Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию
Курганский государственный университет

Б.М. Тверсков

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Допущено Министерством образования и науки РФ в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Автомобиле - и тракторостроение» направления подготовки «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы»

Курган 2007

УДК 629.113.001.2 (075.8)
Т 26

Тверсков Б.М. Основы проектирования транспортных машин: Учебное пособие. – Курган: Изд-во Курганского гос.ун-та, 2007. – 236 с.

Рецененты:
Драгунов Г.Д., д-р техн. наук, проф., зав.кафедрой «Автомобили» ЮУрГУ
Гуревич Ю.Г., д-р техн. наук, проф., засл. деятель науки и техники РФ

Печатается по решению методического совета Курганского государственного университета.

Научный редактор – канд. техн. наук. проф. Г.Н. Шпитко

Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по специальности 190201 «Автомобиле- и тракторостроение». Учебное пособие знакомит с требованиями к проектированию транспортных машин, прежде всего автомобилей, порядком проектирования их агрегатов, значением САПР при проектировании и испытаниях, вопросами нагруженности деталей, материалами для изготовления деталей, термической обработкой сталей. Учебное пособие составлено на основе материалов, изложенных в источниках, перечень которых приводится в конце пособия.

Рис. – 80, библиограф. – 15 назв.

ISBN - 978-5-86328-842-0

© Курганский
государственный
университет, 2007
© Тверсков Б.М, 2007

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 5
1. Требования к проектированию новой техники 7
2. Основы проектирование автомобиля, САПР как главный способ проектирования 19
Задачи проектирования 32
Производительность автомобиля 33
Снижение массы автомобиля 36
Снижение трудоемкости изготовления автомобиля. Стандартизация агрегатов, узлов и деталей 39
Снижение расхода топлива 42
Проектная документация 45
3. Надежность проектируемой техники против разрушения 49
Нагрузочные режимы 50
Виды разрушения зубьев шестерен 62
4. Расчетные методы, используемые при конструировании. САПР в расчетах 73
Расчет на долговечность 75
Равнопрочность конструкции 83
Изнашивание 84
5. Экспериментальные методы, используемые при конструировании. 89
Лабораторные и дорожные исследования и испытания. Использование САПР при испытаниях 89
Исследования долговечности деталей автомобиля 94
6. Проектирование элементов передач, использование САПР при проектировании 100
Цилиндрические зубчатые колеса 100
Конические зубчатые колеса 105
Червячные и глобоидные передачи 107
Планетарные передачи 110
Соединение зубчатых колес с валами 117
Рамы грузовых автомобилей 125
Кузова автобусов 133
Карданная передача 148
Подшипниковые узлы 152
Уплотнения вращающихся валов 157
Рессоры 165

7. Выбор системы допусков и посадок 174
Влияние отклонений формы на работоспособность узла, агрегата 178
8. Использование САПР при проектировании 180
9. Материалы, используемые в автостроении 197
Сталь 197
Термообработка сталей 207
Чугун 218
Подшипниковые материалы 220
Резина и пластмасса 222
10. Смазка 224
11. Окраска автомобиля и деталей 225
12.Защита от коррозии 228
Приложение 231
Классификация автомобилей 231
Легковые автомобили 231
Автобусы 232
Грузовые автомобили 233
Список литературы 235

ВВЕДЕНИЕ

В пособии рассмотрены требования к проектированию транспортных машин, приведены рекомендации к созданию наиболее рациональных конструкций, выбору материалов, а также к использованию современного метода проектирования – САПР, которая позволяют быстро и качественно создавать конструкцию на высоком техническом уровне.

Создание новой и совершенствование существующей транспортной машины начинается с задания на проектирование, которое может быть подготовлено как на предприятии, где предполагается изготавливать машину, так и поступить извне, например, от предприятия, отрасли, имеющих необходимость в такой машине, и включает опытно-конструкторские работы и постановку на производство.

В зависимости от наличия целевых программ развития продукции, наличия или отсутствия заказчика, характера взаимоотношений между субъектами хозяйственной деятельности разработку и постановку продукции на производство осуществляют по следующим моделям организации работ:

- создание продукции по государственному и муниципальным заказам, а также другим заказам, финансируемым из федерального бюджета и бюджетов субъектов Российской Федерации (далее - по госзаказу);
- создание продукции по заказу конкретного потребителя (заинтересованных организаций, обществ, коммерческих структур);
- инициативные разработки продукции без конкретного заказчика при коммерческом риске разработчика и изготовителя.

Отдельные виды работ по разработке и постановке продукции на производство, характеризующиеся целевой направленностью, организационной законченностью, определенным последовательным порядком выполнения и планирования, наличием определенных исполнителей, объединяются в модули организации работ.

Модель организации работ выбирается, исходя из возможности при их реализации обеспечивать необходимое качество продукции, выполнение обязательных требований и конкурентоспособность продукции.

Госзаказы размещаются на конкурсной основе, с учетом данных о квалификации исполнителя, в соответствии с действующим порядком организации закупки товаров, работ и услуг для государственных нужд.

При создании продукции по госзаказу и заказу конкретного потребителя заключается договор (контракт) на выполняемые работы, оформ-

ленный в установленном порядке, и разрабатывается техническое задание (ТЗ) на выполняемые работы.

В договоре или техническом задании при необходимости указываются нормативные документы, регламентирующие порядок выполнения работ, и документы, определяющие обязательные правила и требования к продукции. При необходимости в договоре (контракте) указывается комплекс модулей организации работ, обеспечивающих выполнение и подтверждение обязательных требований, а также требований, установленных законами и нормативными документами органов государственного надзора.

На основе исходных требований заказчика (при его наличии) разработчик продукции проводит необходимые научно-исследовательские, опытно-конструкторские и технологические работы, обращая особое внимание на обеспечение следующих требований:

- безопасности, охраны здоровья и окружающей среды, в том числе их сохраняемости в процессе эксплуатации продукции;
- ресурсосбережения;
- установленных для условий использования продукции значений показа телей, определяющих ее технический уровень;
- устойчивости к внешним воздействиям;
- взаимозаменяемости и совместимости составных частей и продукции в целом.
- решение о разработке продукции в инициативном порядке принимают с учетом условий рынка сбыта.

1. ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЕКТИРОВАНИЮ НОВОЙ ТЕХНИКИ

Требования к проектированию изложены в ГОСТ Р 15.201-2000 «Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения» и распространяются на народнохозяйственную продукцию производственно-технического назначения. Указанный ГОСТ содержит основные положения по разработке технического задания (ТЗ), конструкторской документации (КД), технологической документации (ТД), приемке результатов разработки, подготовке и освоению производства, испытаниям опытных образцов продукции и продукции, изготовленной при освоении производства, а также по подтверждению их соответствия обязательным требованиям технического задания.

Разработка и постановка продукции на производство новой техники включает:

1) разработку ТЗ на опытно-конструкторскую работу (ОКР);
2) выполнение ОКР, которая состоит из:
- разработки технической документации [конструкторской (КД) и технологической (ТД)],
- изготовления опытных образцов,
- испытания опытных образцов,
- приемки результатов ОКР;
3) постановку на производство, включающую:
- подготовку производства,
- освоение производства:
- изготовление установочной серии,
- квалификационные испытания.

Этапы выполнения ОКР, а также порядок их приемки должны быть определены в ТЗ на ОКР и в договоре (контракте) на ее выполнение. На всех этапах ОКР и при постановке продукции на производство исполнители обеспечивают выполнение обязательных требований ТЗ. Достигнутые показатели, соответствие их требованиям ТЗ на ОКР оцениваются при приемке этапов и отражаются в протоколах (актах) испытаний опытных образцов продукции и актах приемки этапов ОКР.

Взаимоотношения разработчика (изготовителя) с органами государственного надзора определяет действующее законодательство. В органы государственного надзора в соответствии с их правилами представляются документы, подтверждающие выполнение требований ТЗ. Со-

став этих документов устанавливают органы госнадзора.

Продукты интеллектуального труда, полученные в процессе создания и постановки их на производство и являющиеся объектами охраны интеллектуальной собственности, используются в порядке, установленном законодательством Российской Федерации.

Техническое задание. Основанием для выполнения ОКР является техническое задание, утвержденное заказчиком, а также договор (контракт) с ним. В качестве технического задания может использоваться иной документ, содержащий необходимые и достаточные требования для разработки продукции и взаимо признаваемый заказчиком и разработчиком.

В случае инициативной разработки продукции основанием для выполнения ОКР является утвержденное руководством предприятия-разработчика ТЗ (или заменяющий его документ), базирующееся на результатах исследования рынка продукции, а также патентных исследований.

При разработке ТЗ разработчик должен учитывать информацию об аналогичной продукции, содержащуюся в базах данных, созданных в Госстандарте России на основе каталожных листов продукции.

В ТЗ рекомендуется указывать технико-экономические требования к продукции, определяющие ее потребительские свойства и эффективность применения, перечень документов, требующих совместного рассмотрения, порядок сдачи и приемки результатов разработки. В ТЗ предусматривается реализация всех обязательных требований, распространяющихся на данную продукцию. В ТЗ указывается предусмотренная законодательством форма подтверждения соответствия продукции обязательным требованиям. В ТЗ рекомендуется предусматривать учет интересов всех возможных потребителей.

Конкретное содержание ТЗ определяют заказчик и разработчик, а при инициативной разработке - разработчик. Не допускается включать в ТЗ требования, которые противоречат законам Российской Федерации и обязательным требованиям. В ТЗ рекомендуется предусматривать следующие положения:

- прогноз развития требований на данную продукцию на предполагаемый период ее выпуска;
- рекомендуемые этапы модернизации продукции с учетом прогноза развития требований;
- соответствие требованиям стран предполагаемого экспорта с учетом прогноза развития этих требований;

- характеристики ремонтопригодности;
- возможность замены запасных частей без применения промышленной технологии;
- доступность и безопасность эффективного использования продукции инвалидами и гражданами пожилого возраста (для соответствующей продукции, предусмотренной законодательством Российской Федерации).

ТЗ разрабатывают и утверждают в порядке, установленном заказчиком и разработчиком. К разработке ТЗ могут привлекаться другие заинтересованные организации (предприятия): изготовитель, торговая (посредническая) организация, страховая организация, организация-проектировщик, монтажная организация и др.

Для подтверждения отдельных требований к продукции, в том числе требований безопасности, охраны здоровья и окружающей среды, а также оценки технического уровня продукции, ТЗ может быть направлено разработчиком или заказчиком на экспертизу (заключение) в сторонние организации. Решение по полученным заключениям принимают разработчик и заказчик до утверждения ТЗ.

На любом этапе разработки продукции при согласии заказчика и разработчика в ТЗ или документ, его заменяющий, могут быть внесены изменения и дополнения, не нарушающие условий выполнения обязательных требований.

Документация. Разработка конструкторской и технологической, а при необходимости программной документации на продукцию проводится по правилам, установленным соответственно стандартами Единой системы конструкторской документации (ЕСКД), Единой системы технологической документации (ЕСТД) и Единой системы программной документации (ЕСПД).

Правила разработки технической документации на материалы и вещества устанавливает разработчик с учетом действующих государственных стандартов, специфики продукции и организации ее производства.

В процессе разработки документации по выбору и проверке новых технических решений, обеспечивающих достижение основных потребительских свойств продукции, могут быть проведены лабораторные исследовательские, стендовые и другие испытания, а также доводочные испытания экспериментальных и опытных образцов продукции в условиях, имитирующих реальные условия эксплуатации (потребления), при этом учитывают патентно-правовые аспекты хозяйственного использования этих технических решений.

Испытания опытных образцов или их составных частей могут быть проведены в условиях эксплуатации (в том числе на предприятиях - потребителях продукции).

Объем и содержание испытаний, необходимых для предотвращения постановки на производство неотработанной, не соответствующей ТЗ продукции, определяет разработчик с учетом новизны, сложности, особенностей производства. Испытания должны быть проведены на соответствие продукции всем требованиям заказчика.

Необходимость разработки, изготовления и испытания макетов (моделей), экспериментальных и опытных образцов продукции, их перечень и количество определяется в ТЗ и договоре (контракте) на ОКР. Это не исключает возможности проведения таких работ разработчиком, если их необходимость выявится впоследствии, при этом в ТЗ и договор (контракт) при согласии заказчика вносятся соответствующие изменения.

Для ремонтопригодности машин целесообразно в ТЗ на ОКР предусматривать разработку ремонтной документации, предназначенной для подготовки производства, ремонта и контроля после ремонта (например, ремонтные поршни и вкладыши двигателей).

Опытные образцы продукции. Для подтверждения соответствия разработанной технической документации исходным требованиям и выбора лучшего решения (при наличии вариантов) изготавливаются опытные образцы (опытные партии) продукции, если продукция предполагается к серийному изготовлению (при ожидаемой постоянной потребности). Для несерийного производства продукции также изготавливают головные образцы.

При создании единичной продукции головные образцы продукции, как правило, подлежат реализации их заказчику (если иное не оговорено в контракте и ТЗ на ОКР).

Головными образцами продукции являются объекты разработки, выступающие одновременно в роли первых образцов несерийной и мелкосерийной продукции, реализуемой заказчику на особых условиях поставки. Для оценки и контроля качества результатов, полученных на определенных этапах ОКР (составной части ОКР), опытные образцы (опытную партию) продукции головные образцы продукции подвергаются контрольным испытаниям по следующим категориям:

- предварительные испытания, проводимые с целью, предварительной оценки соответствия опытного образца продукции требованиям ТЗ, а также для определения готовности опытного образца к приемочным испытаниям;

- приемочные испытания, проводимые с целью оценки всех определенных ТЗ характеристик продукции, проверки и подтверждения соответствия опытного образца продукции требованиям ТЗ в условиях, максимально приближенных к условиям реальной эксплуатации (применения, использования) продукции, а также для принятия решений о возможности промышленного производства и реализации продукции.

