сопротивления усталости и их рассеяния в опасных элементах конструкции [1 - 3], вероятностный расчет ресурса с учетом суммирования усталостных повреждений в процессе снижения предела выносливости детали для проектируемых условий реального многорежимного (в т.ч. - с учетом многочастотности) нагружения [4, 5].

2. О научных основах ресурсного проектирования механических систем и деталей машин.

2.1. Анализ нагруженности и определение опасных по усталости элементов машин. Имитационная модель проектируемой машины, например автотранспортного средства (АТС), рассматривается как сложная механическая несущая система взаимосвязанных и взаимозависимых подсистем (рамные конструкции, мосты, оси, рессоры и т.п.), состоящих из крупных (детали), средних (наиболее нагруженные зоны, в т.ч. - вблизи концентраторов механических напряжений) и малых (“точки” концентрации максимальных разрушающих напряжений) элементов. Подсистемы (узлы, сборочные единицы) состоят из крупных элементов (например: для рамы – лонжероны, поперечины и т.д.; для оси – основная трубная деталь, полуоси, тормозные кронштейны-муфты и т.д.). При их моделировании исследуются значимость различных конструктивных факторов и сборочных операций на этапах динамического системного анализа всей машины и численного анализа ее отдельных конструкций. Крупные, средние и малые элементы по предложенной классификации состоят из большого количества конечных элементов различной формы и размеров, зависящих от степени геометрической сложности рассматриваемой конструкции. Количество степеней свободы любого элемента определяется комбинацией внутренних степеней свободы и степеней свободы от закрепления. На начальной стадии исследования модели машины все внутренние силы приравниваются к нулю, т.е. – крупные элементы (кроме специальных устройств демпфирования колебаний: шины, рессоры и т.п.) принимаются абсолютно жесткими. Если, в результате сравнительного системного комплексного динамического и численного анализа установлено, что жесткие составляющие элементы системы подвергаются относительно большим деформациям и значимо влияют на конечный результат оценки нагруженности, то их заменяют гибкими телами, учитывая в последующих вариантах расчета динамические матрицы жесткости последних.

Для расчетной оценки эксплуатационной нагруженности на стадии проектирования используется многоуровневый подход, включающий динамический (с применением колебательных моделей, основанных на использовании обобщенного уравнения Лагранжа) и численный (например, конечноэлементный) анализ модели и/или отдельных несущих систем и элементов машины [6]. Положения теории упругости и механики деформируемого твердого тела позволяют рассматривать несущие конструкции машин, как гибкие тела состоящие из малых элементов, способных получать небольшие по величине линейные деформации относительно локальной системы координат тела. При этом, локальная система координат гибкого тела подвергается вращениям и перемещениям на большие величины. В связи с трудностью оценки при расчетах перемещения отдельных узлов элементов, они представляются совокупностью модальных перемещений. Последние учитывают число степеней свободы системы; физические перемещения; формы колебаний и соответствующие им перемещения. Собственные значения и формы определяются с помощью метода конечных элементов (МКЭ) с учетом частот собственных колебаний, матриц жесткости и масс. Далее подмножество собственных форм ортонормируется и импортируется в обобщенное динамическое уравнение Лагранжа (1), включающее: обобщенные координаты гибкого тела и их производные - ξ, ξ', ξ'' ; матрицу масс и ее производную - M, M' ; частную производную матрицы масс в обобщенных координатах - $\partial M / \partial \xi$; обобщенную матрицу жесткости - K ; обобщенную силу гравитации - F_g ; матрицу демпфирования - D ; уравнение связи - ψ ; множитель Лагранжа - λ ; вектор прикладываемых нагрузок - Q .

$$M\xi'' + M'\xi' - 1/2[\partial M / \partial \xi]^T \xi' + K\xi + F_g + D\xi' + [\partial \psi / \partial \xi]^T \lambda = Q \quad (1)$$

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается предложенными соответствующими моделью (случайный процесс эксплуатационного нагружения схематизируется и заменяется блоком из убывающего ряда эквивалентных по повреждению напряжений (см. рис. 1) [4, 6], аппроксимированного распределением Вейбулла в записи

$$P = \frac{i}{n} = \exp \left[- \left(\frac{\sigma_i - \sigma^{\vee}}{\sigma_w} \right)^w \right] \quad \text{и критерием нагруженности} \quad K_w = \frac{\sigma_w^{\wedge}}{\sigma - \sigma^{\vee}},$$

позволяющим вести сравнительные оценки тяжести нагруженности элементов конструкций используя уравнение

$$\frac{\sigma_i - \sigma^{\vee}}{\sigma_w^{\wedge} - \sigma^{\vee}} = K_w \cdot \exp \left[\ln(K_w^{-1}) \cdot \frac{\ln \ln \left(\frac{n}{i} \right)}{\ln \ln(n)} \right] \quad [7]. \quad \text{Значение параметра}$$

распределения w определяется по формуле

$$w = \frac{\ln \ln(n)}{\ln \left[(K_w)^{-1} \right]}$$

В уравнениях приняты следующие обозначения: i - порядковый номер σ_i - го напряжения в нагрузочном блоке; n - количество напряжений в нагрузочном блоке; σ_i - величина i - го напряжения нагрузочного блока в МПа; σ^{\vee} - минимальное напряжение нагрузочного блока в МПа; σ^{\wedge} - максимальное напряжение нагрузочного блока в МПа; σ_w - параметр распределения Вейбулла, имеющий размерность напряжений, МПа. На рис. 2 приведены области режимов нерегулярного нагружения при значениях K_w - от 0,1 и менее до 1 (при $K_w = 1$ - режим нагружения - регулярный). Предложенное описание всего возможного спектра нагружения позволяет вести сравнение нагруженности любых элементов.

Приведенная схема расчетного анализа нагруженности может быть использована (при наличии достаточно мощных программных и аппаратных вычислительных средств) для получения сходимости проектируемой механической системы исходя из оптимальной точности проектной оценки нагруженности (в перемещениях, силах или напряжениях) всех ее элементов - как функций реального времени движения.

Полученные по предложенной методике характеристики нагруженности являются вероятностными и могут быть использованы для последующего вероятностного прогнозирования усталостного ресурса опасных или любых других элементов несущих систем машин [1, 8].

2.2. Диаграммы прочности и прочностной надежности. При проектном назначении характеристик прочности, в т.ч. - сопротивления усталости, удобно пользоваться диаграммами (рис. 3 и 4) прочности [9, 10] (графики 1) и прочностной надежности (графики 2). На рис. 3 и 4 приведены различные наиболее характерные типы кривых прочности (графики 1), основанные на ряде гипотез: об эквидистантности горизонтальной и наклонных ветвей кривой (много- и малоцикловой) усталости для различных вероятностей неразрушения. Так как рассеяние временного сопротивления σ_B значительно (примерно в 1,5 - 2 и более раз) превышает рассеяние предела текучести σ_T , то принята гипотеза о горизонтальности верхней ветви кривой усталости [11].

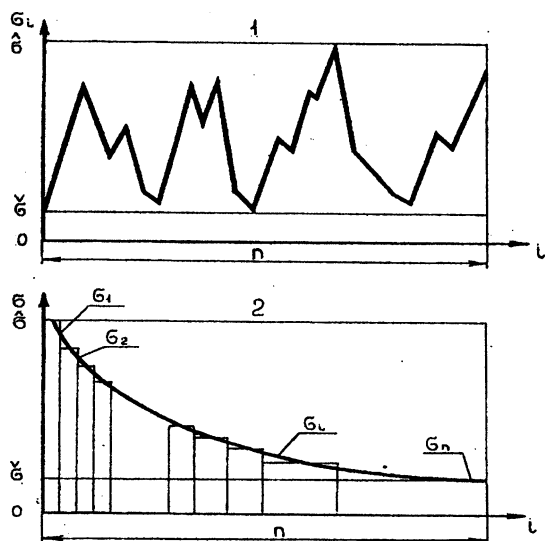


Рис. 1. Случайное нагружение (1) и нагрузочный блок (2)

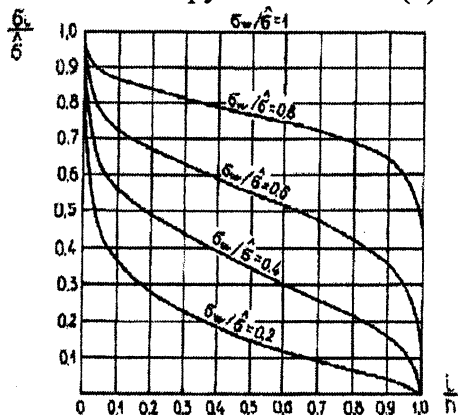


Рис. 2. Области нерегулярного нагружения деталей машин

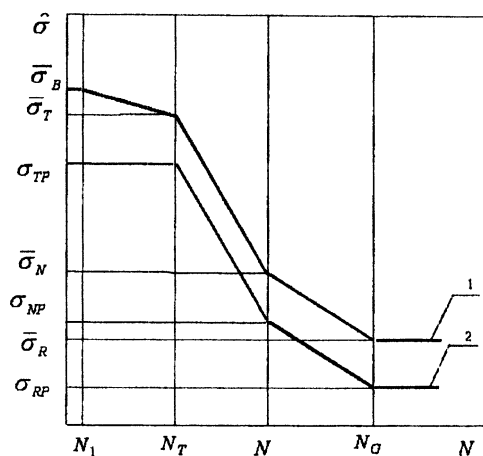


Рис. 3. Диаграммы прочности (график 1) и прочностной надежности (график 2)