Если к продукции предъявляются обязательные требования, подлежащие в дальнейшем подтверждению соответствия (сертификации), результаты приемочных испытаний продукции в части обязательных требований, проведенных в лабораториях (центрах), аккредитованных в установленном порядке, могут быть использованы для получения подтверждения соответствия по установленным правилам.

Место проведения испытаний опытных образцов продукции определяет разработчик совместно с изготовителем серийной продукции (в случае, если функции разработчика и изготовителя выполняют разные предприятия и нет определенных условий проведения испытаний, установленных органами государственного надзора).

При создании продукции проводятся государственные приемочные испытания с участием соответствующих органов государственного надзора и других заинтересованных организаций.

Для составных частей продукции, разрабатываемых по ТЗ головного исполнителя ОКР, самостоятельные приемочные испытания проводят с участием заинтересованных организаций. Конечной целью этих испытаний является оценка соответствия требованиям ТЗ, по которому их разрабатывают, и определение возможности установки составных частей в опытный образец продукции, предназначающийся для проведения его предварительных испытаний.

Головные образцы несерийной продукции подвергают приемочным испытаниям с целью решения вопроса о допустимости их использования по назначению, а для повторяющейся несерийной продукции - и для решения вопроса о целесообразности постановки продукции на несерийное производство.

Головные образцы продукции испытывают по правилам стандарта с учетом особенностей, установленных для нее в соответствующих нормативных документах. **Предварительные испытания** продукции организует исполнитель ОКР. Государственные приемочные испытания продукции организует государственный заказчик; если иное не оговорено договором (контрактом). **Приемочные испытания** продукции организует головной разработчик продукции с участием заинтересованных

организаций, испытания опытных образцов составных частей продукции организует их разработчик. В случае выполнения ОКР при инициативной разработке без конкретного заказчика приемочные испытания организует разработчик.

Ответственность за проведение испытаний несет их организатор.

Предварительные и приемочные испытания проводятся по соответствующим программам и методикам испытаний, разрабатываемым и утверждаемым стороной, несущей ответственность за проведение этих испытаний.

Программы испытаний разрабатывают на основе требований ТЗ, конструкторской документации с использованием при необходимости типовых программ, типовых (стандартизованных) методик испытаний и других нормативных документов в части организации и проведения испытаний. В программу испытаний включают:

- объект испытаний, цель испытаний;
- объем испытаний;
- условия и порядок проведения испытаний;
- материально-техническое обеспечение испытаний;
- метрологическое обеспечение испытаний;
- отчетность по испытаниям.

В программы испытаний включаются перечни конкретных проверок (решаемых задач, оценок), которые следует проводить при испытаниях для подтверждения выполнения требований ТЗ со ссылками на соответствующие методики испытаний. Программа и методика приемочных испытаний опытных образцов продукции должны содержать проверку качества рабочей конструкторской и эксплуатационной документации (включая проект технических условий для промышленного производства продукции) для принятия решения о пригодности документации в промышленном производстве.

В методику испытаний включаются:

- оцениваемые характеристики (свойства, показатели) продукции;
- условия и порядок проведения испытаний;
- способы обработки, анализа и оценки результатов испытаний;
- используемые средства испытаний, контроля и измерений;
- отчетность.

Методики испытаний, применяемые для определения соответствия продукции обязательным требованиям, если они не являются типовыми стандартизованными методиками, должны быть аттестованы в установленном порядке и согласованы с соответствующими органами

государственного надзора.

Испытания проводятся после проверки готовности мест проведения испытаний (лабораторий, испытательных центров и т. п.) к обеспечению технических требований, требований безопасности и после назначения ответственных специалистов по всем работам при подготовке и проведении испытаний, оценке характеристик продукции с установленной точностью измерений, а также регистрации их результатов.

Для проведения приемочных испытаний, как правило, назначается комиссия, которая контролирует полноту, достоверность и объективность результатов испытаний, а также полноту информации, соблюдение сроков испытаний и документальное оформление их результатов. При согласии заинтересованных организаций допускается проводить испытания без назначения комиссии, но с возложением ее функций и обязанностей на соответствующие службы организации, проводящей испытания, что должно быть отражено в ТЗ и (или) договоре (контракте) на выполнение ОКР.

К началу проведения испытаний должны быть завершены мероприятия по их подготовке, предусматривающие:

- наличие, годность и готовность на месте проведения испытаний средств материально-технического и метрологического обеспечения, гарантирующих создание условий и режимов испытаний, соответствующих указанным в программе испытаний;
- обучение и при необходимости аттестацию персонала, допускаемого к испытаниям;
- назначение комиссии либо соответствующих организаций (предприятий) и их служб (если комиссия не назначается);
- своевременное представление к месту испытаний опытного образца продукции с комплектом конструкторской, нормативной, справочной и другой документации, предусмотренной программой испытаний.

В процессе испытаний ход и результаты испытаний документально фиксируют по форме и в сроки, предусмотренные в программе испытаний. В обоснованных случаях испытания могут быть прерваны или прекращены, что документально оформляют. Заданные и фактические данные, полученные при испытаниях, отражают в протоколе (протоколах).

В протоколах испытаний тексты, касающиеся проверок обязательных требований, следует оформлять в соответствии с требованиями правил оценки соответствия.

Испытания считают законченными, если их результаты оформлены актом, подтверждающим выполнение программы испытаний и содер-

жащим оценку результатов испытаний с конкретными точными формулировками, отражающими соответствие испытуемого опытного образца продукции требованиям ТЗ.

По окончании приемочных испытаний опытные образцы или образцы опытной партии считаются выполнившими свои функции. Их дальнейшее использование (в качестве единиц несерийной продукции), утилизация или уничтожение определяются особым решением, отвечающем действующему законодательству.

Приемка продукции. Органы государственного надзора определяют при приемочных испытаниях степень соответствия продукции обязательным требованиям и выдают по результатам испытаний окончательное заключение, что отражается в акте или в отдельном документально оформленном заключении.

Результаты разработки продукции оценивает приемочная комиссия, в состав которой входят представители: заказчика, разработчика и изготовителя. В работе комиссии могут участвовать эксперты сторонних организаций, а по продукции, на которую установлены обязательные требования, - органы государственного надзора (или представлено заключение этих органов). При наличии заказчика председателем комиссии назначается его представитель. Состав комиссии формирует и утверждает заказчик или, при согласии заказчика, разработчик. Комиссия проводит приемочные испытания опытных образцов (опытных партий).

По требованию заказчика или в соответствии с правилами оценки соответствия обязательным требованиям проведение испытаний может быть поручено специализированной испытательной организации (испытательному центру) или изготовителю, если это оговорено в ТЗ на выполнение ОКР (договоре, контракте).

В проведении приемочных испытаний, независимо от места их проведения, вправе принять участие изготовитель и органы государственного надзора, которые должны быть информированы о предстоящих испытаниях за один месяц до их начала.

Все органы государственного надзора, определенные действующим законодательством для данной продукции, либо участвуют в приемочных испытаниях, либо дают заключения по результатам испытаний. При отсутствии в комиссии представителя органа государственного надзора или его заключения считается, что орган государственного надзора согласен на приемку разработки или не заинтересован в ней.

Разработчик представляет приемочной комиссии ТЗ на выполнение ОКР, проектно-технических условий (ТУ) или стандарта техничсских

условий (если их разработка предусмотрена), конструкторские и (или) технологические документы, требующие совместного рассмотрения отчет о патентных исследованиях, другие технические документы и материалы, требуемые по законодательству, подтверждающие соответствие разработанной продукции ТЗ и договору (контракту) и удостоверяющие ее технический уровень и конкурентоспособность.

Приемочной комиссии, как правило, представляются опытные образцы продукции. Если их изготовление не было предусмотрено, то представляется головной образец или единичная продукция, созданная в рамках выполнения ОКР.

По результатам проведения приемочных испытаний и рассмотрения представленных материалов комиссия составляет акт, в котором указывает:

1) соответствие образцов разработанной (изготовленной) продукции заданным в ТЗ требованиям, допустимость ее производства (сдачи потребителю);

2) результаты оценки технического уровня и конкурентоспособности продукции, в том числе в патентно-правовом аспекте;

3) результаты оценки разработанной технической документации (включая проект ТУ);

4) рекомендации о возможности дальнейшего использования опытных образцов продукции;

5) рекомендации по изготовлению установочной серии и ее объему при выполнении работ по постановке продукции на производство;

6) замечания и предложения по доработке продукции и документации (при необходимости);

7) другие рекомендации, замечания и предложения приемочной комиссии.

Акт приемочной комиссии утверждает заказчик.

Утверждение акта приемочной комиссии означает окончание разработки, прекращение действия ТЗ (если оно не распространяется на дальнейшие работы), согласование представленных ТУ, технической документации.

Постановка продукции на производство. Выпуску продукции предшествует подготовка производства, целью которой является обеспечение готовности производства к изготовлению вновь разработанной (модернизированной) продукции в объеме, соответствующем заданию.

Основанием для постановки на производство является заключенный с заказчиком договор (контракт) по закупке у поставщика (изгото-

вителя) продукции, изготовляемой в течение установленного срока.

При отсутствии конкретного заказчика основанием служит решение руководства поставщика под собственный коммерческий риск.

К моменту постановки продукции на производство результаты приемочных испытаний должны быть признаны органами государственного надзора.

Изготовитель принимает от разработчика продукции:

- комплект КД и ТД;
- специальные средства контроля и испытаний;
- опытный образец продукции (при необходимости) в соответствии с условиями использования научно-технической продукции, оговоренными в договоре (контракте) на ОКР;
- документы о согласовании применения комплектующих изделий в соответствии с ГОСТ 2.124-85;
- заключения по проведенным экспертизам (в том числе метрологической, экологической и др.);
- копию акта приемочных испытаний;
- документы, подтверждающие соответствие разработанной продукции обязательным требованиям.

На этапе подготовки производства изготовитель должен выполнить работы, обеспечивающие технологическую готовность предприятия к изготовлению продукции в оговоренные контрактом (договором) сроки в заданных объемах, в соответствии с требованиями КД и законодательства Российской Федерации, а также следующие основные работы:

- разработку ТД (или корректировку полученной ТД) на изготовление продукции для поставки, контроля и испытаний;
- отработку конструкции на технологичность с учетом стандартов ЕСТД;
- заключение договоров (контрактов) с поставщиками комплектующих изделий и материалов и лицензионных соглашений с правообладателями на использование объектов промышленной и интеллектуальной собственности;
- подготовку и представление в территориальные органы Госстандарта России каталожного листа продукции в установленном порядке;
- другие работы.

Подготовка производства считается законченной, когда изготовителем продукции получена вся необходимая документация на изготовление продукции, опробованы и отлажены средства технологического оснащения и технологические процессы, подготовлен персонал, занятый

при изготовлении, испытаниях и контроле продукции, и установлена готовность к освоению производства продукции.

На этапе освоения производства выполняются:

- изготовление установленного договором (контрактом) либо иным документом количества единиц продукции установочной серии (первой промышленной партии) в соответствии с требованиями КД (литеры $О_1$ или более высокой), доработка подготовленного технологического процесса для производства продукции по ТД (литеры $О_1$ или более высокой);
- квалификационные испытания;
- дальнейшую отработку (при необходимости) конструкции на технологичность;
- утверждение КД и ТД с присвоением литеры А.

В период постановки на производство продукции изготовитель (поставщик) проводит все необходимые работы для последующей обязательной по законодательству сертификации продукции.

С целью демонстрации готовности предприятия к выпуску продукции, отвечающей требованиям КД, проверки разработанного технологического процесса, обеспечивающего стабильность характеристик продукции, а также для оценки готовности предприятия к выпуску продукции в количестве, определяемом договором (контрактом), проводятся квалификационные испытания. Квалификационные испытания проводятся по программе, разработанной изготовителем с участием разработчика продукции и согласованной с заказчиком (при его наличии). В программе указывается:

- количество единиц продукции, подвергаемых испытаниям и проверкам исходя из их сложности, стоимости, надежности и других факторов, необходимых для достоверных оценок;
- все виды испытаний, соответствующих периодическим испытаниям, указанным в ТУ, а также другие испытания и проверки, позволяющие достигнуть цели квалификационных испытаний;
- место проведения испытаний.

В программу квалификационных испытаний допускается не включать проверки отдельных требований КД, которые не могут измениться в ходе работ по постановке на производство.

Квалификационные испытания организует и обеспечивает их проведение изготовитель (поставщик) продукции. Квалификационные испытания проводит комиссия, в состав которой входят представители изготовителя, разработчика продукции, разработчиков и поставщиков ком-

плектующих изделий и, при необходимости, органов государственного надзора и других заинтересованных сторон (например, страховых организаций, общественных организаций по защите прав потребителей и др.).

Испытания оформляются протоколами испытаний, в которых отражаются фактические данные проверок, осмотров, контроля, измерений и другие данные, которые должны быть подписаны членами комиссии и лицами, участвующими в конкретном виде испытаний.

Результаты квалификационных испытаний считаются положительными, если продукция (установочная серия) выдержала испытания по всем пунктам программы квалификационных испытаний, положительно оценена технологическая оснащенность производства и стабильность технологического процесса изготовления для возможности выпуска в заданных объемах продукции, соответствующей КД, а также ТД.

Положительные результаты оформляют актом, в котором указывается:

- соответствие продукции обязательным требованиям и КД, результаты рассмотрения представленных комиссии материалов, результаты выборочного контроля технологического процесса изготовления (сборки) продукции (деталей, сборочных единиц) на рабочих местах;
- рекомендации об установлении эталонов для установившегося промышленного производства (при необходимости);
- оценку готовности изготовителя к производству серийной продукции для реализации договора (контракта) и готовности КД, ТД к утверждению в установленном порядке с присвоением литеры А;
- рекомендации о возможности поставки продукции из числа изготовленной в процессе освоения производства (при обязательном уведомлении потребителей об этом и реализации такой продукции только при их согласии и после проведения приемосдаточных испытаний в установлен ном порядке).

Допускается поставка продукции в период освоения ее производства, если изготовитель может подтвердить соответствие данной продукции обязательным требованиям.

Единицы продукции установочной серии не относят к товарной продукции, вследствие чего ОТК осуществляет только их контроль, а приемку для поставки - только по просьбе потребителя.

При положительных результатах квалификационных испытаний освоение производства считается законченным.

2. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ АВТОМОБИЛЯ. САПР КАК ГЛАВНЫЙ СПОСОБ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Проектирование есть часть работ по созданию нового или изменению (модернизации) существующего автомобиля для повышения его качеств за счет установки более совершенных агрегатов и систем. САПР – система автоматизированного проектирования. Она представляет собой технические средства и программное обеспечение, предназначенные для автоматизированного проектирования технических объектов. В машиностроении САПР используется для проведения конструкторских и технологических работ, в том числе работ по технологической подготовке производства. С её помощью разрабатываются чертежи, производится трехмерное моделирование изделия и процесса сборки. Использование САПР позволяет существенно снизить затраты времени и средств на создание новых и модернизацию существующих моделей автомобилей и тракторов.

САПР характеризуется как организационно-техническая система, состоящая из комплекса средств автоматизации проектирования, взаимодействующего с подразделениями проектной организации, и выполняющая автоматизированное проектирование.

САПР - человеко-машинная система, в которой для автоматизации интеллектуально-формальных процессов деятельности специалистов используются возможности вычислительной техники. Процесс проектирования в системе организуется таким образом, чтобы повысить отдачу интеллектуального труда человека, стимулировать его творческую деятельность. САПР делает инженера-проектировщика специалистом, работающим на персональном компьютере с достаточным количеством периферийных устройств.

Используя САПР, проектировщик организует процесс создания машины, направляет решения задачи в зависимости от полученных промежуточных результатов, анализируя которые, принимает решение по выполнению дальнейшей работы. Проектировщик становится оператором, вводящим данные в компьютер и получающим результаты расчетов и графических решений.

С помощью САПР проектировщик существенно повысил производительность труда и качество решений. Однако условия его работы значительно усложнились. В работе, где проектные решения принимаются человеком, а промежуточная обработка данных выполняется компьютером, напряженность работы проектировщика возрастает. Ско-

рость работы определяется возможностью компьютера, где во многих случаях проектировщику трудно успевать за ним. Проектировшик испытывает большое напряжение, которое ведет к усталости.

Если САПР не используется, доля творческой деятельности в общем объеме времени проектировщика составляет не более 15 %, остальное – менее напряженная рутинная работа, в том числе вспомогательные и подготовительные работы, когда проектировщик отдыхает.

Проектировщик становится оператором, вводящим данные в машину и получающим результаты расчетов и графических решений. Работа, требующая точности исполнения, но небольших умственных затрат, передается машине и выполняется заложенной в машину программой.

Во многих случаях при использовании САПР заложенные в компьютер программы позволяют использовать проектировщиков более низкой квалификации, круг обязанностей которых ограничивается введением в компьютер необходимых расчетных данных. Иное положение при выполнении чертежей на компьютере. Здесь проектировщик выступает одновременно в роли конструктора и оператора.

Задачи проектирования существенно отличаются от чисто вычислительных задач, хотя последние являются составной частью процесса проектирования. Отличия состоят в том, что в большинстве случаев оказывается весьма затруднительным дать формальную постановку задачи и поэтому человек должен сам определять эту задачу на основе своего опыта, интуиции и т.д. Кроме того, если во многих случаях применения компьютера между специалистом, использующим компьютер и компьютером, находится еще, как правило, программист-оператор, то в автоматизированных системах проектирования это исключено по двум причинам. Во-первых, из-за массового характера проектной деятельности, в которой одновременно участвуют большие коллективы специалистов, и, во-вторых, проблема коммуникации в системе «человек- компьютер оказывается более сложной.

Все это потребовало разработки нового подхода к проблеме организации интерфейса человека в САПР, определяющей качественно новые условия деятельности человека в режиме автоматизированного проектирования. Решение данной проблемы имеет два аспекта: совершенствование связей между проектировщиками в режиме автоматизированного проектирования и между человеком и машиной.

Первый аспект обусловлен необходимостью работы над сложным проектом коллектива проектировщиков примерно с тем же разделением функций по конструктивным элементам и уровням иерархии проек-

та, какое имеет место в обычном неавтоматизированном проектировании. Различие состоит в том, что конструктор работает за своим дисплеем без помощников и вспомогательного персонала. Одновременная работа с проектом нескольких проектировщиков значительно повышает требования к программному обеспечению САПР.

В автомобиле- и тракторостроении имеет место быстрое развитие САПР для выполнения конструкторских и технологических работ, в том числе работ по подготовке производства. С помощью САПР выполняется разработка чертежей, производится трехмерное моделирование изделия и процесса сборки, проектируется вспомогательная оснастка, например штампы и пресс-формы, составляется технологическая документация и управляющие программы для станков с числовым программным управлением, ведется архив. Современные САПР применяются для сквозного автоматизированного проектирования, технологической подготовки, анализа и изготовления изделий в машиностроении, для электронного управления технической документацией.

САПР создается как система, в которой для автоматизации интеллектуально-формальных процессов деятельности специалистов используются возможности вычислительной техники. Процесс проектирования организуется таким образом, чтобы повысить отдачу интеллектуального труда человека, стимулировать его творческую деятельность. Работа специалистов радикально меняется, хотя и может иметь различный характер. Высококвалифицированная работа, требующая знаний и точности исполнения, но небольшого воображения, передается машине и выполняется пакетом программ системы. Инженеры, занимающиеся такой работой, становятся операторами, вводящими данные в машину и получающими для анализа результаты.

Знание возможностей технических и языковых средств, умение ими пользоваться является необходимым условием успешной работы инженера в САПР. Для эффективного использования этих средств инженер должен хорошо ориентироваться в вопросах математического обеспечения САПР, которое определяет внутреннее содержание процедур взаимодействия инженера с ЭВМ. Знание особенностей математических моделей, методов и алгоритмов решения проектных задач необходимо инженеру для постановки задач и правильной формулировки исходных данных и интерпретации получаемых результатов, при принятии решения об использовании тех или иных компонентов математического обеспечения в процессе решения проектных задач.

Математической моделью называют совокупность математических

объектов (чисел, переменных, матриц, множеств и т.п.) и связей между ними, отображающих важнейшие для проектирования свойства технического объекта. Выполнение проектных операций и процедур в САПР основано на оперировании математической моделью. С их помощью прогнозируются характеристики и оцениваются возможности предложенных вариантов схем и конструкций, проверяется их соответствие предъявляемым требованиям, проводится оптимизация параметров, разрабатывается техническая документация и т.д.

При автоматизации проектирования специфика проектируемых объектов находит свое отражение прежде всего в их математической модели. При проектировании таких сложных объектов, как автомобиль или трактор, приходится иметь дело с множеством математических моделей отдельных агрегатов, узлов, деталей, причем каждый из элементов конструкции требует, как правило, разработки нескольких математических моделей, описывающих ограниченный круг свойств элемента.

Несмотря на многообразие математических моделей, применяемых в САПР автомобиля и трактора, они имеют много общего, в частности, это относится к классификации, требованиям, принципам и методам создания математических моделей и использования их в процессе моделирования.

Программное обеспечение САПР – это совокупность программ, представленных в заданной форме, вместе с необходимой программной документацией, предназначенной для использования в САПР.

Программное обеспечение ЭВМ представляет собой сложные программные комплексы с различными наборами функциональных возможностей. В первую очередь среди этих комплексов необходимо назвать операционные системы, которые поставляются, как правило, с ЭВМ и ориентированы на ее конкретную конфигурацию. По существу операционные системы являются продолжением технических (аппаратных) средств ЭВМ и обеспечивают взаимодействие пользователя с вычислительной системой.

Разработка программного обеспечения для различных сфер использования вычислительной техники является исключительно трудоемким и дорогостоящим процессом, поэтому значительную часть стоимости аппаратно-программного комплекса для использования в САПР составляет программное обеспечение, которое представляет собой документы с текстами программ, программы на машинных носителях и эксплуатационные документы.

Программное обеспечение САПР делится на общесистемное (об-

щее) и прикладное (специальное).

Общее программное обеспечение инвариантно к объекту проектирования; его основу составляют операционные системы, используемые в САПР и ЭВМ.

Специальное программное обеспечение полностью определяется классом объектов, проектируемых с помощью САПР; его основу составляют программы, реализующие алгоритмы отдельных проектных процедур.

Операционная система имеет модульную структуру, которая позволяет приспособить систему к конкретной конфигурации технических средств, так как отдельные программные компоненты могут быть включены в операционную систему по желанию пользователя.

Процесс настройки операционной системы на конкретную вычислительную систему и режимы ее использования называются генерацией операционной системы. Основные программы операционной системы (ядро) постоянно находятся в оперативной памяти ЭВМ; редко используемые программы операционной системы с целью экономии оперативной памяти могут храниться на магнитных дисках и вызываться по мере необходимости.

Автомобиль создается в результате коллективного творчества опытных специалистов при необходимой организации их работы и широком использовании передовых научных и технических методов. В конструкторском отделе полученное ТЗ изучается и выбираются основные решения: тип автомобиля, его характеристики (грузоподъемность, пассажировместимость, скорость, параметры проходимости и т.д.), анализируются конструкции существующих автомобилей аналогичного назначения. Решения принимаются после анализа конструкций в том числе зарубежных автомобилей.

Далее ведется поиск компоновочных решений будущего автомобиля, отвечающих поставленным задачам. Когда компоновка машины в общих чертах определена и принята на совете конструкторов, создается **эскизный проект**. Выполненный эскизный проект представляется заказчику. Если имеются замечания, проект дорабатывается и вновь представляется на рассмотрение. После принятия эскизного проекта выполняется **рабочий проект**, в котором разрабатывается конструкция узлов и систем проектируемой машины, начиная с их общих видов и разрезов. Это наиболее трудоемкая и объемная часть проектирования. Задача осложняется, если ранее подобные узлы и системы в конструкторском отделе не разрабатывались и нет опыта их эксплуатации. В

этом случае не исключены ошибки, снижающие качество будущего автомобиля.

Основной частью проектирования является конструирование - процесс разработки конструкции в виде чертежей на ватмане или в электронной форме, а также другой технической **документации**. После проведения прочностных и кинематических расчетов чертежи дорабатываются и выдается техническое задание на изготовление опытных образцов.

Конструирование тесно связано с проведением вспомогательных специализированных проектных, теоретических (расчетных и аналитических), лабораторных (экспериментальных), макетных и архитектурно-художественных работ.

Качество конструкций в значительной степени зависит от работы специализированных подразделений, которые помогают найти, обосновать и проверить оптимальные конструктивные решения. Эти подразделения должны обеспечивать процесс конструирования необходимыми вспомогательными материалами: данными анализа опыта эксплуатации, полученными на основании учета опыта мировой автомобильной техники, отраженного в показателях лучших образцов; рекомендациями, основанными на теоретическом анализе, расчетах и лабораторных исследованиях; результатами проверки принятых решений на макетах и опытных образцах в процессе доводки и при контрольных испытаниях. Только в том случае, когда при конструировании используются все научные достижения, оно становится действительно творческим процессом. В чертежах, по которым затем ведется технологическое проектирование и изготовление продукции, конструкторы воплощают свои идеи, а также идеи исследователей и других специалистов.

В процессе проектирования возрастает значение лабораторных исследований и теоретических расчетов, которые дают возможность более точно решать задачи проектирования.

При проведении вспомогательных работ используется опыт и достижения во всех областях науки и техники

Без глубоких **исследований** и научного творчества невозможно решать перспективные, непрерывно усложняющиеся технические задачи. С помощью научных исследований раскрываются явления в рабочих процессах, совершающихся в агрегатах и системах, и определяется сущность этих процессов и их взаимосвязь с особенностями конструкции, материала и производственного исполнения; определяются причины возникновения различных дефектов конструкций и отклонений от норм

их свойств и рабочих процессов; создаются точные методы расчета; разрабатываются системы критериев, измерителей и нормативов свойств автомобиля и его агрегатов; определяется зависимость показателей эксплуатационных свойств автомобиля от выходных характеристик рабочих процессов его агрегатов и систем.

Научный подход к проектированию заключается в том, чтобы на основе технических достижений с помощью современных методов, обобщений и анализа имеющегося опыта в кратчайшие сроки найти оптимальное решение. Применение научных методов позволяет прогнозировать качество конструкции, управлять ее свойствами, создавать продукцию на уровне лучших мировых образцов.

Новый объект проектирования должен выбираться на основании анализа мировой статистики параметров аналогичных конструкций и опыта эксплуатации. Статистический анализ дает возможность выявить параметры лучших конструкций, показатели их рабочих процессов и эксплуатационных свойств и прогнозировать дальнейшее их улучшение. Выбранные параметры нового автомобиля необходимо сопоставлять с параметрами однотипных автомобилей других фирм.

Технические основы проектирования. При проектировании необходимо применять наиболее совершенные методы конструирования и творчески осваивать передовой опыт и имеющиеся достижения в области развития автомобильных конструкций (компоновку, схемы, принципы действия, параметры конструкций, характеристики рабочих процессов), широко использовать стандартизацию в разных формах (стандартные детали, узлы, механизмы, материалы, методы испытаний и т.п.), а также увеличивать применение недефицитных высокопрочных сталей, чугуна, легких сплавов и пластмасс. Необходимо расширение экспериментирования в области макетных работ, натурных испытаний и т.п.

Технические основы должны использоваться для достижения показателей качества конструкций на уровне лучших мировых достижений и сохранения его для получения однородной и бездефектной продукции.

Экономические основы проектирования. Качество имеет экономический критерий оценки. Поэтому различные технические варианты конструктивных решений должны оцениваться экономически. Необходимо добиваться наилучших результатов при наименьших затратах средств (труда и металла) на производство и эксплуатацию создаваемого автомобиля.