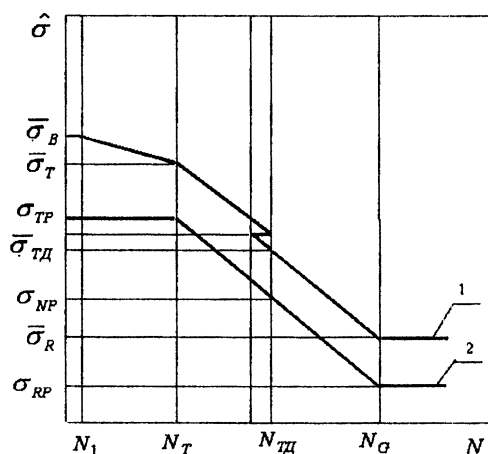


Рис. 4. Диаграммы прочности (график 1) и прочностной надежности (график 2)

На рисунках 3 и 4 приняты следующие обозначения: $\hat{\sigma}$ - максимальные действующие напряжения; N_- - число циклов нагружения; $\bar{\sigma}_B$ - среднее значение временного сопротивления; $\bar{\sigma}_T$ - предел текучести (среднее значение); σ_{TP} - значение предела текучести для вероятности неразрушения P ; σ_N и σ_{TD} - циклический (динамический) предел текучести (среднее значение); σ_{NP} и σ_{TD} - динамический предел текучести для вероятности неразрушения P ; $\bar{\sigma}_R$ - среднее значение предела выносливости; σ_{RP} - значение предела выносливости для вероятности неразрушения P ; N_1 - число циклов нагружения равно однократному нагружению; N_T - число циклов нагружения, соответствующее пределу текучести; N_G - число циклов нагружения, соответствующее точке перелома нижней ветви кривой усталости; N_{TD} - число циклов нагружения, соответствующее динамическому пределу текучести.

Совместный анализ рисунков 3 и 4 позволяет предложить использовать на стадиях проектирования диаграмму прочностной надежности в виде графика 2 по рис. 4, обеспечивающую более надежные запасы прочности в экстремальных условиях эксплуатации машины. Характерным примером здесь может служить нагруженность и сопротивление усталости несущих систем и элементов (рам, осей, рессор и т.д.) карьерных самосвалов, эксплуатируемых, как правило, в условиях многоциклового усталости. Однако, в режимах движения с грузом из карьера при плохом состоянии

дорожного покрытия, случаются усталостные поломки, особенно рамных конструкций, связанных с малоцикловой усталостью.

2.3. Краткие сведения о результатах статистического анализа гипотез о вариации характеристик статической прочности и сопротивления усталости (параметров кривой усталости). Для подтверждения положенных в основу построения диаграмм прочности и прочностной надежности гипотез проведен соответствующий статистический анализ на результатах многочисленных экспериментов, выполненных различными исследователями и собственных [1 – 3, 12 – 13].

На рис. 5 показаны результаты аппроксимации экспериментальных кривых [14] усталостных испытаний большой выборки более 500 образцов из стали 35 CD4, статистически подтверждающие гипотезы о постоянстве m и N_G .

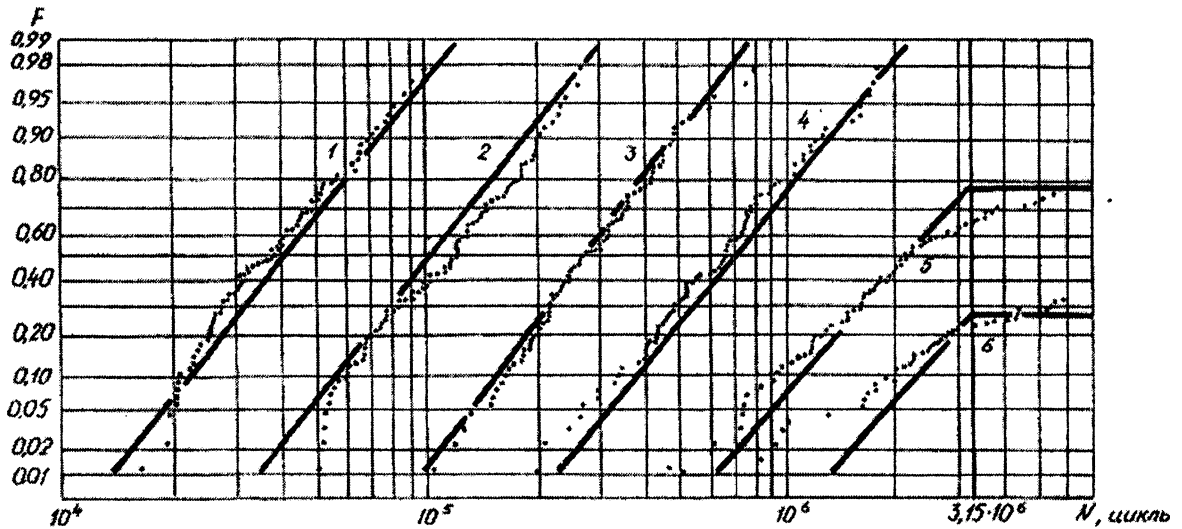


Рис. 5. Зависимость вероятности разрушения F от числа циклов образцов из стали 35 CD4 для разных уровней максимального напряжения нагрузочного цикла: 1 - $\sigma_1=540$; 2 - $\sigma_2=510$; 3 - $\sigma_3=480$; 4 - $\sigma_4=450$; 5 - $\sigma_5=420$; 6 - $\sigma_6=400$ МПа

Аналогичные выводы получены на примерах обработки результатов испытания малых выборок натуральных конструкций, например рам прицепов [14].

На основании проведенных исследований предложены методы построения полных вероятностных диаграмм усталости образцов, натуральных конструкций и их опасных по усталости локальных элементов (см., например, рис. 6).

Экспериментальная проверка гипотез о постоянстве m и N_G в процессе снижения предела выносливости [15] (см. рис. 7 и 8) показала следующие результаты. Циклическим испытаниям подвергались 7 серий одинаковых образцов из Стали 45: 3 серии - с начальными надрезами для получения различной степени исходного повреждения D_0 ; 4 серии испытывались при текущем фиксировании кинетики роста усталостных трещин D . При обработке результатов испытаний принимали $m = 5,39 = \text{const}$ и $N_G = 5,665 = \text{const}$.

В результате проведенного анализа показано, что при уровне значимости $\alpha=0,05$ нет оснований отвергать гипотезу о постоянстве коэффициента вариации предела выносливости в процессе снижения последнего. Таким образом, установлено, что с ростом степени повреждения образцов D , текущее значение предела выносливости σ_R

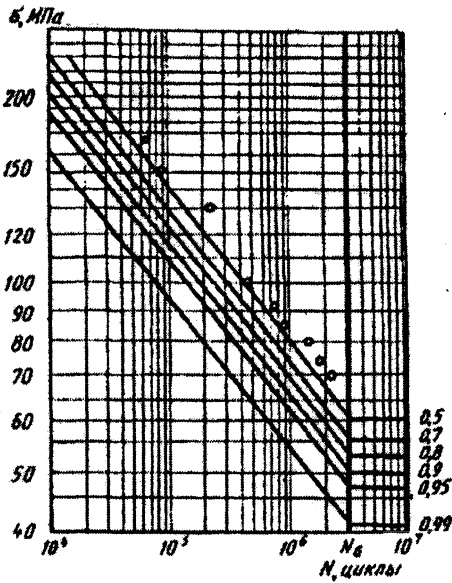


Рис. 6. Вероятностная диаграмма усталости рам прицепов

снижается, а при расчетах можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и показатель наклона ее левой ветви в логарифмической системе координат m . Полученные результаты можно рекомендовать использовать для построения кинетических диаграмм усталости и суммирования усталостных повреждений при нерегулярном нагружении деталей машин. Справедливость гипотез о постоянстве m и N_G в процессе снижения предела выносливости [13] (см. рис. 7 и 8) подтверждает правильность применения гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений на стадии проектирования при использовании степенного уравнения кривой усталости [12]

$$N_{\Sigma} = \sum_{j=1}^k \left(\sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{\Delta N_i} \right)^{-1},$$

где n – число повреждающих уровней напряжений;

k – число ступеней снижения предела выносливости;

β_i – относительная продолжительность действия i -ого напряжения в блоке;

ΔN_i – число циклов, по истечении которых предел выносливости снижается на

величину $\Delta \sigma_R = \sigma_{Rj} - \sigma_{R(j+1)}$;

j – число ступеней снижения предела выносливости.

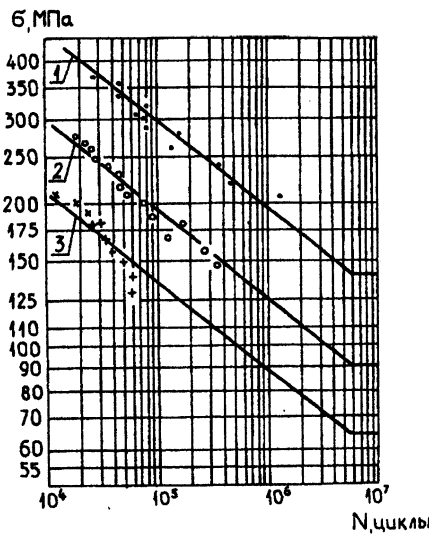


Рис. 7. Кинетическая диаграмма усталости образцов из стали 45 с разной начальной степенью повреждения D_0 при $m = \text{const}$: 1 - $D_0=0,058$; 2 - $D_0=0,223$; 3 - $D_0=0,437$ ($m = 5,39 = \text{const}$)