На основании экономического анализа определяется типаж автомобилей и двигателей; выявляется количественное соотношение типов и

модификаций для различных районов страны и условий эксплуатации; устанавливается соразмерность базовых конструктивных параметров в параметрическом ряде исходя из того, что каждый тип автомобиля имеет определенную сферу экономически целесообразного применения.

Экономический анализ в процессе проектирования является эффективным средством выбора наиболее целесообразного технического варианта конструкции. Любое нововведение проводиться в жизнь только в том случае, если оно оправдано экономически. Экономика стимулирует непрерывное повышение темпов технического прогресса и систематическое улучшение качества продукции.

Создаваемая конструкция должна отвечать требованиям **технической эстетики**. Задачей технической эстетики является создание красивых, современных по внешней форме, отделке и окраске автомобилей. При этом необходимо соблюдение единства архитектурной композиции автомобиля и оформления отдельных декоративных элементов.

Управление проектированием должно способствовать созданию **работоспособного коллектива** конструкторов, испытателей, экономистов, технологов, металлургов, нацеленных на решение задач по проектированию и производству, правильной расстановке и подготовке кадров; появлению новых и сохранению существующих прогрессивных «школ» конструкторов и исследователей.

Формы организации коллектива и управления им должны способствовать проявлению творческой активности всех сотрудников, накоплению ими технических и специальных научных знаний, плодотворному использованию деловых качеств и творческих возможностей каждого члена коллектива в процессе проектирования конструкций, а также развитию обмена опытом. В условиях массового производства новые конструкции могут быть созданы только в результате коллективных действий большого количества специалистов разных профилей.

Обобщение накопленного опыта, лабораторный и теоретический анализы, а также новые открытия, сделанные в процессе творческой опытно-конструк- торской и научно-исследовательской деятельности, позволяют из многообразия внутренних и внешних факторов выбрать нужные решения.

При решении основных проблем перспективного проектирования автомобилей, сложных машин и агрегатов требуется проведение больших **исследовательских работ** и соответствующие материальные средства, в том числе лабораторное оборудование.

Оснащенность лабораторий и экспериментальных цехов современ-

ным оборудованием должна отвечать все возрастающим требованиям.

Проблемы конструирования одновременно являются производственно-технологическими и экономическими. Это требует координированных, увязанных во времени решений задач проектирования по всей цепи производственной кооперации как внутри завода, так и вне его. Проектирование автомобиля взаимосвязано с подготовкой средств производства (оснастка, приспособления, приобретение станков и инструмента).

Стоимость проектирования новой техники повышается. Однако экономия на проектировании не допустима, т.к. из-за этого могут возрасти расходы на последующих этапах. Потери из-за ошибок конструктора увеличиваются пропорционально выпуску автомобилей и прогрессивно возрастают во время эксплуатации. Затраты на проектирование и производство составляют лишь небольшую часть общих расходов на эксплуатацию автомобиля.

Проектирование - процесс творческий, изобретательность и инициатива при этом должны стимулироваться с учетом интересов не только производства, но и эксплуатации. Это позволяет повысить темп технического прогресса и мобильность промышленности.

Качество автомобиля и его агрегатов определяется совокупностью различных свойств, которые выявляются при взаимодействии его с другими изделиями или внешними факторами. В дальнейшем рассматриваются те свойства изделий, проявление которых имеет важное значение для производства и эксплуатации.

Свойства изделия оцениваются с помощью критериев и измерителей. Такими эталонами при сравнительной оценке являются показатели конструкций, зарекомендовавших себя с хорошей стороны в эксплуатации или на мировом рынке. При безотносительной оценке применяют технически прогрессивные и экономически обоснованные нормы, которые необходимо разрабатывать и указывать в техническом задании на проектирование новых объектов. Необходимо подчеркнуть, что критерии и измерители должны наиболее полно характеризовать свойства, которые оцениваются с их помощью.

Каждое свойство конструкции должно рассматриваться и оцениваться в различных условиях эксплуатации и может иметь различное количество измерителей. Свойства конструкции автомобиля или агрегата определяются конструктивными параметрами и характеристиками рабочих процессов, а также свойствами применяемых материалов. К конструктивным факторам относятся геометрические размеры, ки-

нематические соотношения (передаточные числа и т. п.), массы деталей и систем и распределение этих масс в конструкции, взаимное расположение деталей и их форма. Рабочими процессами называются физические и физико-химические процессы, совершающиеся в агрегатах и системах автомобиля во время их работы.

Свойства конструкции формируются в процессе проектирования и выявляются в производстве, эксплуатации и ремонте автомобиля. Необходимо определить совокупность всех конструктивных, производственных и эксплуатационных факторов, которые вызывают изменение свойств конструкции на разных стадиях производства и использования автомобиля. Зная эти факторы, можно управлять свойствами и прогнозировать их для новых конструкций.

Перспективные в отношении модернизации конструкции, позволяющие совершенствовать показатели рабочих процессов и их выходные характеристики без коренного их изменения, дольше сохраняются на производстве, что экономически выгодно.

Для создания новых конструкций требуется несколько лет, поэтому проектирование последующих конструкций необходимо начинать с момента постановки на производство новой конструкции, а в отдельных случаях даже раньше, создавая постоянно конструкторский «задел», надлежащим образом испытанный и исследованный в лабораториях. Подготовленные для производства перспективные конструкции служат также надежной основой для долголетнего планирования и развития специализации и кооперирования в промышленности. Наличие «задела» является необходимым и способствует ускорению технического прогресса.

Целесообразно долголетнее планирование развития конструкций. Относительно небольшие изменения конструкции, повышающие ее качество и не требующие большой перестройки производства, должны проводиться немедленно после того, как в этом возникла объективная необходимость. Модернизация конструкций должна представлять собой непрерывный процесс их совершенствования.

Особо важным требованием, предъявляемым к производственному процессу, является обеспечение однородности качества продукции, что необходимо для повышения ее надежности, увеличения эксплуатационной долговечности деталей и снижения затрат на обслуживание и ремонт. Однородность качества может быть использована как резерв для снижения веса автомобиля.

Качество автомобиля зависит от культуры производства, которую можно характеризовать как способность выпускать машины с высоки-

ми технико-эксплуатационными показателями при высокой однородности продукции, предельно малом браке и ошибках по технологическим и производственным причинам. Даже в хорошей конструкции могут появиться дефекты из-за неудовлетворительного её исполнения.

Особые задачи при улучшении оперативности возникают в связи с тем, что гибкость организации производства должна сочетаться с массовым выпуском продукции на базе комплексной автоматизации, механизации и специализации, что требует коренной перестройки и внедрения дорогостоящих поточных линий с длительным сроком самоокупаемости. Возникающие при этом трудности и противоречия должны правильно решаться на базе сочетания «задела» высокого качества и гибкой организации производства, основанной, в частности, на применении переналаживаемых автоматических линий, наличии свободных позиций, новом подходе к принципам работы линий. Автоматизация и механизация производственных процессов не должны ограничивать оперативность производства, а, наоборот, должны способствовать ее развитию - только такая автоматизация может считаться прогрессивной.

Развитие конструкций автомобилей и технологии их изготовления невозможно без выпуска современного оборудования другими отраслями промышленности (станкостроительной, металлургической, химической, приборостроения и т. п.). Наличие современного оборудования на автозаводах способствует повышению оперативности производства и развитию перспективных конструкций. Автозаводы должны иметь возможность приобретать современное оборудование как внутри страны, так и у ведущих фирм за рубежом.

Стоимость современной высокопроизводительной техники постоянно растет. Это связано с увеличением затрат в творческой сфере (конструкторские и технологические бюро, лаборатории, научно-исследовательские организации), на исследования в области интенсификации и автоматизации рабочих процессов, повышения надежности конструкций, создание новых агрегатов и систем автомобиля с прогрессивными принципами действия, снижением веса, созданием полигонов, лабораторий, расчетных центров, опытных производств, приобретением для них дорогостоящего оборудования.

Для нахождения компромиссного решения необходимо провести большую работу, чтобы получить точные сведения перед тем, как принять решение. Так долговечность автомобиля должна быть экономически целесообразной. Например, стремление к уменьшению массы автомобиля и снижению себестоимости без учета эксплуатационных затрат

приводит к повышению затрат на ремонт, покупку запасных частей и увеличению простоев.

Повышение стоимости автомобиля в производстве оправдано, если при этом уменьшаются эксплуатационные расходы. Решение о выпуске новой техники должно приниматься с учетом интересов не только производства, но и эксплуатирующих организаций, расходы которых значительно выше цены на автомобиль.

Ошибка, которая часто встречается при проектировании, - излишне большой вес и долговечность одних элементов автомобиля при недостаточной долговечности других. Неправильное решение одной из основных задач - обеспечение целесообразной долговечности отдельных элементов конструкции - приводит к увеличению веса автомобиля, что снижает его полезную грузоподъемность, и к нарушению «кратности» долговечности деталей, вследствие чего значительно повышается стоимость ремонта, а также возрастает количество разборок агрегатов автомобиля и его простоев.

Анализируя противоречия и вызванные ими компромиссные решения в процессе конструирования, необходимо помнить, что с течением времени условия принятия тех или иных решений изменяются. Компромиссное решение является оптимальным только в данной конкретной обстановке на данном отрезке времени. Но основное направление развития конструкции не должно изменяться длительное время, так как оно обусловлено перспективой развития автомобильной техники в соответствии с её мировым развитием.

При обновлении базовой модели необходимо проектировать автомобиль с позиции полного удовлетворения потребностей, имеющихся у потенциальных покупателей. На основе расширенной конструктивной унификации переходить на новые, более перспективные схемы конструкции и принципы производства.

При выборе новых решений иногда наблюдается удачное сочетание различных факторов, действующих в одном положительном направлении. Например, чтобы уменьшить сопротивление движению автомобиля, желательно уменьшить его высоту, что, в свою очередь, полезно и в отношении повышения его устойчивости.

Оптимальное компромиссное решение есть прогрессивное техническое решение, которого конструктор добился с учетом правильно выбранных ограничений, главнейших факторов, степени воздействия этих факторов и пределов возможного увеличения или уменьшения влияния каждого из них.

Конструкция автомобиля непрерывно изменяется, совершенствуется в соответствии с общим прогрессом техники. Современный автомобиль легче, меньше расходует топлива и времени для перевозки груза, легче управление автомобилем, повышена комфортабельность езды, водитель и пассажиры лучше защищены в случае ДТП, значительно увеличена безопасность движения. Во много раз возросла производительность автомобилей вследствие увеличения скорости движения, маневренности, грузоподъемности, проходимости и т. п.

Оценивая конструкцию, важно знать, на какой стадии развития она находятся и какие имеет резервы интенсификации рабочих процессов.

Наряду с развитием типовых конструкций, возникают новые, имеющие оригинальные схемы и принципы действия, которые обусловливают повышение эффективности рабочих процессов, уменьшение веса и стоимости автомобиля, увеличение его прочности и т.п. Но от появления первых новых образцов до внедрения конструкции в производство проходит много времени.

Изобретения ограждаются патентами, поэтому при анализе новой конструкции следует обращать внимание, не является ли она стремлением обойти защищенные патентом устройство или принцип.

Не всегда новые идеи можно реализовать в конструкции. Теоретические или другие предпосылки в большинстве случаев не могут быть доказательством практической ценности новых идей. Только при воплощении идей в образцах можно доказать их эксплуатационные и производственные преимущества. Весьма трудно отобрать те идеи, над которыми следует работать, поэтому необходимо расширять экспериментальные работы с опытными образцами, по которым можно достаточно точно оценить новые качества конструкций, применяя объективные теоретические и экспериментальные методы и сопоставляя образцы с другими объектами такого же назначения. Кроме того, имея образцы, можно дать конкретные предложения по их дальнейшему совершенствованию или использованию.

В мировой практике известны случаи, когда новые конструкции быстро снимались с производства. Это происходит, когда данное конструктивное решение даже при правильной идее не дает в эксплуатации ожидаемых результатов или было найдено более простое или экономически выгодное решение. Иногда хорошие идеи не находят практического применения, так как еще нет новых технологических методов, необходимых для их осуществления, или отсутствуют нужные материалы, смазка и т.п.

Задачи проектирования

Перспективная модель транспортной машины разрабатывается на основании следующих главных требований: удовлетворение потребностей заказчика (промышленности, строительства, внешней торговли, армии и др.) при минимальном количества базовых моделей и их модификаций, экономное расходование металлов на изготовление и топлива в эксплуатации, особенно для транспортных машин массового производства; наиболее полное использование капиталовложений на создание, например, нового автомобиля. Необходимо учитывать при этом возможности нефтеперерабатывающей и химической промышленности, дорожные условия, в которых будет эксплуатироваться автомобиль, возможность расширения экспорта и внутреннего потребления, типажа двигателей и других агрегатов, которые могут использоваться на перспективной модели.

Базовые параметры (грузоподъемность, пассажировместимость или габаритная длина, вес автомобиля, литраж двигателя и т. п.), указанные в перспективном типаже, уточняются в процессе разработки технического задания. Для этого перед конструкторами ставится задача - определить на начальной стадии проектирования нового объекта объем конструктивной унификации в агрегатах и узлах, который должен лечь в основу разработки эскизного и рабочего проектов. Унификация влияет на базовые и другие конструктивные параметры автомобиля, что необходимо учитывать при составлении технического задания. Уточнение этих параметров должно сопровождаться сопоставлением их с нормами ЕЭК ООН, с показателями лучших мировых образцов и с параметрами, полученными на основе анализа мировой статистики и испытаний лучших образцов автомобильной техники.

Для удовлетворения потребностей различных районов (Крайнего Севера, высокогорных и т. д.) необходимо создание модификации автомобилей, в максимальной степени приспособленных к конкретным климатическим и дорожным условиям и к виду перевозимых грузов.

Следует отметить, что автомобиль с хорошими качественными показателями, спроектированный для одних условий эксплуатации (дорога, климат, нагрузка), может оказаться малопригодным для эксплуатации в других условиях.

Большое значение имеет сохранность грузов при транспортировке и полное использование грузоподъемности автомобиля. С этой целью конструкция кузовов должна быть приспособлена для перевозки различ-

ных грузов, погрузка и укладка грузов должна быть в соответствии с плотностью и другими свойствами. Специализированный транспорт лучше приспособлен к характеру грузов и грузопотоков, вследствие чего увеличивается производительность автомобиля и снижается себестоимость перевозок. Однако экономическая эффективность может быть достигнута только в том случае, если специализированный подвижной состав эксплуатируется в условиях, предусмотренных при проектировании.

Особые требования выдвигаются в связи с экспортом автомобилей в страны с тропическим климатом и с особыми условиями использования грузоподъемности. Вследствие этого необходимо выпускать специальные модификации для экспорта.

Автомобили работают с полуприцепами различного назначения, с механизированными погрузочно-разгрузочными устройствами, с экскаваторами и другими механизмами. При комплексном использовании техники повышается производительность и возрастает экономический эффект. Поэтому необходимо согласовывать базовые и другие конструктивные параметры автомобилей и тех устройств, с которыми они могут работать. Например, вместимость и грузоподъемность кузовов самосвалов и специализированных прицепов должны быть согласованы с объемами ковшей экскаваторов, размеры контейнеров и поддонов - с размерами платформ грузовых автомобилей и т.п.

Производительность автомобиля

Основное требование, предъявляемое к автомобилям новой конструкции (прежде всего к грузовым и автобусам), состоит в повышении их производительности.

Высокая производительность, уменьшение времени перевозки грузов достигаются улучшением динамики автомобиля (повышением скоростных, тяговых и тормозных качеств автомобиля), маневренности, проходимости, грузоподъемности и т. д.

Производительность автомобильного транспорта является функцией грузоподъемности автомобилей, количества задействованных автомобилей и их средней скорости движения. Производительность автомобильного транспорта растет вследствие увеличения каждого из этих факторов. Для увеличения средних скоростей улучшаются тяговые и скоростные свойства автомобиля, его маневренность и проходимость. Сокращение времени перевозок достигается путем уменьшения времени на вспомогательные операции.

Насыщенность дорог автомобильным транспортом непрерывно повышается, растет напряженность движения, появляется необходимость увеличения пропускной способности дорог и повышение скорости движения и маневренности автомобиля. Улучшение динамических качеств достигается повышением мощности двигателя и правильным выбором передаточных чисел коробки передач.

Агрегаты и системы автомобиля взаимно функционально связаны. От кинематических и динамических связей агрегатов и систем зависят входные и выходные характеристики их рабочих процессов. Например, колебания крутящего момента двигателя передаются по всей системе силовой передачи, определяя нагрузочные режимы ее агрегатов. Входные и выходные характеристики рабочего процесса могут быть стабильны только при постоянном режиме работы автомобиля. Но условия работы агрегатов и систем автомобиля непрерывно изменяются. Рабочие процессы характеризуются установившимися, неустановившимися и переходными режимами различной интенсивности.

Величина параметров входных характеристик зависит от нагрузки автомобиля, режима движения (скорости, ускорения), условий управления автомобилем, дорожных и атмосферных условий. Входными характеристиками могут быть мощность, нагрузка, скорость, перемещение и т.п. В колесном тормозе, например, входной характеристикой является давление жидкости в рабочих цилиндрах или воздуха в тормозных камерах

Для каждого агрегата, системы имеются ограничения, не позволяющие повышать интенсивность рабочего процесса. Совершенствование конструкций обычно связано с интенсификацией рабочих процессов, что вызывает, в частности, необходимость устранить ограничения, обусловленные прочностью конструкции или другими причинами.

Существуют типичные условия эксплуатации, в которых работает автомобиль большую часть времени, и предельные, редко повторяющиеся, но максимальные по воздействию на конструкцию и поэтому опасные.

Для шины, например, выходными характеристиками является коэффициент сцепления с дорогой в продольном и поперечном направлениях, углы бокового увода при различном внутреннем давлении в шине, в зависимости от боковых реакций, вертикальной нагрузки, коэффициента сцепления, угла развала колес и скорости качения колеса (статические и динамические зависимости); боковые деформации шины (статические и динамические) в зависимости от боковых реакций. конфигурация сред-

ней линии шины при качении с постоянными и переменными углами увода, частотные характеристики боковых и угловых деформаций шины, реакции колеса с эластичной шиной при переходе с одного режима качения на другой (например, при свободных боковых колебаниях колеса), коэффициент сопротивления качению, вертикальные реакции, возникающие при переезде колеса через неровности заданной формы.

В шестеренчатых передачах выходные характеристики должны отражать их преобразующие свойства и потери, возникающие при передаче мощности. Однако практика показывает, что в некоторых случаях этих характеристик недостаточно. Например, в гидромеханических передачах для разгона автомобиля без рывков при переходе с одной ступени в коробке передач на другую необходимо, чтобы переход этот осуществлялся без резкого увеличения крутящего момента. Изменение крутящего момента на выходном валу коробки передач является важной характеристикой гидромеханической передачи.

После завершения доводки конструкции выходные характеристики всех агрегатов и систем включаются в технические условия и периодически контролируются во время изготовления и эксплуатации.

Таким образом, в процессе проектирования необходимо:

1) выявить и сформулировать требования, которые должны быть предъявлены к конструкциям агрегатов и системам автомобиля и их рабочим процессам. Эти требования должны основываться на получении необходимых выходных характеристик рабочих процессов, которые должны быть включены в техническое задание;

2) определить совокупность факторов (конструктивных, технологических), от которых зависят выходные характеристики, и отразить эти факторы в технической документации (чертежах, технических условиях);

3) определить требования к внутренней среде (смазочной, воздушной, гидравлической), от которой зависит надежность механической части конструкции, и обеспечить стабильность среды в условиях типичных и предельных режимов. Физические и химические свойства среды должны быть с достаточной полнотой и точностью отражены в технических условиях;

4) определить интенсивность рабочих процессов путем выявления типичных и предельных внутренних режимов (с учетом эксплуатационных условий);

5) произвести расчет конструкции и лабораторную доводку агрегатов и систем автомобиля, основываясь на характеристиках типичных и

предельных режимов.

Рабочие процессы в пределах заданных характеристик должны быть стабильны, т.е. осуществляться без отказов и перебоев в условиях типичных и предельных режимов. Отказы могут быть вызваны различными причинами: в гидропередачах – засорением автоматической системы управления; в двигателях – нагаром на свечах зажигания, нарушающим образование искры, газовыми пробками в системе питания и т.п. Частичное или полное разрушение деталей, старение их материала и связанные с этим изменения механических свойств также могут вызвать перебои в рабочих процессах или отказ агрегата. Закономерные и случайные причины, из-за которых нарушаются рабочие процессы, должны выявляться в процессе доводки конструкции и устраняться соответствующими конструктивными и технологическими мерами, включающими очистку картеров, трубопроводов и других деталей перед сборкой для предотвращения загрязнения рабочей среды, регулировку системы, повышающую точность и надежность, предохранение против коррозии и пр.

Снижение массы автомобиля

Снижение массы автомобиля достигается за счет снижения массы его узлов и агрегатов. При большом выпуске даже незначительное уменьшение массы дает большую экономию. Масса автомобиля может быть уменьшена за счет тщательной проработки конструкции при проектировании (выбора наиболее легкого варианта конструкции, не допущения излишних запасов прочности, анализа нагруженности деталей, расчетов на прочность, экспериментальных проверок и т.п.), применения легких и прочных материалов. Эффективно уменьшение массы наиболее металлоемких агрегатов: силовых агрегатов, рамы, заднего моста, подвески, кузова и кабины.

Грузовой автомобиль характеризуется коэффициентом использования массы, представляющим собою отношение его грузоподъемности к массе снаряженного автомобиля Характерные величины коэффициентов использования массы для автомобилей различной грузоподъемности приведены в табл.1.

Рассчитанные для эксплуатации в основном по плохим дорогам, российские автомобили имеют большой запас прочности и, следовательно, тяжелые. В хороших дорожных условиях за рубежом они допускают значительную перегрузку. Например, в Финляндии автомобиль ГАЗ-53 при грузоподъемности 4 т по хорошим дорогам перевозит 6 и

даже 8 т. При этом увеличивается производительность автомобиля и снижается себестоимость перевозок.

Таблица 1

Коэффициент использования массы автомобиля

Грузоподъемность автомобиля, т	1,5	3,0	5,0	8,0	12,0
Коэффициент использования массы снаряженного автомобиля	1,25	1,1	0,95	0,9	0,85

Повышение скоростей движения, мощности двигателя, увеличение размеров кузовов легковых автомобилей, применение средств автоматизации управления и повышение комфортабельности и безопасности привело к увеличению массы автомобилей. В табл. 2 приведены удельные массы агрегатов автомобиля ЗИЛ-130 по отношению к его сухой массе в %:

Таблица 2

Удельные массы агрегатов автомобиля

Агрегаты автомобиля	
Силовой агрегат (двигатель, сцепление, коробка передач)…….14,4 Сцепление …….0,.7 Коробка передач…….. ….2,6 Карданные валы……0,8 Задний мост…….. ….5,8 Передняя подвеска…… 2,6	Задняя подвеска……5,3 Колесо с шиной…….. 2,2 Комплект колес….....15,4 Рулевой механизм……..1,2 Передние и задние тормоза……..... 4,9 Рама……..8,2

Современные конструктивные решения, где используются легкие материалы и снижены размеры агрегатов и систем автомобиля, позволяют значительно уменьшить массу и габаритные размеры автомобиля. Например, задний мост автомобиля ЗИЛ-130 с гипоидной передачей имеет массу на 50 кг меньше, чем задний мост с двойной главной передачей, а V-образный двигатель того же автомобиля при рабочем объеме 6 л имеет массу 326 кг, тогда как масса однорядного с таким же рабочим объемом равна 391 кг, т. е. масса V-образного двигателя на 16,5% меньше. Масса двигателя снижена за счет сокращения числа опор и уменьшения длины коленчатого вала и блока. Снижению массы автомобиля способствует объединение деталей, выполняющих различ-

ные функции, в одну конструкцию. Наиболее характерными примерами являются безрамные конструкции легковых автомобилей, объединение в одном агрегате рулевого механизма и гидроцилиндра усилителя, как это сделано на автомобилях ЗИЛ и КАМАЗ, подвеска Макферсон и др.

Повышение нагруженности конструкций и равнонапряженности деталей является одним из основных путей снижения массы. Предельно напряженные конструкции обычно являются и предельно легкими.

Повышение напряженности деталей вызывает необходимость введения конструктивных и технологических новшеств. К мерам, позволяющим повысить срок службы механизма, относятся: увеличение реальной площади контакта рабочей поверхностей трущихся деталей механизма путем повышения точности изготовления и чистоты поверхностей, повышение твердости трущихся поверхностей, местное упрочнение поверхностей термическим и механическим способами, создание оптимальной смазочной среды, использование специальных противозадирных и противоизносных покрытий, хорошая защита от попадания грязи в механизм, придание деталям форм, позволяющих оптимальное распределение нагрузки с учетом жесткости; уменьшение напряжения в опасных зонах деталей; повышение однородности механических качеств в готовых изделиях; устранение пиковых нагрузок с помощью резиновых муфт, резиновых опор; повышение точности резьбы.

Уменьшение толщины стенок литых деталей (картеров, блоков) достигается путем усовершенствования технологии отливки, а также применения чугуна, легированного магнием, обладающего лучшей текучестью. Прецизионное литье чугунных блоков легковых автомобилей США, например, позволило делать толщину стенок блока 3,8 мм. При этом разность их толщины составляет не более 0,8 мм, что привело к уменьшению массы блока на 20 %.

Применение алюминиевых и магниевых сплавов позволяет снизить массу автомобильных конструкций. В мировой практике применение легких сплавов непрерывно расширяется. Масса алюминиевого кузова, например, меньше массы стального на 40 – 50%. Стоимость кузова из алюминия повышается на 25 – 30%, но при этом полезная нагрузка в кузове увеличивается на 20–25%. Высокая стоимость алюминиевого кузова быстро окупается. Широко используется алюминий для изготовления кузовов автомобильных фургонов.

Получили распространение за рубежом автомобильные кузова-фургоны и фургоны-рефрижераторы, полностью изготовленные из пластмассы. Преимуществом пластмассовых кузовов кроме малого веса

является высокая коррозиоустойчивость, а для рефрежераторов также низкая теплопроводность.

Снижение трудоемкости изготовления автомобиля Стандартизация агрегатов, узлов и деталей

Трудоемкость изготовления и восстановления конструкции определяется ее технологичностью, а также развитием стандартизации, нормализации и конструктивной унификации. Значительное снижение трудоемкости изготовления автомобилей возможно при большом их выпуске и внедрении стандартизации, при использование которой сокращается число применяемых профилей материалов, посадок, размеров и соединений деталей, конструкции деталей, узлов и агрегатов и крепежных деталей. Стандартизация сокращает до минимума разновидность изделий при обязательном сохранении их потребительских качеств и получении максимальных экономических преимуществ при минимальных затратах в производстве.

Из большого количества существующих крепежных деталей для удобства снабжения сборки используется лишь незначительная часть. Для этого создается их рекомендуемый перечень, называемый заводской нормалью крепежных деталей. Также поступают с посадками, инструментом, соединениями и т.п., которыми пользуются на данном предприятии или на предприятиях, входящих в кооперацию (ведомственная и заводская нормализация). Ведомственную нормализацию можно рассматривать как решение частных случаев стандартизации и как основу при составлении ГОСТов.