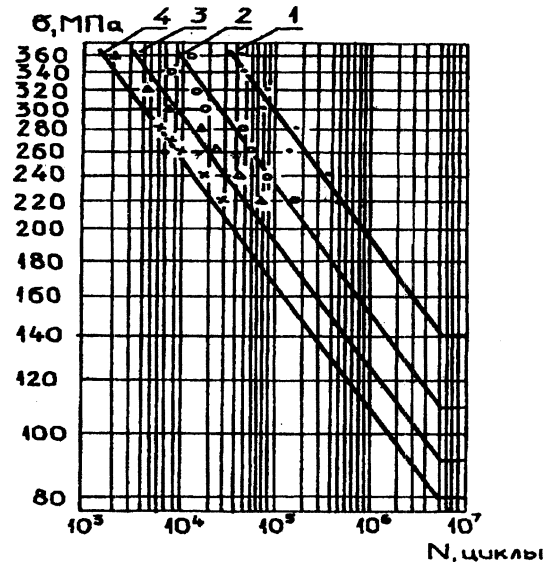


Рис. 8. Кинетическая диаграмма усталости образцов из стали 45 с разной начальной степенью повреждения D_0 при $m = \text{const}$: 1 - $D = 0,058$; 2 - 0,2; 3 - 0,3; 4 - 0,4 ($m = 5,39 = \text{const}$)

Основные результаты и выводы по проверке гипотез о вариации характеристик сопротивления усталости. При вероятностных проектных расчетах на долговечность можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и показатель наклона ее левой ветви m для разных уровней напряжений нагрузочного блока σ_i и вероятности неразрушения P . Разработана методика построения полных вероятностных диаграмм усталости на примерах большой и малой выборок. Экспериментально подтверждено, что с ростом степени повреждения D можно считать справедливой гипотезу о постоянстве коэффициента вариации предела выносливости v_{σ_R} в процессе снижения предела выносливости. С ростом степени повреждения D можно считать постоянными число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости N_G и показатель наклона ее левой ветви m .

2.3. Расчетное прогнозирование усталостного ресурса несущих конструкций и принципы управления им на ранних стадиях проектирования. Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается величиной критерия K_w .

Проектная расчетная оценка ресурса любого сечения модели конструкции осуществляется с использованной предложенной автором зависимости сопротивления усталости для регулярного и нерегулярного нагружения, которую удобно представить в координатах $K_w = f(N_{Gомн})$, где $N_{Gомн} = N_{GH}/N_G$ - относительная долговечность (N_{GH} и N_G - число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат при нерегулярном и регулярном нагружении соответственно).

Зависимость (рис. 9.) пригодна для проведения проектных расчетов деталей машин на долговечность в зависимости от тяжести их эксплуатационного нагружения. Регулярному нагружению, при $K_w = 1$, соответствует отношение $N_{GH}/N_G = 1$.

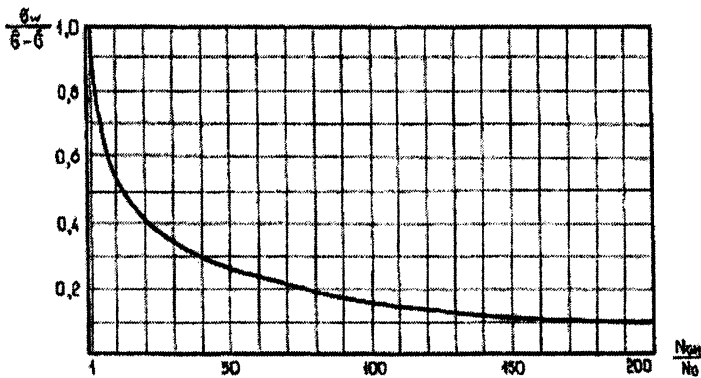


Рис. 9. Зависимость критерия нагруженности от относительной долговечности (получена в результате обработки результатов нагруженности и стендовых усталостных испытаний рамных конструкций прицепного состава АТС)

При известном проектном режиме нерегулярного нагружения детали по величине K_w определяют отношение $N_{GH}/N_G = N_{Gомн}$. Затем, по известному значению числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при регулярном нагружении N_G , вычисляют число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при нерегулярном нагружении $N_{GH} = N_G \cdot N_{Gомн}$.

Для расчета долговечности несущих деталей машин, подверженных в эксплуатации нерегулярному нагружению, используя их характеристики сопротивления усталости при регулярном нагружении, автором предложено уравнение, описывающее кривые усталости при нерегулярном нагружении в записи

$$N_{\Sigma i} = N_{GH} \cdot \left(\frac{\sigma_{RP}}{\sigma_i} \right)^m$$
, где N_{GH} - число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости, соответствующее определенному нагрузочному режиму (величине K_w); σ_{RP} -

предел выносливости детали, соответствующий заданной вероятности неразрушения P , определённый экспериментально или расчётным путём при регулярном нагружении ($\sigma_{RP} = \sigma_{Rmin} - t \cdot S_{\sigma_{Rmax}}$), МПа; m - показатель наклона левой ветви кривой усталости, определённый экспериментально или расчетом, для регулярного нагружения детали; σ_{Rmin} - минимальное значение предела выносливости при $P=0,5$, соответствующее нижнему доверительному интервалу (например 95%-ному) для $\bar{\sigma}_R$; $S_{\sigma_{Rmax}}$ - максимальное значение среднего квадратического отклонения предела выносливости, соответствующее верхнему доверительному интервалу (например 95%-ному) для $\bar{\sigma}_R$; t - квантиль нормального распределения, соответствующая заданной вероятности неразрушения.

Экспериментальное определение σ_{RP} по данному методу позволяет учесть погрешность определения $\bar{\sigma}_R$ и \bar{S}_{σ_R} в случае малых объемов выборок в запас прочности, что имеет важное значение при проектных расчетах долговечности. Расчетное определение параметров уравнения степенной функции кривой усталости можно проводить, например, по ГОСТ 25.504-82 и [16].

Учитывая, что реальное нагружение конструкций - это комбинация различных типовых режимов нерегулярного нагружения, ресурс детали в течение всего периода эксплуатации определяется с учетом относительной продолжительности различных проектных типовых режимов эксплуатации по уравнению $\frac{1}{N_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i}{N_i}$, где N_{Σ} - суммарное число циклов до предельного повреждения при действии комбинированного режима нагружения; N_i - число циклов до предельного повреждения при i -том режиме нагружения; β_i - относительная продолжительность i -го режима.

На рис. 10 приведено семейство кривых усталости при регулярном (кривая 1) и нерегулярном (кривые 2, 3, 4, 5) нагружении, соответствующих различным значениям критерия нагруженности K_w : 1-1,0; 2-0,8; 3-0,6; 4-0,4; 5-0,2.

При оценке ресурса в часах работы, километрах пробега и т.п., вводят коэффициент I , показывающий количество циклов в сумме N_{Σ} , приходящихся на 1 час работы, 1 км. пробега и т.п. В случае несоответствия элементов конструкции требуемому ресурсу и вероятности неразрушения, производится корректирование их геометрии, назначение обрабатывающей и/или упрочняющей технологий, замена материала, изменение схемы нагружения и т.д.

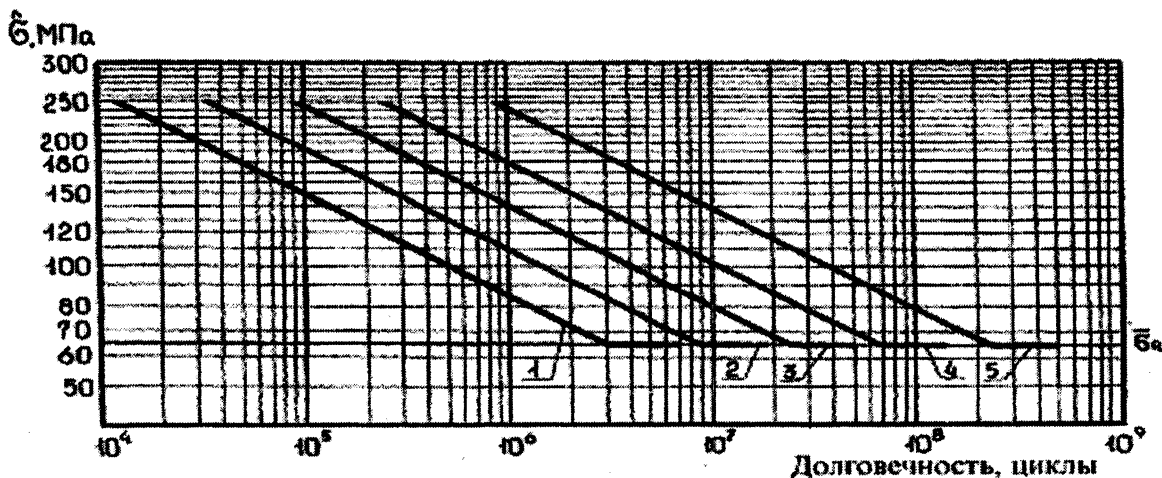


Рис. 10. Семейство кривых усталости при регулярном (кривая 1) и нерегулярном (кривые 2, 3, 4, 5) нагружении

3. Основные этапы ресурсного проектирования деталей машин заданной надежности. Основой разработанного подхода является системность выполнения основных стадий ресурсного проектирования, обеспечивающая решение задач надежности и безопасности машин на всех, в т.ч. - и на ранних, стадиях проектирования.