Использование одних и тех же деталей, узлов и механизмов на автомобилях разных марок называется конструктивной унификацией. Развитие стандартизации привело к созданию семейств агрегатов на основе широкой конструктивной унификации узлов и деталей при сохранении базовых размеров. Стандартные детали, узлы и механизмы применяются на нескольких сходных базовых автомобилях и их модификациях.

Создание семейств автомобилей основано на широкой конструктивной унификации, предусматривающей использование одних и тех же агрегатов (иногда с небольшими изменениями) на разных моделях однотипных автомобилей. При решении вопросов унификации большое значение имеют масштабы производства. Иногда экономически целесообразно применять унифицированные агрегаты при некотором увеличении их габаритных размеров и массы.

Увеличение числа унифицированных деталей приводит к сокращению

номенклатуры изделий и инструмента и создает предпосылки для применения при их изготовлении более производительного оборудования, большей механизации и автоматизации производственных процессов, а также автоматических линий. Массовое производство этих деталей, узлов и агрегатов концентрируется на специализированных заводах.

Вместе с тем, стандартизация не должна ограничивать возможности создания новых конструкций с высокими технико-эксплуатационными качествами, развитие стандартизации не должно мешать обеспечению высоких эксплуатационных показателей автомобилей. Экономические и технические предпосылки унификации должны быть основаны на точном количественном учете всех потерь и преимуществ.

Производственная технологичность конструкций. Основным признаком, определяющим технологичность конструкции, является соответствие формы детали, материала и точности передовым методам изготовления с использованием современного оборудования.

Технологичность конструкции следует рассматривать также с точки зрения технологической преемственности данного завода. Выбор технологического процесса зависит от масштабов производства.

Вследствие появления новых технологических процессов возникают новые конструктивные решения. Так, применение точного литья по выплавляемым моделям возможно только для деталей соответствующей формы. Применение сварки требует особой конструкции узла и деления его на детали.

Конструктивные методы объединения и членения конструкций различны, как различно и их назначение. Несколько деталей объединяются в одну для снижения веса и уменьшения трудоемкости и себестоимости. Например, объединяют шестерни в один блок в коробках передач. В тормозных колодках, наоборот, детали делят: отдельно изготовляют ребро и накладку, а затем их сваривают или склепывают, т. е. применяют для каждого элемента высокопроизводительные способы изготовления с малыми отходами металла.

В узлах трения автомобилей широкое применение получили пластмасса и резина.

За рубежом массовое производство автомобильных деталей, узлов и агрегатов выполняется на специализированных заводах. Такие же тенденции имеются и в Российской Федерации. Специализация и кооперирование в промышленности являются естественным, закономерным результатом развития стандартизации и отражают соответствующие этапы и состояние ее развития.

Ремонтная технологичность - свойство, которое отражает соответствие конструкции технологическим методам восстановления. Для уменьшения трудоемкости ремонта допустимо некоторое повышение стоимости изготовления деталей и даже увеличение их веса.

Требования ремонтопригодности конструкций, как уже говорилось, должны быть включены в техническое задание на проектирование. Эти требования заключаются в сохранении производственных баз обработки, разделении деталей на части в неравнопрочных конструкциях, введении промежуточных деталей в изнашиваемых соединениях, предохранении от износа посадочных поверхностей под подшипниками в ступицах, картерах коробок передач и главных передачах; повышении точности резьбы, стабилизации внутренних напряжений в картерах и штампованных деталях и т. п.

Эксплуатационная технологичность достигается уменьшением числа точек и операций обслуживания, сокращением времени проведения этих операций, удлинением периодичности обслуживания, улучшением доступности к местам обслуживания, приспособленностью конструкции к механизации и автоматизации процессов обслуживания, легкосъемностью агрегатов и деталей.

Обслуживанию подлежат механизмы и узлы, требующие периодического осмотра и регулировки, а также шины, кузов и кабина, которые моют, очищают от грязи и сушат. Кабина, кроме того, должна подвергаться санитарной обработке.

Трудоемкость проведения операций обслуживания в дорожных условиях зависит от номенклатуры прилагаемого инструмента и удобства пользования им. Число точек смазки на современных автомобилях сократилось с нескольких десятков до нескольких единиц. Необходимость обслуживания многих узлов полностью исключена.

Увеличение периодичности обслуживания связано с применением более стойких масел и смазок, которые длительное время (50-60 тыс. км*)* не требуют добавления или смены. Присадка дисульфид молибдена и другие присадки улучшают смазывающие и антифрикционные свойства смазок и их стабильность.

Одновременно с повышением качества масел и смазок особое внимание необходимо уделять качеству подшипников и герметизации узлов с помощью защитных устройств сальников, отражателей и т.п.

Эффективным средством уменьшения трудоемкости обслуживания является унификация сортов смазочных материалов и жидкостей для всей автомобильной промышленности, с доведением их количества до

5-7 для одного автомобиля и до 15 -20 для всего парка. Число типоразмеров пробок сливных и наливных отверстий для легковых автомобилей должно составлять не более двух, а для грузовых и автобусов – двух-трех. Унификация крепежных деталей и уменьшение количества их типоразмеров облегчают ремонтные работы.

На современных автомобилях широко применяются самоконтрящиеся гайки. При использовании обычных гаек в начале эксплуатации новых автомобилей требуется неоднократно проверять крепление узлов и агрегатов, что усложняет эксплуатацию. Сокращение числа мест, требующих регулировки, облегчение доступа к ним уменьшают объем работ при обслуживании. Периодичность обслуживании, в том числе проверок креплений, должна быть не чаще, чем через 12 - 15 тыс. км. Точность резьбы крепежных деталей должна быть высокой.

В работах, связанных с обслуживанием автомобилей, большой объем занимают операции мойки и уборки автомобиля и санитарной обработки кузова. Для облегчения этих операций необходимо, чтобы не было труднодоступных мест в нижней части кузова и карманов, в которых скапливается грязь и затруднен доступ для их очистки. Кузов автобуса должен быть приспособлен для механизированной уборки, мойки и санитарной обработки и защищен от коррозии, являющейся бичом кузовов многих автомобилей.

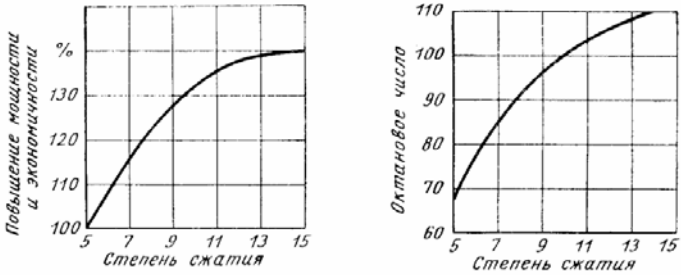
Снижение расхода топлива

В стоимости перевозки груза затраты на топливо составляют 30-50 % от общих затрат. За время эксплуатации грузового автомобиля и автобуса расходы на топливо в несколько раз превышают их начальную стоимость. Поэтому снижение расхода топлива имеет большое значение. Расход топлива снижается за счет повышения экономичности двигателя, повышение кпд трансмиссии, шин и т.д. Например, дизель на ту же мощность расходует топлива в среднем на 25 % меньше, чем бензиновый двигатель,

Мощность и экономичность двигателей зависит от степени сжатия. Но с повышением степени сжатия требуется увеличение октанового числа бензина. Зависимость мощности от степени сжатия и необходимого октанового числа приведена на рис. 1*а*,*б*.

На грузовых автомобилях большой грузоподъемности и автобусах в основном устанавливаются дизели. Для легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности основным двигателем является бензиновый. Применение многотопливных двигателей, устройство которых

аналогично дизелю, но степень сжатия равна 22- 24, позволяет использовать до 70 % различных углеводородов сырой нефти, тогда как в бензиновых двигателях и дизелях используется только 50 % углеводородов. Однако из-за их большей сложности широкого применения они не нашли.



а) б)

Рис. 1. Зависимость мощности двигателя:
а - от степени сжатия; б - от необходимого при этом октанового числа бензина

Электронные системы впрыска топлива. Оптимальным техническим решением для снижения расхода топлива и вредных составляющих в выхлопных газах является использование систем, обеспечивающих точное дозирование топлива по отдельным цилиндрам двигателя во всем диапазоне режимов его работы. Наиболее полно этим требованиям отвечают системы впрыска бензина вместо его распыливания карбюратором. В настоящее время широко используются системы впрыска бензина с электронными схемами - периферийная или центральная. Эти системы работают с бортовыми компьютерами, позволяющими точно регулировать поступление бензина в зависимости от условий эксплуатации. В этом случае достигается высокое согласование характеристик двигателя и системы впрыска. Датчик командного параметра, дающий сигналы электронной схеме впрыска бензина, размещается во впускном трубопроводе.

Применение получили системы как центрального, так и распределенного впрыскивания бензина. Преимуществом первой является относительная простота конструкции, взаимозаменяемость с карбюраторной системой питания, низкое давление впрыскивания (50-100 кПа), возможность использовать различные устройства для улучшения смесеобразования (подогрев воздуха или смеси, ультразвуковое распыливание), систем с обратной связью от кислородного датчика для поддержания величины коэффициента избытка воздуха с высокой степенью точности.

Однако двигатели с центральным впрыскиванием топлива имеют ряд недостатков, присущих карбюраторным системам питания: неравномерное распределение смеси по цилиндрам (по составу), наличие топливной пленки на стенках впускного трубопровода. Вследствие этого динамические и экономические показатели, как правило, получаются не намного лучше, чем у карбюраторных систем. Поэтому автомобили, предназначенные для эксплуатации в странах с жесткими требованиями к токсичности отработавших газов, оборудуются преимущественно системами распределенного фазированного впрыскивания бензина. Эти системы впрыскивания топлива по сравнению с карбюраторной системой питания имеют следующие преимущества: существенно повышаются мощностные показатели за счет увеличения наполнения цилиндров и возможности применения инерционного наддува на заданных режимах; улучшается топливная экономичность за счет точности дозирования, равномерного распределения смеси по цилиндрам и исключения подогрева смеси. Кроме того, удается добиться оптимальных показателей на всех рабочих режимах, стабилизировать регулировочные параметры в процессе эксплуатации в различных климатических условиях, снизить требования к октановому числу топлива за счет уменьшения температуры рабочей смеси в цилиндре. Наибольший эффект достигается во время разгона и на режиме торможения двигателем, вследствие практически мгновенного изменения цикловой подачи топлива по заданной программе и отсутствия топливной пленки во впускном трубопроводе, точного дозирования топлива во время прогрева двигателя.

Система автоматического регулирования токсичности отработавших газов и оптимального расхода топлива основана на поддержании стехиометрического состава смеси при различных режимах работы двигателя.

Проведенные исследования показали, что требуемая точность поддержания стехиометрического состава смеси может быть обеспечена топливо-впрыскивающей аппаратурой в сочетании с дополнительным замкнутым контуром автоматического регулирования подачи топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха α, который с достаточной степенью точности может быть определен путем измерения концентраций кислорода в отработавших газах. На этом принципе разработан датчик λ -зонд, который с высокой точностью реагирует на содержание кислорода в отработавших газах. Выходной электрический сигнал датчика λ-зонда подают на управляющее звено аппаратуры впрыска топлива. Когда содержание кислорода в отработавших газах откло-

няется от заданного значения, то по сигналу от датчика λ-зонда вводится соответствующая поправка цикловой подачи топлива.

Применение на автомобильном транспорте систем впрыска легкого топлива позволяет повысить на 10-12 % мощность двигателя за счет улучшения коэффициента наполнения, а также улучшить топливную экономичность на 8 – 9 % и сократить содержание вредных веществ в отработавших газах.

Количество воздуха, поступающего в двигатель, измеряется термоанемометром в виде платиновой проволочки, расположенной в потоке воздуха. Чем больше расход воздуха, тем интенсивнее охлаждается проволочка и тем больше расход энергии на поддержание ее постоянной температуры. В зависимости от расхода энергии устанавливают требуемую подачу топлива. Преимущества термоанемометра по сравнению с обычным расходомером – меньшие потери напора и малые габариты. Одновременно с впрыском созданы и используются электронные системы зажигания с оптимальной кривой зажигания для широкого диапазона нагрузок.

Применение системы впрыска снижает расход бензина на 10—14%. Благодаря более точной дозировке подаваемого в цилиндры бензина при впрыске существенно уменьшается токсичность отработавших газов, что требуется по нормам Евро-2, Евро-3 и т.д.

Важное экономическое значение имеет перевод автомобильного транспорта на газовое топливо. Если затраты на топливо при работе двигателя автомобиля на бензине составляют 30 – 50 % от себестоимости перевозок, то при работе на газе – лишь 20 - 25 %. Кроме того, это высвобождает ресурсы жидкого топлива и снижает загрязнение воздушного бассейна. Все это говорит о важности широкого использования газового топлива на автомобильном транспорте. В конструкции современных автомобилях такая возможность обычно предусматривается, в том числе на автомобилях с дизелями.

Проектная документация

Выполненный на компьютере в одном из графических редакторов и напечатанный на плоттере или начерченный на доске **чертеж** представляет собой графическое изображение конструкции. Он воплощает идеи и замыслы создателя машины. Чертеж является документом, понятным различным исполнителям, его графическое выполнение соответствует общепринятой форме, он содержит необходимое для изготовления детали количество размеров, надписей и условных обозначений.

Чертеж - результат творчества и, как всякое творчество, отражает индивидуальные особенности того, кто его создал и характеризует культуру конструкторско-исследовательской школы. Чертеж должен содержать данные, которые позволяют технологам предусмотреть правильный процесс изготовления, сборки и контроля изделия, обеспечивая его высокое качество и однородность продукции. Чертеж должен точно отражать конструкцию и технологию изготовления детали на данном этапе производства.

Выпуск чертежей для подготовки производства является завершающим этапом работы конструкторского бюро, итогом большого цикла конструкторских и экспериментальных работ. Поэтому чертеж должен отражать все результаты доводочных и контрольных испытаний конструкции. На современных предприятиях чертежи на бумаге могут не выпускаться, вся дальнейшая работа с ними ведется с использованием записи чертежей в электронной форме.