Важнейшие научные и инженерные положения методологии ресурсного проектирования несущих систем и элементов машин, изготовленных из металлических (преимущественно из сталей) материалов, включают следующие основные этапы:

- этап 1. Моделирование функциональной схемы машины (как сложной системы), ее подсистем и элементов; назначение основных требуемых показателей надежности проектируемой машины;
- этап 2. Начальный структурный анализ системной модели машины по ранее предложенной классификации, включающий предварительное разбиение всех элементов машины (деталей, конструкций, сборочных единиц) на абсолютно твердые (жесткие), гибкие (жесткость которых невелика и может повлиять на динамику машины в целом и собственно рассматриваемых элементов) и демпферы (подсистемы специально предназначенные для снижения динамических нагрузок в машине);
- этап 3. Геометрическое трехмерное моделирование всех основных (предположительно значимых с точки зрения динамики проектируемой машины) элементов (с учетом принятого разделения в этапе 2) и их кинематических и динамических связей;
- этап 4. Численное (например, с использованием метода конечных элементов - МКЭ) моделирование и вычисление матриц жесткости гибких элементов, требующих дополнительного анализа к уточнению класса по этапу 2;
- этап 5. "Виртуальная сборка" модели машины из элементов, полученных на этапах 3, 4;
- этап 6. Моделирование внешних рабочих возмущающих нагрузок на несущую систему машины и проектное назначение режимов эксплуатации машины;
- этап 7. Исследование нагруженности модели системы машины, ее подсистем и элементов в силах и/или перемещениях в реальном времени эксплуатации;
- этап 8. Анализ случайной нагруженности конструкций в механических напряжениях в реальном времени имитационной эксплуатации; выбор опасных по усталости элементов конструкций;
- этап 9. Вероятностная расчетная или расчетно-экспериментальная оценка характеристик сопротивления усталости опасных элементов конструкций;
- этап 10. Вероятностная расчетная оценка ресурса опасных по усталости элементов конструкций при всех эксплуатационных типовых и обобщенном режиме нагружения;
- этап 11. Внесение изменений в материалы, конструкции, технологию изготовления, назначения управляющих технологий и т.п.;
- этап 12. Экспертная расчетная и/или расчетно-экспериментальная оценка надежности проектируемых систем и их элементов.

Для реализации всех указанных этапов разработаны оригинальные методики, методы и программные средства.

4. Имитационное компьютерное моделирование машин и методы исследования статической и динамической нагруженности и ресурса несущих систем и элементов на стадиях проектирования. Для реализации этапов ресурсного проектирования 3 – 8 по п. 3 настоящей статьи создаются виртуальные модели машин. Причем на виртуальную сборку поступают их модели - трехмерные элементы (детали), имеющие характеристики близкие к реальным физическим объектам. Соответствие указанных характеристик достигается с использованием конечноэлементных моделей деталей и путем адекватного моделирования контактных взаимодействий (связей) между дета-

лями машины в эксплуатации. В качестве примера приведем созданную под научным руководством автора в рамках договоров о научно-техническом сотрудничестве между Белорусским национальным техническим университетом и Минским автомобильным заводом динамическую модель магистрального автопоезда в составе двухосного тягача МАЗ 5440 и трехосного полуприцепа МАЗ 9758 (см. рис. 11 - 14).

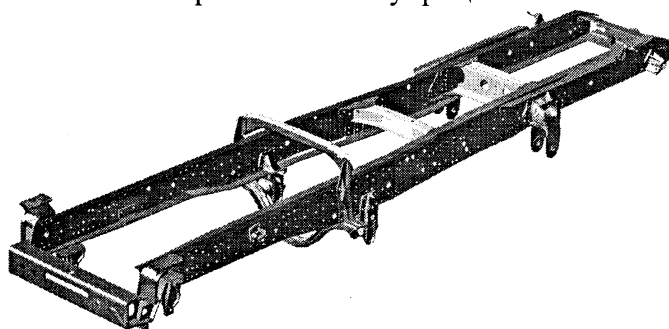


Рис. 11. Трехмерная модель рамы тягача

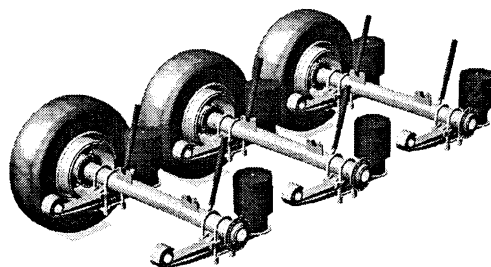


Рис. 12. Моделирование подвески полуприцепа

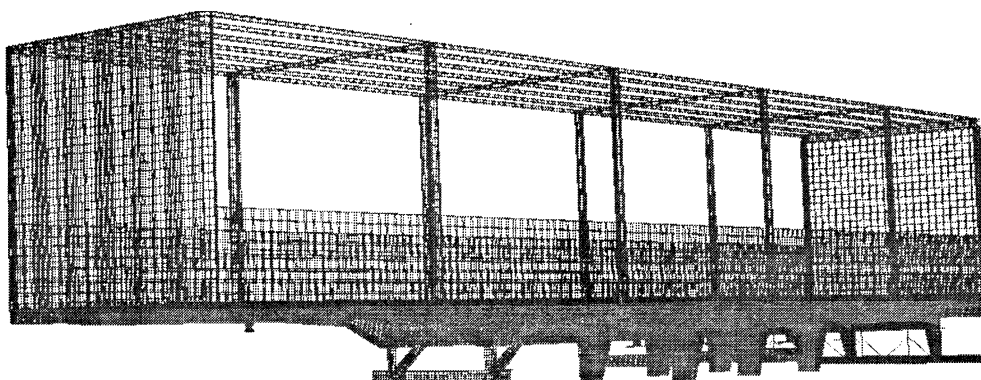


Рис. 13. Конечноэлементная модель рамы полуприцепа с установленными полом, стойками и бортами

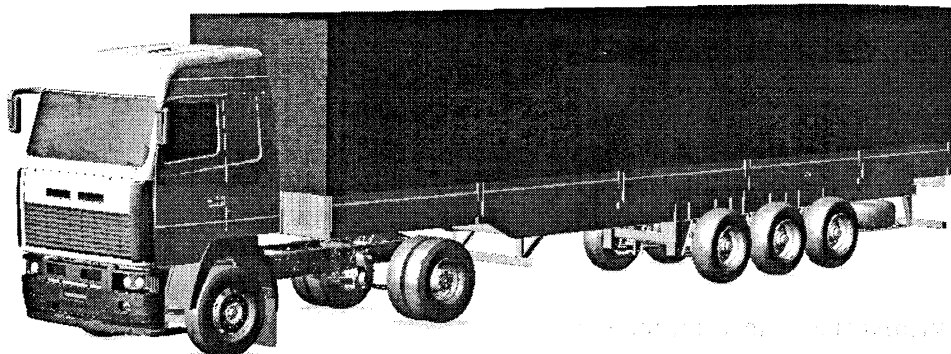


Рис. 14. Виртуальная визуализированная динамическая модель автопоезда семейства МАЗ

Разработанные автором методики и принципы ресурсного проектирования [2, 8] и совместно со специалистами Управления главного конструктора РУП МАЗ модели позволяют вести исследование нагруженности и прочностной надежности всей машины и ее элементов. В случае несоответствия элемента требуемому ресурсу производится корректировка конструкции, материала, назначение изменений в обрабатывающей или/и упрочняющей технологии и т.д. Расчетный анализ проводится до достижения всеми элементами конструкций требуемого ресурса и вероятности неразрушения. При проведении данного анализа достаточно просто применять методы математического

планирования эксперимента (в данном случае - имитационного) и оптимизации решения проектных задач.

5. О создании компьютерных экспериментальных баз данных для учета различных материалов и технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин. Применительно к изложенной выше системе методов прогнозирования ресурса разработаны специальный алгоритм, программное обеспечение и постоянно пополняющаяся компьютерная база экспериментальных данных для учета технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин [16].

6. О некоторых задачах развития методологии учета технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин.

Практика расчетноэкспериментальной прогнозирующей вероятностной оценки

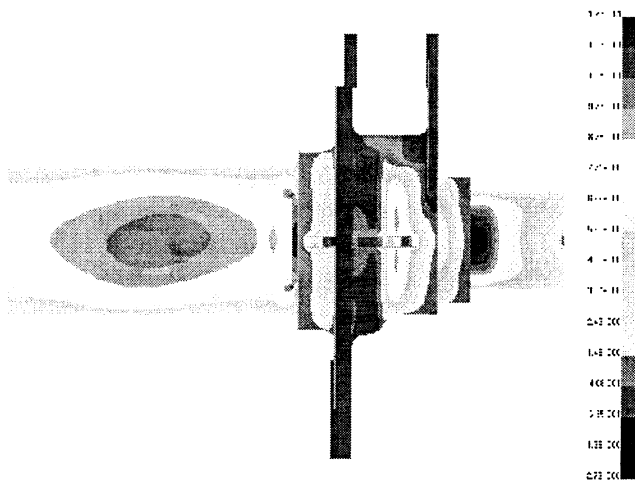


Рис. 15. Опасные зоны оси по максимальным растягивающим напряжениям σ_1

ресурса выявила значительные сложности в правильном учете остаточных напряжений, связанных с технологией получения заготовок и деталей (литье, штамповка и т.д.) и проблемой управления напряженным состоянием (по остаточным напряжениям), а также – учета монтажных (сборочных) напряжений (например, для клепаных и сварных рам, рессор и других конструкций мобильных транспортных средств и других машин). Наглядным примером служит распределение полей напряжений в балке оси автомобильного прицепа (см. рис. 15). Основные конструктивные элементы

оси: полуось из стали 40Х запресована в тормозной литой суппорт из стали 40Л, в который устанавливается с натягом и сваривается по сегментам трубная деталь из стали 45.

Наличие соответствующих методик расширит применение большого количества разработанных и разрабатываемых технологий изготовления и упрочнения деталей на стадиях ресурсного проектирования машин заданной надежности. Реальные перспективы в решении этих сложных задач дают не только полномасштабная система контроля качества на всех производственных этапах изготовления машиностроительной продукции, но и интегрированная с ней автоматизированная система ресурсного проектирования конструкций, в основу которой должны быть положены имитационные модели машин, учитывающие не только технологии их изготовления и упрочнения, но и реальные условия эксплуатационного нагружения создаваемых конструкций.