Совершенствование производственных процессов, изменение технологии и методов отработки, модернизация конструкции, унификация ее и т.п. вызывает необходимость периодически вводить в чертежи изменения

Чертеж является главным связующим звеном между конструктором и технологом, поэтому он должен быть согласован (проработан) с технологами разных специальностей и экономистом.

Чтобы отразить качественные показатели, которые должна иметь деталь или собранный узел, конструктор помещает на чертеже технические требования. Например, точность сопряжения конических шестерен ведущего моста (особенно легковых автомобилей и автобусов) должна быть очень высокой. В процессе термической обработки поводка шестерен может оказаться настолько большой, что нельзя будет получить бесшумную передачу. В связи с этим конструктор указывает на чертеже предельную величину деформации шестерен.

Основным элементом чертежа, от которого зависит технология изготовления детали, является допуск на отклонение от заданного размера. Допуски и другие требования относительно необходимой точности выполнения размеров, формы и поверхностей деталей, а также условий правильной сборки деталей и узлов представляют собой основу для обеспечения необходимых свойств и высокого качества конструкции. В целях повышения качества продукции повышается точность изготовления деталей, которая непосредственно влияет на однородность и качество продукции. В зависимости от степени точности увеличивается или

уменьшается поле рассеивания эксплуатационной долговечности деталей и других показателей свойств конструкции.

Для повышения контакта сопрягающихся поверхностей на чертежах указывается чистота этих поверхностей, допуски на размеры, обеспечивающие необходимую геометрическую форму поверхностей и точность сопряжения контактирующих деталей (шестерни, карданные валы, шлицевые соединения и др.). Допустимые отклонения должны выбираться с учетом условий работы сопряжений в агрегате, монтажных условий, режимов, деформаций и температуры.

К техническому заданию на проектирование автомобиля составляется **пояснительная записка,** которая содержит обзорную часть, где дается статистический материал, относящийся к однотипным конструкциям, в виде конкретных сопоставимых численных значений базовых и других конструктивных параметров и показателей эксплуатационных свойств, имеются сведения об опыте эксплуатации и недостатках таких конструкций, выявившиеся в процессе эксплуатации, и пути их исправления. Пояснительная записка позволяет обосновать выбор базовых, конструктивных и других параметров автомобиля и дает возможность сопоставить их с существующими моделями.

Выбор базовых параметров автомобиля должен производиться с учетом правильного построения параметрического ряда. При проектировании должна предусматриваться конструктивная унификация агрегатов и узлов в пределах семейства автомобилей, выпускаемых данным заводом и кооперированными заводами. Техническое задание должно разрабатываться совместно с эксплуатирующими организациями.

В техническом задании должно содержаться:

1. Обоснование разработки новой модели автомобиля базового типа или модификации, срок постановки на производство, завод-изготовитель, производственная кооперация.

2. Основные (базовые) конструктивные параметры новой модели, базовые параметры смежных типов: номинальная грузоподъемность, полная масса автомобиля, распределение массы по осям, мощность двигателя, удельная мощность автомобиля или автопоезда.

Все базовые параметры должны быть даны в сравнении с параметрами предыдущей модели и с современными образцами мировой автомобильной техники.

3. Чертежи: общий вид шасси и автомобиля, подробная планировка кузова и сравнение ее с планировкой предыдущей модели и лучших зарубежных образцов.

4. Конструктивная унификация агрегатов в семействе автомобилей, выпускаемых заводом-изготовителем и кооперирующимися с ним другими заводами, с учетом конструктивной приемственности.

5. Производительность автомобиля. Конструктивные параметры, определяющие грузовместимость (пассажировместимость), показатели тяговой и скоростной динамики, конструктивные особенности, повышающие маневренность и проходимость автомобиля.

6. Обеспеченность средствами пуска двигателя в зимнее время, сокращение времени перехода на нормальный режим работы.

7. Удобство погрузки и выгрузки грузов, размещение их в стандартной таре и использование грузоподъемности, сохранность груза.

8. Показатели топливной экономичности автомобиля. Запас хода по топливу.

9. Удовлетворение социальных требований: конструктивные особенности, обеспечивающие безопасность движения, безвредность выпуска. Показатели комфортабельности автомобиля, оборудование кузова, повышающее удобства водителя и пассажиров.

10. Рисунки внешнего вида и отделки, макет внешних форм и чертеж внутренней планировки кабины, кузова автобуса или легкового автомобиля.

11. Надежность автомобиля, его агрегатов и систем: амортизационный пробег автомобиля и срок амортизации в годах; амортизационный пробег агрегатов и систем автомобиля; пробег до капитального ремонта кузова и рамы автомобиля (не менее амортизационного пробега автомобиля); пробег до первого капитального ремонта и количество капитальных ремонтов агрегатов (при этом завод устанавливает соответственно долговечность деталей и возможную степень обезличивания деталей в агрегате), содержание и признаки капитального ремонта по каждому агрегату, количество допускаемых восстановительных ремонтов для основных деталей (коленчатые валы и др.).

12. Перечень деталей и узлов, которые должны подвергаться профилактической замене и ремонт которых не допускается (исходя из безопасности движения и других условий). Техническая гарантия (пробег в км) деталей и узлов, не подлежащих восстановлению при ремонте (поворотные кулачки, наконечники рулевых тяг и др.).

13. Определение веса агрегатов автомобиля, нахождение координат центра тяжести автомобиля.

14. Применение легких сплавов, пластмасс и цветных металлов. Замена дефицитных материалов, расширение применения низко-

легированных листовых сталей и специальных высокопрочных чугунов.

15. Трудоемкость изготовления, обслуживания и ремонта. Способы уменьшения трудоемкости изготовления и ремонта и повышения ремонтной технологичности.

16. Ориентировочная оценка трудоемкости изготовления новых конструкций, степень использования производственного оборудования.

17. Снижение трудоемкости ухода и обслуживания; сокращение точек смазки и регулирования, доступность для обслуживания, приспособленность к механизированным средствам обслуживания, удобство пользования инструментом и его достаточность, расположение запасного колеса, удобство его смены и установки.

18 Экспортные преимущества, патентная чистота, конкурентоспособность, приспособленность к климатическим и другим условиям различных стран.

19. Соответствие дорожным условиям, габаритным и дорожным ограничениям.

3. НАДЕЖНОСТЬ ПРОЕКТИРУЕМОЙ ТЕХНИКИ

Под надежностью понимается безотказная работа конструкции в течении амортизационного срока при сохранении её характеристик. Конструкция может считаться надежной при появлении не более определенного числа отказов за установленное время работы или километров пробега, называемая также наработкой на отказ.

Сопротивляемость конструкции разрушениям различного вида - излому, скручиванию, выкрашиванию и пр. - зависит от свойств материала деталей, запаса (резерва) прочности, а также от условий и интенсивности взаимодействия деталей конструкции, определяемых принципом действия, схемой конструкции.

Сопротивляемость разрушению - важное свойство, исходя из которого при проектировании нормируется долговечность конструкции. Для этого задаются достаточные размеры сечений наиболее нагруженных деталей, выбирается материал, применяются разные виды его упрочнения. От заданной долговечности зависят габаритные размеры конструкции, ее вес, трудоемкость изготовления и стоимость. Чтобы повысить сопротивляемость разрушению, используется поверхностное упрочнение деталей термическими, термохимическими и механическими способами, устраняется обезуглероженный слой, нормируется прокаливаемость изделий, повышается точность сопряжений высоконагружен-

ных конструкций, увеличивается чистота рабочих поверхностей, вводятся противозадирные и противоизносные покрытия, проводится стабилизация напряжений в литье и поковках и повышение стойкости антикоррозионных покрытий, применяются коррозионно- и износостойкие материалы, например, высокопрочные чугуны для нагруженных деталей и низколегированные стали для деталей, изготавливаемых штамповкой, увеличивается точность балансировки деталей двигателя, карданных передач, колес. Чтобы противостоять коррозии автомобильных кузовов, применяется листовая сталь с различными антикоррозионными покрытиями, в том числе алюминиевым и пластмассовым. Для трущихся пар применяются бронза, металлокерамика, пластмассы, достаточная смазка. Необходимы высокая однородность механических свойств материала, применение износостойких покрытий, например, хромирование. Совершенно необходимо соблюдение чистоты сборки, тщательная очистка внутренних полостей картеров после литья и механической обработки, а также устранение местного ослабления детали (утонение при штамповке, подрезы, трещины и т. п.).

Рациональная конструкция деталей автомобиля позволяет не только уменьшить его вес, но и улучшить эксплуатационные свойства: поднять грузоподъемность, производительность, снизить износ, повысить коррозионную стойкость и пр. Это широко используется при создании новых конструкций, позволяя делать современные конструкции легче прежних, надежнее и долговечнее.

Нагрузочные режимы

Надежность конструкции и долговечность деталей в основном зависят от нагрузочного режима, так как разрушение материала определяется величиной напряжений, обусловленных нагрузкой в процессе работы агрегата.

Нагрузочные режимы определяются условиями эксплуатации автомобиля, режимом его движения, полезной нагрузкой, дорожными и климатическими условиями. Расчетные данные при конструировании выбираются с учетом эксплуатационных нагрузочных режимов, полученных при эксплуатационно-лабораторных испытаниях. Они систематизируются в виде классификации эксплуатационных условий для каждого агрегата и типа автомобиля. На основании эксплуатационных режимов устанавливаются эквивалентные расчетные нагрузки и коэффициенты динамичности, заменяющие воздействие на конструкцию предельных эксплуатационных режимов, а также выбираются режимы лаборатор-

ных и натурных испытаний.

Жесткость конструкции является фактором, определяющим нагруженность элементов деталей, величину, форму и расположение контактирующих поверхностей, расположение опасных сечений, величину концентрации напряжений, равномерность распределения давлений и напряжений в деталях, воспринимающих и передающих нагрузку.

Нагрузка, которая обычно рассматривается в расчетах как сосредоточенная в определенной точке детали, практически действует на поверхность (пятно контакта). В процессе работы пятно контакта изменяется по форме и размерам и перемещается в зависимости от жесткости валов, картеров, опор шестерен и т. п. Работа деталей сопровождается их деформацией, когда нагрузка перераспределяется в соответствии с деформацией и пятно контакта в сопряжениях может выйти за пределы рабочих поверхностей. На рис. 2 приведено изменение положения пятна контакта шестерен главной передачи автомобиля в зависимости от величины крутящего момента. При определении размеров и формы сопрягаемых деталей важно правильно выбрать размеры и форму пятна контакта. Зная нагрузочный режим, необходимо возможно точнее определить опасные сечения деталей.

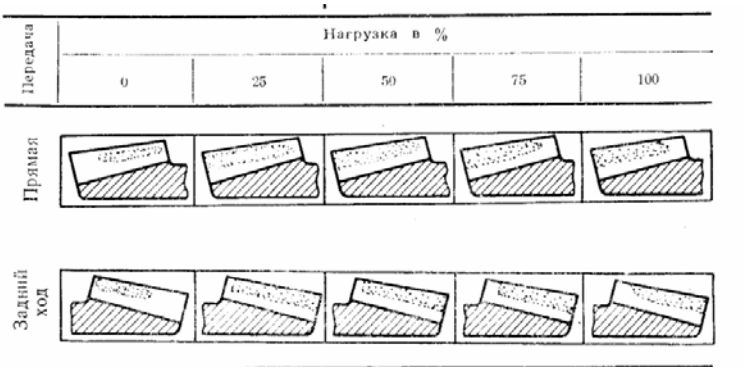


Рис. 2. Перемещение пятна контакта шестерен главной передачи автомобиля

Из-за трудности определения расчетом величины деформации деталей при передачи нагрузки новая конструкция должна проходить лабораторные исследования, которые позволяют определить фактическую деформацию, изменение пятна контакта и зазоров во всем диапазоне нагрузочных режимов, включая предельный до разрушения.

Элементы трущихся поверхностей, увеличенные для снижения из-

носа, эффективны только в том случае, если жесткость системы обеспечивает равномерное распределение давления и возможно более полное использование рабочих поверхностей. Чем жестче конструкция и больше пятно контакта, тем выше будет долговечность сопрягаемых деталей.

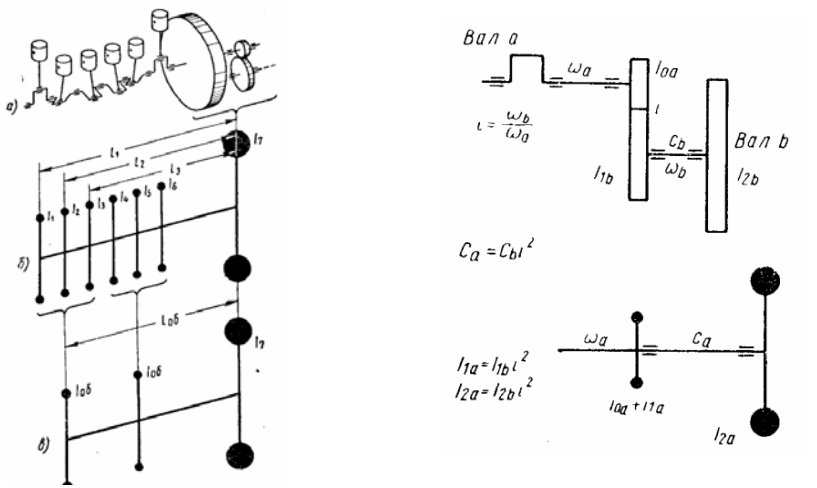
Значительные напряжения и местные деформации иногда вызываются излишне большой жесткостью отдельных элементов конструкции. Это объясняется неправильно выбранной силовой схемой, неудачным расположением мест крепления, например, кузова или кабины к раме и т. п. Возникновение дефектов: трещин, поломок, скрипов и вибраций в системе кузова, а также изменение формы дверных проемов в большой мере объясняется указанными выше недостатками каркаса кузова.