7. Основные результаты и выводы. Разработаны научные основы надежности и ресурсного проектирования по критериям сопротивления усталости деталей на стадиях (в т.ч. и на ранних) проектирования машин. Подход состоит в имитационном моделировании машины и условий ее эксплуатации. При этом обеспечивается расчетное определение локальных опасных по усталости элементов деталей по их нагруженности (по местам локализации наибольших значений полей напряжений). Системный подход реализуется как при расчетно-экспериментальном, так и при расчетном прогнозировании. Последнее, при этом, имеет ряд преимуществ: обеспечивается определение характеристик сопротивления усталости деталей на ранних стадиях проектирования машин, уменьшаются сроки проектирования и стоимость, повышается конкурентоспособность

создаваемых машин. Разработанный на основании многолетних исследований комплекс методик и программных средств, интегрирующихся с современными пакетами автоматизированного проектирования, позволяет решать задачи ресурсного проектирования машин и деталей заданной надежности с учетом технологий изготовления и упрочнения [8].

Предложенный подход и методология прошли расчетно-экспериментальную проверку и успешно внедряются на стадиях проектирования несущих систем и элементов мобильной техники Минского автомобильного завода, что позволяет с высокой достоверностью обеспечивать их требуемые надежность и безопасность при одновременном сокращении сроков создания и стоимости.

Литература: 1. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник: в 2 т., Киев: Наукова думка, 1987. - 1331 с. 2. Капуста П.П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин. - Мн.: «Технопринт», 2001. - 97 с. 3. Капуста П.П. Расчеты на сопротивление усталости. - Мн.: Изд. ПП БелНИИТИ, 1989 г., 98 с. 4. Капуста П.П. Проектная вероятностная оценка долговечности деталей машин при нерегулярном нагружении// Автореферат дисс. на соиск. ученой. степ. канд. техн. наук. – Мн., 1997. - 19 с.; 5. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Приведение асимметричных циклов к эквивалентным по повреждающему воздействию симметричным или отнулевым// Весці НАН Беларусі: Серыя фізіка-тэхнічных навук.- 2000. - №2. - С. 59 – 61. 6. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС// Автомобильная промышленность. – 2001. - № 11. - С. 15-18. 7. Капуста П.П. Уравнения нерегулярной нагруженности деталей машин// В сб. Машиностроение: Сб. научн. трудов. Вып. 17. Под ред. И.П. Филонова. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. - С. 323-327. 8. Капуста П.П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС// Автомобильная промышленность. - 2000. - №2. - С. 59 - 61. 9. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие: 4 т./Под общей ред. Панасюка В.В. – Киев: Наук. думка, 1988 – 1990. 10. Гребеник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник. – М.: Металлургия, 1989. 592 с. 11. Кузнецов А.А., Алифанов В.И., Ветров В.И. и др. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов и размеров сортамента (Справочник). М., изд «Машиностроение», 1970., 567 с. 12. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей машин. – Минск: Наука и техника, 1983. – 246 с. 13. Капуста П.П., Рыжков Е.П., Почтенный Е.К. Оценка вариации характеристик кривой усталости в процессе снижения предела выносливости// Машиностроение. – Мн., 2002. – Вып. 18. – С. 388 – 394. 14. Бастенэр Ф., Бастьен М., Помэ Ж. Статистический анализ результатов новых усталостных испытаний// Сб. Усталость, и выносливость металлов. М., 1963. – 390 с. 15. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. - М.: Машиностроение, 1985.- 224 с. - (Основы проектирования машин). 16. Капуста П.П. Учет технологий изготовления и упрочнения деталей при ресурсном проектировании машин заданной надежности// Технология, оборудование, автоматизация, неразрушающий контроль процессов нагрева и упрочнения деталей на машиностроительных предприятиях: Сб. научн. трудов под ред. П.С. Гурченко. – Мн.: УП «Технопринт», 2002., 163 с.

СПИСОК ОРГАНИЗАЦИЙ – УЧАСТНИКОВ КОНФЕРЕНЦИИ

Сокращенное название	Полное название	Город, страна
БалтГТУ “Военмех”	Балтийский государственный технический университет “Военмех”	г. Санкт-Петербург, Россия
БАТУ	Белорусский аграрный технический университет	г. Минск, Беларусь
БГУ	Белорусский государственный университет	г. Минск, Беларусь
БГТУ	Белорусский государственный технологический университет	г. Минск, Беларусь
БГУИР	Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники	г. Минск, Беларусь
БелГУТ	Белорусский государственный университет транспорта	г. Гомель, Беларусь
БНТУ	Белорусский национальный технический университет	г. Минск, Беларусь
БрГТУ	Брестский государственный технический университет	г. Брест, Беларусь
БрТУ	Брянский технический университет	г. Брянск, Россия
БТУ	Белостокский технический университет	г. Белосток, Польша
ВТУ	Bialystok Technical university	Bialystok, Poland
ВГУ имени П.М. Машерова	Витебский государственный университет имени П.М. Машерова	г. Витебск, Беларусь
ВГТУ	Витебский государственный технологический университет	г. Витебск, Беларусь
ГГТУ имени П.О. Сухого	Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого	г. Гомель, Беларусь
ИМИНМАШ НАН Беларуси	Институт механики и надежности машин НАН Беларуси	г. Минск, Беларусь
ИММПС имени Белого НАН Беларуси	Институт механики металлополимерных систем имени Белого НАН Беларуси	г. Гомель, Беларусь
ИМАШ имени А.А. Благоднарова РАН	Институт машиноведения имени А.А. Благоднарова РАН	г. Москва, Россия
ИММ НАН Беларуси	Институт механики машин НАН Беларуси	г. Минск, Беларусь
ИНДМАШ НАН Беларуси	Институт надежности машин НАН Беларуси	г. Минск, Беларусь
ИПМ БГНПК ПМ	Институт порошковой металлургии БГНПК ПМ	г. Минск, Беларусь
НИИ ПФП имени А.Н. Севченко при БГУ	НИИ прикладных физических проблем имени А.Н. Севченко при БГУ	г. Минск, Беларусь

Продолжение таблицы

Сокращенное название	Полное название	Город, страна
ИПП НАН Украины	Институт проблем прочности НАН Украины	г. Киев, Украин
КазНТУ	Казахский национальный технический университет	г. Алматы, Казахстан
	Комитет по стандартизации и метрологии Республики Беларусь	г. Минск, Беларусь
ЛГТУ	Луцкий государственный технический университет	г. Луцк, Украина
МАИ	Московский авиационный институт	г. Москва, Россия
МГТУ	Могилевский государственный технический университет	г. Могилев, Беларусь
НАН Беларуси	Национальная академия наук Беларуси	г. Минск, Беларусь
НИРУП “Белавтотракторостроение”	Научно-инженерное республиканское унитарное предприятие “Белавтотракторостроение”	г. Минск, Беларусь
НПО “ТРИБОФАТИКА”	Научно-производственное объединение “ТРИБОФАТИКА”	г. Гомель, Беларусь
ОАО МПЗ	ОАО "Минский подшипниковый завод"	г. Минск, Беларусь
ОГАХ	Одесская государственная академия холода	г. Одесса, Украина
ОНПУ	Одесский национальный политехнический университет	г. Одесса, Украина
ПО “БелавтоМАЗ”	Производственное объединение “БелавтоМАЗ”	г. Минск, Беларусь
ПО “БелАЗ”	Производственное объединение “БелАЗ”	г. Жодино, Беларусь
ПО “Гомсельмаш”	Производственное объединение “Гомсельмаш”	г. Гомель, Беларусь
ПТН “Дружба”	Предприятие транспорта нефти “Дружба”	г. Гомель, Беларусь
ПГУ	Полоцкий государственный университет	г. Новополоцк, Беларусь
РААН	Российская академия аграрных наук	г. Москва, Россия
	Редакция журнала “Будаўніцтва, Стратроительство, Construction”	г. Минск, Беларусь
РГПУ имени А.И. Герцена	Российский государственный политехнический университет имени А.И. Герцена	г. Санкт-Петербург, Россия
РИАН	Российская инженерная академия наук	г. Москва, Россия
РУП МАЗ	Республиканское унитарное предприятие “Минский автомобильный завод”	г. Минск, Беларусь

Продолжение таблицы

Сокращенное название	Полное название	Город, страна
“Транстехника” НПМП “РЕМИД”	“Транстехника” НПМП “РЕМИД”	г. Минск, Беларусь
ТТУ	Тамбовский технический университет	г. Тамбов, Россия
	УП “ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике”	г. Гомель, Беларусь
ТУ Молдова	Технический университет Молдова	г. Кишинев, Молдова
	Университет Конакри	Гвинея
ФГУП “КНААПО”	Федеральное государственное унитарное предприятие “Комсомольское – на Амуре производственное объединение”	г. Комсомольск – на Амуре, Россия
ХАУ	Херсонский аграрный университет	г. Херсон, Украина

СОДЕРЖАНИЕ

ТОМ 1

Пленарные доклады

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ СОЗДАНИЯ МАШИН

Витязь П.А., Степаненко А.В., Ракомсин А.П., Сидоренко М.И., Филонов И.П., Исаевич Л.А., Король В.А., Кожуро Л.М. Повышение конкурентоспособности машин технологическими методами (на примере автомобилей семейства МАЗ)	3
Сосновский Л.А., Высоцкий М.С., Махутов Н.А., Трощенко В.Т. О проектировании силовых систем по критериям трибофатики	12
Ящерицын П.И., Ракомсин А.П., Сидоренко М.И., Сергеев Л.Е., Миронов А.М. Прогнозирование обработки мелко модульных зубчатых колес методом MAO	18
Корешков В.Н. Кусакин Н.А. Соломахо В.Л. Механизм согласования государственных и международных технических нормативных документов	22
Krasnevski L. Mechatronic Control Systems for Hydromechanical Transmission	25
Сенько В.И. Интеграция научно-исследовательской работы и учебного процесса в ВУЗе	33
Гуринович В.А., Ракомсин А.П., Синеговский Г.А., Капач Г.Э., Мышко А.П., Мазаник О.Н. Разработка и освоение производства на Минском автомобильном заводе семейства городских, пригородных и междугородних автобусов	42
Скойбеда А.Т., Курмаз Л.В. Некоторые вопросы проектирования зубчатых передач	48
Демьянушко И.В., Юдин М.Н. Компьютерные технологии моделирования и проектирования автомобильных конструкций	55
Мариев П.Л., Моисеенко В.И. Управление структурной однородностью и равнопрочностью конструкционных сталей и деталей машин	59
Корсаков В.В., Выгонный А.Г. Применение систем CAD/CAM/CAE/PDM при создании новой автомобильной техники МАЗ	63
Почтенный Е.К. Статистический анализ результатов усталостных испытаний	76

Заблонский К.И., Гутыря С.С. Теория и практика системного отображения технического уровня проектируемых машин	80
Альгин В.Б. Расчет и оценка машины как ресурсно-функциональной системы	85
Ксенович И.П. Аспекты экологического конструирования сельскохозяйственной техники и проблемы энергоресурсосбережения.....	89
Капуста П.П. Надежность и ресурсное проектирование несущих систем и элементов машин	97
Список организаций-участников конференции	109

ТОМ 2

Секция 1

КАЧЕСТВО ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Корешков В. Н., Сосновский Л. А. Разработка системы стандартов по трибофатике	3
Пекарш А.И., Прохоров А.Г., Кузьмин В.Ф., Марьин С.Б. Вопросы обеспечения качества аэродинамических поверхностей в производстве самолетов.....	16
Серенков П.С., Микитович В.Д. Методика обеспечения качества на стадии проектирования изделий механического типа.....	18
Червяковская Н.Н., Соломахо В.Л. Принцип многокритериальности при построении поверочных систем средств измерений.....	22
Строк Е.Я., Бельчик Л.Д., Строк Д.Е., Александрова Т.Л. Определение динамических погрешностей измерительных устройств электрогидравлических систем управления путем компьютерного моделирования	25
Панов А.Н. Системное планирование качества, надежности и безопасности машин	27
Панов А.Н. Анализ потенциальных рисков несоответствий продукции (на примере насущих конструкций).....	33
Соломахо В.Л., Цитович Б.В., Минченя В.Т., Лысенко Р.В. Анализ систем диагностики и контроля качества трубчатых каналов малого диаметра	37

Болотов С.В. Новый метод контроля качества соединений, выполненных дуговой сваркой.....	39
Невзоров В.В., Невзорова А.Б. Эффективность использования подшипников на основе древесины объемного деформирования.....	42

Секция 2

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДОВ МАШИН

Красневский Л.Г. Проблемы обеспечения живучести систем управления трансмиссиями специальных мобильных машин	47
Bostan I.A., Dulgheru V.M. The Elaboration of Multiple Precessional Gear Theory and Modern Manufacturing Technology	49
Бостан И., Дулгеру В., Боднарюк И. Некоторые вопросы исследования кинестатики кинематических планетарных прецессионных передач.....	54
Айропетов Э.Л., Шарипов Т.А., Сейдахмет А.Ж., Беков Д.А., Шарипов С.Т. Исследование процесса моделирования динамических систем прикладной программой ADIS - 1.2.....	59
Кузьмин И.С., Ражиков В.Н. Особенности расчета и проектирования механизмов с пластичными смазочными материалами	62
Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Научные основы создания регулируемых передач с составными зубчатыми колесами	64
Скойбеда А.Т., Громько П.Н., Хатетовский С.Н. Автоматизация процесса проектирования коническо-цилиндрической прецессионной передачи.....	73
Руктешель О.С, Захарик Ан.М., Кузьмин А.Н., Захарик Ал.М. Метод расчета динамической нагруженности трансмиссии с учетом кинематического взаимодействия зубчатых колес при передаче крутящего момента	76
Тарасик В.П., Рынкевич С.А. Исследование эффективности автоматического управления автомобилем на основе теории нечетких множеств	80
Корсаков В.В., Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Кузьмин А.Н. Ведущий мост с оптимальными параметрами составных элементов бортовой передачи	87

Басинюк В.Л. Модифицированные зубчатые передачи с улучшенными виброакустическими характеристиками	91
Руденко С.П., Марчук А.С., О проектировании эвольвентных зубчатых передач с коэффициентом перекрытия большим двух	98
Альгин В.Б., Дробышевская О.В. Оценка динамической нагруженности трансмиссии на стадии концептуального проектирования машины	102
Кузьмин А.В. Кинематика дискретно-волнового механизма.....	106
Молочко В.И. Кинематика шарнирно-рычажных четырехзвенников с ведущим полнооборотным колесом	111
Молочко В.И., Сечко Н.В. Кинематика эксцентриковых механизмов с ведущим цилиндрическим звеном	115
Молочко В.И., Сечко Н.В. Сравнительная кинематика обычных и модифицированных эксцентриковых механизмов с поступательно перемещающимся толкателем	120
Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. Прогрессивная технология производства приводных зубчатых ремней повышенной несущей способности и долговечности с износостойким покрытием зубьев	124
Скойбеда А.Т., Баханович А.Г., Баханович И.Г. Совершенствование методики проектного расчета зубчато-ременных передач	126
Скойбеда А.Т., Достанко Г.А., Кривко Г.П., Эльмессауди Д. Исследование влияния разноразмерности шариков на вибрацию подшипников	131
Никончук А.Н., Никончук И.Н., Безмен О.В. Основные принципы теории зацепления шевронных зубчатоременных передач	135
Аверченков В.И., Ивченко В.Н., Рытов М.Ю. Автоматизация проектирования ленточных конвейеров с подвесной лентой на основе параметризации	138
Овсянко В.М. Моделирование изменяемых и неизменяемых шарнирно-стержневых систем с учетом геометрической и физической нелинейностей	142
Громыко П.Н., Галужин Д.С. Исследование причин возникновения вибраций коническо-цилиндрических прецессионных редукторов (КЦПР)	145
Баханович А.Г. Эксплуатационные методы снижения динамической нагруженности зубчато-ременных передач	152
Баханович И.Г. Методы снижения шумоизлучения и виброактивности зубчато-ременных передач	152

Грицкевич В.В. Кинематика нагруженности и долговечность трансмиссий самоходных машин	153
Грицкевич В.В., Айзикович В.М., Болвако И.И., Шарангович А.И. Анализ конструкций и выбор основных параметров двухпоточных гидрообъемных трансмиссий тракторов	155
Захарик Ю.М., Торгонский А.Р., Захарик А.М. Динамическое моделирование трансмиссии автобуса городского типа	159
Левковский Е.Н. О расшифровке параметров зубьев цилиндрических колес	165
Невзорова А.Б. Скойбеда А.Т., Врублевский В.Б. Расчет оптимальных зазоров между валом и подшипниками скольжения самосмазывающимися на основе древесины	169
Калина А.А. Повышение эффективности работы кормоуборочного комплекса	173
Кудин В.В., Кудин М.В. Вопросы динамики статически определимых механизмов при наличии трения	176
Скойбеда А.Т., Комяк И.М., Грамович Д.А., Писарук О.И. Пути повышения эффективности движителей транспортных машин	179
Скойбеда А.Т., Комяк И.М., Грамович Д.А., Егоров Д.А. Колесно-шагающий движитель мобильных машин	182
Попов В.Б., Придухо В.Т. Многокритериальная оптимизация подъемно-навесного устройства универсального энергосредства	187
Пилатов А.Ю., Астахов Э.И. Проектирование ромбического механизма двигателя Стирлинга	192
Кузьмин И.С., Ражиков В.Н. Проектирование электромеханических приводов устройств исполнительной автоматики	195
Скойбеда А.Т., Комяк И.М. Современные тенденции в конструировании тормозных систем самоходных колесных сельскохозяйственных машин	196
Адамович А.Г., Астахов Э.И., Синтез кривошипно-коромыслового механизма двигателя с изменяемой степенью сжатия	203
Глазунова А.А. Некоторые вопросы управления демпфированием в транспортных средствах при транспортировке хрупких объектов	207
Комяк И.М., Грамович Д.А., Пилипович С.П. Создание ходовых систем транспортных средств с шагающими колесами	210

Комяк И.М., Грамович Д.А., Рулинский В.В. Методы реализации шагающего способа передвижения в тягово-транспортных средствах	214
--	-----

Секция 3

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

Ящерицын П.И., Хейфец М.Л., Кухта С.В., Яскевич А.А. Моделирование интенсивных технологических воздействий на конструкционный материал детали	217
Василевич Ю.В., Акимова С.В., Алейникова О.И. Математическое моделирование новых анизотропных материалов	221
Мариев, П.Л. Моисеенко В.И. Внутризеренная и дислокационная неоднородность конструкционной стали	224
Чичко А.Н., Яцкевич Ю.В., Соболев В.Ф., Чичко О.И. Трехмерное компьютерное моделирование напряжений в промышленных деталях	228
Басинюк В.Л., Мардосевич Е.И., Макаревич Г.В. Механические и трибологические свойства композиционных систем на основе оксидокерамики	230
Белоцерковский М.А., Федаравичус А.В., Басинюк В.Л. Технологические особенности создания опор скольжения и виброизолирующих элементов на основе комбинированных металлополимерных систем	233
Шпорт В.И., Злыгостев А.М., Якимов В.И. Исследование технологических аспектов получения исходного электродного материала для обработки электроэрозионной обработки титановых	237
Старовойтов Э.И., Яровая. А.В. Свободные колебания физически нелинейных неоднородных тел.....	241
Полетаев Г.С., Солдатов Л.И., О задачах механики и уравнениях с неизменной треугольной матрицей и проекторами	244
Астахов Э.И., Кудин В.В., Стаценко А.С., Сидорович В.М., Расчет виброактивности конструкций зданий в зоне воздействия виброактивных машин	249
Богданович П.Н., Ткачук Д.В. Исследование распределения температуры по глубине элементов пары трения стекло-	251
Богинский Л.С., Заболотный О.В., Божко Д.И. Энергосиловые затраты при радиально-изостатическом прессовании порошковых материалов на оправку	255

Богинский Л.С., Курневич Г.И., Божко Д.И. Изготовление электронагревателей на основе терморасширенного графита	258
Василевич Е.Ю., Гутько Е.С., Шепелевич В.Г. Структура, свойства и термостабильность сплавов системы алюминий-кобальт, полученных сверхбыстрой закалкой из жидкой фазы	261
Кравчук А.С. Особенности использования принципа Вольтерра в контактных задачах вязкоупругости	263
Журавков М.А., Громько О.А., Громько О.В. О расчете прочности и жесткости слоистых пластин	267
Веремейчик А.И. К решению интегральных уравнений нестационарных задач термоупругости	270
Короткевич В.Г., Жигилий С.В. Теория и технология изготовления высококачественных сферообразных оболочек с равномерной толщиной стенки	273
Миклашевич И. А. Геометрический подход к проектированию материалов с заданными механическими свойствами	276
Петюшик Е.Е., Якубовский А. Ч., Божко Д.В., Дробьш А.А., Гармаза В.А. Влияние вида структурообразующих элементов дискретных материалов на механизм их прессования	280
Протосеня О.Н., Протосеня М.Л., Ларченков Л.В. К вопросу проектирования центробежного рассеивателя сыпучего материала	284
Дубовская Е.М. Технологические особенности измельчения в мельницах валкового типа	287
Хвисевич В.М. Исследование напряженно-деформированного состояния неоднородных осесимметричных тел с помощью теории	290
Дворянчикова А.Б. Проектирование среды для снижения гидравлических потерь	294
Голуб В.М., Голуб М.В. Исследование износостойких покрытий на основе порошков карбида вольфрама и медьсодержащей матричной связи	295
Gromyko O.V., Gromyko A.O. Algorithm of Investigation of Mashine Elements Natural Oscillations	297
Gromyko O.V., Gromyko A.O. Natural Oscillations of Modified Constructions	297
Тариков Г.П., Комраков В.В., Ковалева Н.В. Электромоделирующее устройство для решения пространственных контактных задач	301

Бороздин А.С., Чичко А.Н. Применение метода группировки к решению трехмерной тепловой задачи	304
--	-----

Секция 4

НАДЕЖНОСТЬ И РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН

Берестнев О.В., Солитерман Ю.Л., Гоман А.М., Дюжев А.А. Нормирование надежности элементов сложных технических систем	307
Берестнев О.В., Солитерман Ю.Л., Гоман А.М. Надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин	312
Сосновский Л.А. О ресурсном проектировании по различным критериям предельного состояния (вопросы методологии)	316
Альгин В.Б. Ресурсная механика машин: становление и перспективы	321
Стрельников В.П. Расчет надежности деталей машин на основе диффузионного распределения	326
Мариев П.Л., Моисеенко В.И., Сидоренко А.Г. Повышение надежности деталей машин путем управления зернограничными эффектами в конструкционных сталях	330
Почтенный Е.К., Капуста П.П. Прогнозирование случайного нагружения и построение нагрузочных блоков	334
Альгин В.Б., Вербицкий А.В., Суровцев А.И. Схемы предельных состояний и расчет ресурса машин	344
Благодарный В.М. Анализ работоспособности элементов механических систем на стадии проектирования	348
Сурин В.М. Законы распределения отказов электрорадиоэлементов при испытании на ударную и вибрационную прочность	355
Завистовский В.Э. Физические основы расчета на надежность восстановленных деталей машин	358
Гурченко П.С. Виды преждевременных поломок деталей и методы их предотвращения	360
Ракицкий А.А., Малятин В.В. Оценка сопротивления хрупкому разрушению конструкционных сталей	336

Бельский С.Е. Изменение структуры и свойств материалов в процессе эксплуатации тяжело нагруженных деталей машин и технологической оснастки	367
Жмайлик В.А. Комплексные показатели качества по критериям механической прочности и пластичности	369
Богданович А.В. Оценка характеристик сопротивления разрушению силовых систем по критериям трибофатики	373
Кузьмин А.В., Капуста П.П. Распределения сроков службы деталей как функции пределов выносливости с заданной плотностью	378
Бельский С.Е., Царук Ф.Ф., Блохин А.В. Пороговые напряжения – важная характеристика сопротивления усталости конструкционных материалов	380
Грицкевич В.В. Методы и средства проектировочных расчетов трансмиссий самоходных машин.....	382
Грицкевич В.В. Расчет долговечности подшипников качения планетарных передач с учетом режимов и качества смазки	386
Худолей А.Л., Кузнечик О.О. Расчет многослойных подшипников скольжения с демпфирующим слоем.....	390
Капуста П.П., Слабко И.А., Махнач В.Г. Моделирование, испытания и прогнозирование ресурса осей автотранспортных средств	391
Кузьмин А.Н., Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Захарик Ю.М. Расчет статической нагруженности балок осей автобуса	398
Гологуш А.А., Захарик Ан.М., Захарик Ал.М., Захарик Ю.М. Прогнозирование реального статического нагружения осей автобуса на этапе проектирования.....	403
Кавриго И.П., Дюбков В.К., Шостак С.А. Оценка технического состояния невосстанавливаемых систем однократного применения	405
Царук Ф.Ф., Бельский С.Е., Блохин А.В. Высокочастотное сопротивление усталости металлов при нормальных и повышенных температурах	409
Царук Ф.Ф., Бельский С.Е., Соболев В.Р., Блохин А.В. К физической модели влияния частоты механических колебаний на сопротивление усталости материалов.....	412
Сурус А.И., Бельский С.Е., Дулевич А.Ф. Влияние параметров низкотемпературной карбонитрации на кинетику износа упрочненных поверхностей	414

Орлов С.А. Циклическое деформирование упругопластических тел при нейтронном облучении	416
Панов А.Н. Прогнозирование ресурса конструкции на этапе анализа проектной документации	419
Панов А.Н. Экспериментальное и расчетное моделирование многовекторного нагружения несущих конструкций транспортных средств. Нормирование	422
Берестнев Я.О. Программно-методическое обеспечение получения и анализа уточненных спектральных оценок вибраций роторных механизмов	424
Гришкевич И.И., Моисеенко В.И. Повышение долговечности азотируемых зубчатых колес	425
Глазунова А.А., Басинюк В.Л., Калевич А.И. Стендовые испытания динамически нагруженных транспортных контейнеров с повышенной виброзащитой	430
Еловой О.М., Тюрин С.А. Некоторые закономерности повреждения при контактно - механической усталости.....	431
Мардосевич Е.И. Служебные характеристики планетарных зубчатых передач из алюминиевых сплавов с композиционными покрытиями на основе оксидокерамики на рабочих поверхностях трущихся поверхностей	435
Басинюк Я.В. Вибродиагностика зубчатых передач на основе использования информационных технологий	440
Гурьева Л.А. Расчет конической оболочки с кольцевым ребром заданной надежности	450
Комяк И.М. Комплексное решение задачи повышения надежности тормозных систем самоходных сельскохозяйственных машин	453
Список организаций-участников конференции	457

ТОМ 3

Секция 5

ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МАШИН

Филонов И.П., Курч Л.В. Компьютерное формирование наукоемких технологий, обеспечивающих снижение энергопотребления, себестоимости и трудозатрат	3
Шевченко В.С. Метод построения оптимальных типоразмерных рядов гидравлического оборудования	14
Фролов И.С., Иващенко С.А., Мрочек Ж.А. Повышение работоспособности деталей из немагнитных металлических материалов вакуумно-плазменным упрочнением	17
Кане М.М., Иванов Б.В. Повышение надежности зубофрезерования цилиндрических шестерен червячными фрезами путем оптимизации режимов резания	22
Батрак В.В., Хвисевич В.М., Черноиван Н.В., Якушевич С. Поверхностное плазменное упрочнение деталей машин	26
Завистовский С.Э., Завистовская Т.И., Кириенко А.С. Рационализация конструкции и особенности технологии изготовления оптимального ленточного абразивного инструмента	27
Ракомсин А.П., Гаухштейн И.С., Гурченко П.С., Михлюк А.И. Упрочнение зубчатых колес заднего моста автомобилей объемно-поверхностной закалкой	31
Богданов А.В., Гурченко П.С., Михлюк А.И., Федосенко М.К. Упрочнение деталей при ремонте оборудования на Минском авозаводе	38
Куптель В.Г., Присевок А.Ф. Технологическое обеспечение качества деталей машин из высокопрочных сталей и жаропрочных сплавов при вибрационном точении	43
Кожуро С.Л., Кожуро Л.М. Конструкции магнитных систем станков для магнитно-абразивной обработки	47
Баршай И.Л. Повышение коррозионной стойкости деталей машин совмещенной и комбинированной обработкой иглофрезерованием и ППД	53

Бачанцев А.И., Туромша В.И. Обоснование и назначение режимов резания для процесса токарной обработки	57
Кухта С.В., Хейфец М.Л., Яскевич В.В. Моделирование процесса термомформовки изделий сложной конфигурации	62
Худолей А.Л., Кузнечик О.О., Сосновский А.В. Универсальная система адаптивного управления электротермическими процессами нанесения покрытий	67
Федорцев В.А., Бабук В.В. Повышение качества подготовки рабочих поверхностей деталей для нанесения защитных покрытий	72
Кузьмин А.Н., Захарик Ю.М., Захарик Ан.М. Вывод формулы обобщенной погрешности изготовления и сборки зубчатой передачи для исследования динамики реального механизма	74
Зотина О.В., Подвесовский А.Г. Математическое моделирование выбора параметров зажимного устройства в задачах автоматизации проектирования станочных приспособлений	81
Сухоцкий А.А., Дворянчиков Д.А. Особенности движения заготовки в процессе пневмоцентробежной обработки	86
Подлозный Э.Д., Митюшев В.В. Теплопроводность двухслойной композитной прямоугольной плиты, оплавленной движущимся источником тепла, ч.1 ...	89
Подлозный Э.Д., Митюшев В.В. Теплопроводность двухслойной композитной прямоугольной плиты, оплавленной движущимся источником тепла, ч.2	94

Секция 6

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

Филонов И.П., Курч Л.В. Компьютерное моделирование и управление динамической нагруженностью технологических машин	100
Цветков В.Д. Теория проектирования и интеллектуальный САПР	104
Кузьмин И.С., Ражиков В.Н. Проектирование электромеханических приводов устройств исполнительной автоматики	108

Красневский Л.Г., Белевич А.В., Луцкий В.И., Шестопапов С.И. Техническая реализация модульных технических средств для создания электронных микропроцессорных систем специализированных мобильных машин	109
Выгонный А.Г., Мальев Д.В., Макаревич В.В. Применение ADAMS при оптимизации подвески силового агрегата автомобиля	112
Колешко В.М., Баркалин В.В., Полникова Е.В. “Умные” материалы сенсорных микромеханических систем	116
Колешко В.М., Ковалевский В.В. Иерархическое проектирование топологии интеллектуальных систем	121
Петренко Ю.Н. Математические модели асинхронного электропривода с косвенным векторным управлением	125
Колешко В.М., Ковалевский В.В. Нейрокодирование сенсорной информации	129
Кундас С.П., Тонконогов Б.А., Гишкелюк И.А. Компьютерное моделирование процессов закалки	134
Чичко О.И., Лихоузов С.Г. О компьютерном моделировании течения расплава в трехмерных литейных формах	137
Воронова Н.П., Анохов Д.И. Об управлении некоторыми системами с распределенными параметрами	140
Свирский Д.Н. Система коллективного интеллекта в проектировании компактных производственных систем	142
Свирский Д.Н. CALS – технология в организации и управлении компактным производством	145
Седенков В.М. Теория и технология эволюционного проектирования систем	149
Сергеев А.В. Вибродиагностическая экспертная система на основе нечетных нейросетевых модулей	153
Karpovich S., Semenyako F. Modeling of hydraulic machine unit with non-holonomic constraints	156
Межинский Ю.С., Карпович С.Е. Автоматическая установка для лазерного формирования 2D-3D объектов в прозрачных диэлектриках	160
Попов В.Б., Придухо В.Т. Многокритериальная оптимизация ПНУ универсального энергосредства.....	163

Капуста П.П., Вихренко Д.В. Конечноеэлементное моделирование, оценка нагруженности и определение рациональных конструкций рам автомобильных полуприцепов	167
Калина А.А. Изучение работы питающего аппарата кормоуборочного комбайна и его привода с использованием пакета "ADAMS"	177
Шмелев А.В., Ракицкий А.А. Компьютерное моделирование рессор грузового автомобиля	180
Трубашевский Д.С. Моделирование поверхностей: революция в дизайне для автотранспортной промышленности	183
Айрапетов Э.Л., Шарипов Т.А., Сейдахмет А.Ж., Беков Д.А., Шарипов С.Т. Исследование процесса моделирования динамических систем прикладной программой «ADIS-1.2»	187
Хитько В.И., Колешко В.М., Сергейченко А.В., Таратын И.А. Проектирование полупроводникового акселерометра для микросистем	190
Петренко Ю.Н., Симонович А.В. Минимизация потерь в асинхронном электроприводе с векторным управлением	193
Пекарчик С.Е. Создание параметрических чертежей в T-Flex CAD	198

Секция 7

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

Сачко Н.С. Об оценке экономической эффективности новой машины на стадии проектирования	202
Гаухштейн И.С., Корсаков В.В., Выгонный А.Г., Яковский Я.Д. Экономические аспекты и оценка эффективности применения компьютерных технологий в проектировании автомобильной техники "МАЗ"	205
Ридецкая И.Н. Задачи технико-экономического анализа нововведений	211
Плясунков А.В. Использование экономических критериев при разработке новых изделий	215
Антипенко Д.Г. Маркетинговые аспекты планирования технико-эксплуатационных свойств и продажной цены машиностроительной продукции на стадии проектирования	218

Воронова Н.П. Исследование математических моделей в экономике методами теории управления	222
Гринцевич Л.В. Экономические методы повышения качества продукции и стимулирования рационального использования производственных ресурсов	223
Гронская Л.С. Вопросы оценки остаточной стоимости активной части основных фондов предприятия	226
Торская И.В. Учет конкурентного фактора при обосновании цен на выпускаемую и проектируемую машиностроительную продукцию	230
Суц С.Д. Затраты на проектирование нового изделия в системе управления оборотными средствами предприятия.....	233

Секция 8

ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБРАЗОВАНИЯ

Иващенко С.А., Молочко В.И., Радченко А.К. Исторические аспекты, современное состояние и перспективы развития инженерно-педагогического образования в Республике Беларусь	238
Старжинский В.П., Емельянова Т.А. К проблеме фундаментализации инженерного образования	241
Сапелкин Е.П. Проблемы и перспективы формирования единого образовательного и информационного пространства стран СНГ	244
Сосновский Л.А. К общей методологии технического образования, или жизнь как способ накопления повреждений	250
Микулик Н.А. О содержании математического образования в высшей школе	260
Завистовский С.Э. Особенности эффективного использования взаимосвязи “человек-машина-орудие труда” в теории и практике технологического образования	263
Бердышев А.В. Инверсия в разработке программ технического образования	265
Баранова А.С., Витушко Н.И., Войтович С.Н. Использование современных образовательных технологий в процессе подготовки педагогов	268

Ражнова А.В. Диагностика исходного уровня знаний о профессии педагога студентов первого курса инженерно-педагогической специальности	271
Самсонов А.В., Черновец В.И. Залог эффективной адаптации студентов – продолжительная педагогическая практика	274
Анципорович П.П., Акулич В.К. Компьютерные технологии обучения теории механизмов и машин	278
Анципорович П.П., Акулич В.К. О программе курса “Теория механизмов, машин и манипуляторов”	280
Анципорович П.П., Алейникова О.И., Булгак Т.И., Луцко Н.Я. Электронный учебник – основа методического обеспечения преподавания общетехнических дисциплин	286
Скойбеда А.Т., Капуста П.П. Разработка проекта типовой программы по курсу “Прикладная механика” для немеханических специальностей ВТУЗов	289
Журавков М.А., Громько О.В. Особенности организации курса "Компьютерная механика" в Белорусском Государственном Университете	301
Завистовский В.Э., Якубовская С.В. Элементы проектирования в курсах “Прикладная механика” и “Техническая механика”	304
Давидович И.Ю., Пилипенко А.Е., Сеница Е.Ю., Лупиш И.В. Применение информационных технологий в дисциплинах “Прикладная механика” и “Детали машин”	306
Шабека Л.С., Сторожилов А.И., Сиссе К. Трехмерное компьютерное моделирование в графической подготовке инженеров	309
Беженарь Ю.П. Внедрение новых информационных технологий как основное направление формирования системы опережающего образования	313
Горбацевич А.Ф., Дирвук Е.П., Филипенко О.А. Разработка и оформление иллюстративно-дидактического материала на примере инструментальных наладок станков с ЧПУ	315
Василенко Е.А. Графическая подготовка школьников в системе технического образования	319
Андрончик О.С. Роль преемственности ценностных ориентаций учащихся, обучающихся в средних специальных заведениях	322
Мушинский Н.И. Проблемы преподавания этики в техническом университете	323

Дирвук Е.П. Культурологический подход к профессионально-педагогической подготовке инженера-педагога	326
Сидорович В.Б. Развитие социально-перцептивных способностей будущих инженеров	331
Попов А.И. Моделирование процесса подготовки инженера-механика к профессиональной деятельности в условиях олимпиадного движения	334
Тригубкин В.А. Формирование организаторских и управленческих умений у специалистов средних специальных учебных заведений	339
Терлюкевич И.И., Мушинский Н.И. Преподавание риторики и логики в техническом университете	343
Гриневич Е.А. Видеосопровождение процесса подготовки куратора технического учебного заведения	346
Гриневич Е.А. Применение инновационных технологий как критерий профессиональной адаптации	348
Захарик Ю.М., Захарик Ан.М., Торгонский А.Р., Захарик Ал.М. Применение автоматизированного расчета геометрических параметров зубчатых колес в учебном процессе	352
Список организаций-участников конференции	355

Научное издание

**СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН
РАСЧЕТ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ**

Пленарные доклады

Выпуск 1

**В 3-х томах
Том 1**

Под общей редакцией академика НАН Беларуси П.А. Витязя

Ответственный за выпуск П.П. Капуста

Подписано в печать 5.12.02. Формат издания 60×84/8
Бумага Сору Рарег. Гарнитура Таймс. Уч. изд. л. 14,2.
Усл. печ. л. 15,4. Тираж 250 экз. Заказ № 1226.

Издательство УП «Технопринт», ЛВ № 380 от 29.04.1999
Отпечатано на УП «Технопринт», ЛП № 203 от 26.01.1998
220027, Минск, пр-т Ф. Скорины, 65, корп. 14, оф. 215, тел. 231-86-93