Неправильно выбранная жесткость деталей кузова ведет к появлению вибраций и резонансу колебаний, когда собственные частоты колебаний совпадают с вынужденными. Вибрации кузова вызывают неприятные ощущения у пассажиров и водителя.

Из-за колебаний крутящего момента двигателя возникают крутильные колебания трансмиссии автомобиля. Каждый из валов трансмиссии имеет свою жесткость, а установленные на них массы (шестерни, муфты и т.п.) различны по величине. В одинаковые промежутки времени эти массы поворачиваются на разные углы. В каждом сечении вал будет закручен на свой угол и иметь свою степень неравномерности вращения. Знакопеременные крутящие моменты вызывают в валах трансмиссии также знакопеременные напряжения, которые могут превышать предел выносливости, приводя к усталости материала и его разрушению. При совпадении частоты свободных крутильных колебаний системы с частотой колебания периодического крутящего момента двигателя появляются резонансные колебания. Работа двигателя и трансмиссии в этом случае сопровождается стуками, тряской, большими пиковыми моментами и становится опасной для целостности этих агрегатов. Поломки, снижение долговечности двигателя и трансмиссии происходят чаще всего из-за резонансных колебаний их деталей. Для исключения таких колебаний собственная частота колебаний деталей должна быть подобрана таким образом, чтобы не возникал резонанс колебаний в диапазоне рабочих оборотов двигателя.

Для расчета валов трансмиссии автомобиля на прочность от действия крутильных колебаний необходимо знать величину и характер изменения крутящего момента двигателя, жесткости каждого из валов трансмиссии и значения моментов инерции установленных на валах вра-

щающихся масс. Расчетом определяются амплитуды и частоты колебаний каждой из масс и строятся **формы колебаний**, показывающих изменение амплитуд по длине трансмиссии. Для упрощения расчетов трансмиссия схематизируется - рис. 3. Заменяющая её система по своим колебательным свойствам должна быть эквивалентна действительной трансмиссии. Эквивалентная трансмиссионная система состоит из упругого валопровода постоянного диаметра, не имеющего массы, на котором размещены сосредоточенные массы устанавливаемых на нем деталей. Крутильные колебания такой системы определяются значениями моментов инерции масс относительно оси и крутильными жесткостями участков валопровода между ними. Формы их колебаний действительной и эквивалентной систем должны быть одинаковы.



а) **б)**

Рис.3. Цепные эквивалентные системы

Эвивалентная система может быть цепной (рис. 3*а* и 3*б*), где все агрегаты следуют один за другим и разветвленной (рис. 4), если агрегаты расположены в несколько рядов. В последнем случае подведенный крутящий момент распределяется по нескольким направлениям. В разветвленной системе обычно выделяется основная ветвь, к которой приводятся все остальные.

Приведение трансмиссионной системы сводится к определению

приведенной длины её отдельных участков и моментов инерции масс, сосредоточенных на эквивалентном вале.

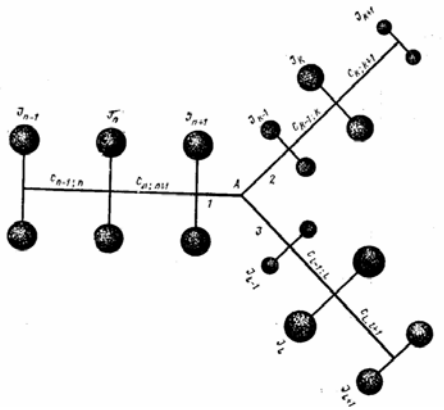


Рис.4 . Разветвленная эквивалентная система

Как показывают расчетные и экспериментальные данные, при анализе крутильных колебаний трансмиссию автомобиля достаточно представить пятимассовой эквивалентной системой. Десяти- или более массовые системы не дают заметного повышения точности расчетов, но значительно увеличивают их трудоемкость. Степень упрощения может быть различной в каждом конкретном случае. Она зависит от задачи исследования и параметров рассматриваемой системы.

Решая уравнения для пятимассовой системы, запишем:

$$- J_1 \ddot{\varpi}_c^2 \varphi_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0;$$

$$- J_2 \ddot{\varpi}_c^2 \varphi_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$- J_3 \ddot{\varpi}_c^2 \varphi_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = 0;$$

$$- J_4 \ddot{\varpi}_c^2 \varphi_4 - c_3(\varphi_3 - \varphi_4) + c_4(\varphi_4 - \varphi_5) = 0;$$

$$- J_5 \ddot{\varpi}_c^2 \varphi_5 - c_4(\varphi_4 - \varphi_5) = 0.$$

Сложив эти уравнения, получим

$$J_1 j_1 \ddot{\varpi}_c^2 + J_2 \varphi_2 \ddot{\varpi}_c^2 + J_3 \varphi_3 \ddot{\varpi}_c^2 + J_4 \varphi_4 \ddot{\varpi}_c^2 + J_5 \varphi_5 \ddot{\varpi}_c^2 = 0.$$

где ϖ - частота колебаний системы; J – момент инерции соответствующей массы; φ - угол поворота соответствующей массы; c – жес-

ткость вала, соединяющего соседние массы.

С помощью таких уравнений определяется собственная частота и амплитуды масс трансмиссионной системы.

Скоростной режим. Под скоростным режимом понимаются скорости перемещения элементов конструкции - линейной, окружной, относительной - при работе конструкции. Скоростной режим связан с нагрузочным режимом, так как при изменении скорости возникают инерционные силы и моменты. Исследование нагрузочных режимов конструкции необходимо проводить одновременно с исследованием скоростного режима. Нагрузочный режим характеризуется коэффициентом динамичности, который определяется при лабораторных исследованиях и вводится в расчеты. Для трансмиссии коэффициент динамичности равен 3-4 и более, для неподрессоренных масс грузовых автомобилей коэффициент динамичности принимается 2-3 и более.

При исследовании долговечности агрегатов, зависящей от износа деталей, следует установить влияние скоростного режима на износ, число циклов перемещений, например, число ходов поршня или качаний шарниров рулевого управления и подвески на 1 км пробега, а при абразивном износе - определять путь трения каждого элемента в сопряженной паре.

Влияние скоростного режима на износ различных пар трения в автомобильных конструкциях разнообразно. В одних случаях изменение скорости скольжения почти не сказывается на износе, например, износ зеркала цилиндра двигателя в верхней и средней частях мало зависит от скорости поршня, влияние здесь оказывает прежде всего коррозионный износ. В других случаях повышение скорости ведет даже к уменьшению износа вследствие гидродинамического эффекта смазки (например, вкладыши и шейки коленчатого вала, шестерни коробок передач). Скоростной режим не влияет на долговечность деталей в тех случаях, когда разрушения вызываются усталостью металла, зависящей от числа циклов нагружения. С увеличением скоростей нагружения, характерных для автомобильных конструкций, предел выносливости материала не снижается, а даже несколько увеличивается. Число циклов нагружения деталей силовой передачи на 1 км пробега мало зависит от скорости автомобиля, поэтому при исследовании долговечности этих деталей достаточно регистрировать нагрузочный режим и пройденный путь на той или иной передаче и количество включений передач.

Скоростной режим влияет на частоту колебаний деталей. Например, в системе рулевого управления при определенных скоростях движения

автомобиля могут возникнуть автоколебания с большой амплитудой и частотой, вследствие чего создается нагрузочный режим, опасный для усталости деталей механизма. С увеличением скорости возрастает температура деталей силовой передачи, что может влиять на сопротивляемость деталей разрушению.

Температурный режим. Условия работы агрегата характеризуются средними температурами, при которых работает тот или иной агрегат, и локальными температурами, возникающими в его сопряжениях. Например, в парах трения агрегата локальные температуры в виде «температурных вспышек» являются причиной задиров и спеканий. Внутренний температурный режим агрегата зависит от тепловыделения в масло, работы трения в зубчатой передачи, теплоотдачи в воздух и т.п.

Температура влияет на сопротивление конструкционных материалов разрушению. Рассматривая работу агрегатов, необходимо учитывать тепловую напряженность (тепловыделение и теплопередачу) в рабочих элементах конструкции. В связи с увеличением скоростей и нагруженности работающих с трением деталей влияние температурного режима на прочность и эксплуатационные свойства агрегатов постоянно возрастает.

Для обеспечения **надежности** автомобиля требуется нормирование ее технических и экономических показателей. В качестве исходных предпосылок для этого в техническое задание и технико-экономические условия на новые модели автомобилей должны быть включены:

1) амортизационный пробег автомобиля;
2) амортизационный пробег агрегатов и систем автомобиля;
3) пробег до капитального ремонта кузова и рамы автомобиля (должны быть не менее амортизационного пробега автомобиля);
4) пробег до первого капитального ремонта и количество капитальных ремонтов агрегатов (при этом устанавливается кратность долговечности деталей и возможная степень обезличивания деталей в агрегате); устанавливаются содержание и признаки необходимости капитального ремонта по каждому агрегату;
5) перечень деталей и узлов, которые должны подвергаться профилактической замене и ремонт которых не допускается (исходя из безопасности движения и других условий).

В качестве технических и экономических нормативов должны быть приняты:

1) характеристика надежности автомобиля или агрегата, в которой показатель надежности - интенсивность отказов (наработка на отказ)

регламентируется во времени, до их полной амортизации;

2) долговечность и степень надежности основных деталей агрегатов и систем, определяющих амортизационные пробеги до капитального ремонта, количество капитальных ремонтов агрегатов и элементов систем;

3) изменение производительности;

4) затраты на профилактику;

5) затраты на восстановление.

В программы межведомственных или государственных испытаний должна включаться проверка надежности автомобиля в течение амортизационного пробега. Эти испытания могут заменяться лабораторными и полигонными испытаниями, требующими меньше времени, но позволяют на основании переводных коэффициентов судить о степени эксплуатационной надежности автомобиля и долговечности его основных деталей.

Эксплуатация автомобиля более 15 лет технически и экономически не оправдана. Амортизационный срок автомобилей различных типов различный. Чем выше стоимость автомобиля, тем продолжительнее срок его амортизации. Так на ремонт автомобиля средней грузоподъемности в течение 10 лет его эксплуатации расходуется около 12000 человеко-часов (ч.ч.), тогда как затраты наизготовление нового автомобиля составляют всего лишь 200 - 300 ч.ч., т. е. в 60 раз меньше. Следовательно, автомобили должны быть надежны, а срок их амортизации ограничен. Увеличение надежности не ограничивается, а долговечность конструкции рационально повышать только до определенного нормированного предела.

Стоимость кузова легкового автомобиля составляет до 40 % собранного автомобиля. Восстановление кузовов легковых автомобилей и автобусов весьма трудоемко. Поэтому срок службы кузова автобуса и легкового автомобиля должен устанавливаться на весь срок амортизации автомобиля, автобуса. В основном кузов выходит из строя по причине коррозии. Применение оцинкованных стальных листов для изготовления наиболее подверженных коррозии деталей кузова становится обязательным. То же можно сказать и о кабине грузового автомобиля. Кроме того, кузов должен быть приспособлен для ремонта. Пробег до капитального ремонта должен составлять не менее 400 - 500 тыс. км, для автобуса и не менее 120 тыс. км для кузова наиболее распространенного легкового автомобиля с рабочим объемом двигателя 1,1 - 1,3 литра.

Повышение производительности автомобильного транспорта требу-

ет сокращения количества разборок автомобиля для ремонта (особенно в объеме капитального ремонта) и времени простоя в ремонте. Это можно выполнить в том случае, если обеспечить кратность долговечности деталей автомобиля. Дорогие конструкции, имеющие большую надежность и долговечность основных деталей, требуют меньше восстановительных работ при ремонте и в эксплуатации более выгодны.

Двигатель является наиболее дорогостоящим агрегатом автомобиля и трудоемким в отношении ремонта. Известно, что около 50 % всех производственных площадей и оборудования механических цехов автомобильных и ремонтных заводов приходится на долю двигателя. Имеются экономические предпосылки для неоднократного восстановления работоспособности двигателя. Заменяемые детали (поршни, кольца, поршневые пальцы, вкладыши) имеют небольшую массу, затраты металла на их замену незначительны. Это важно для ремонта двигателя. Шейки коленчатых валов неоднократно шлифуются под ремонтные размеры. Ремонт двигателя целесообразно производить несколько раз, количество ремонтов определяется сохранностью блока и его геометрии.

В 70-80 % случаях при капитальном ремонте грузовых автомобилей их рамы требуют капитального ремонта. Срок амортизации рам определяется прочностью лонжеронов и поперечин. Долговечность рамы может быть существенно повышена путем применения легированных сталей для её изготовления и более целесообразной конструкции соединений лонжеронов и поперечин.

Существует тенденция к созданию автомобилей, особенно легковых, не требующих серьезных ремонтов на протяжении всего времени их эксплуатации за исключением таких сравнительно быстро изнашиваемых и легко заменяемых узлов, как шины, аккумуляторы и т.п. Однако для грузовых автомобилей и особенно автобусов, имеющих весьма большие пробеги до списания, срок службы кузова может в несколько раз превышать сроки службы агрегатов трансмиссии и двигателя. Кузов автобуса является самой дорогой его частью и более долговечной. Поэтому в процессе эксплуатации ремонт двигателя и агрегатов трансмиссии будет по-прежнему необходим, хотя их сроки службы тоже постоянно увеличиваются за счет подбора смазки, материалов деталей, рациональной конструкции и т.п. Кратность надежности агрегатов и кузова позволяют решать вопросы конструкции отдельных узлов.

Следует увеличивать долговечность прежде всего трудоемких и дорогостоящих деталей (шестерен, валов, подшипников и др.). Чтобы обеспечить равнопрочность деталей, целесообразно их делать разъем-

ными и заменять вышедшие из строя части детали. Тогда долговечность каждой рабочей части будет отвечать кратности долговечности.

Нормы надежности и долговечности должны корректироваться в зависимости от реальных условий эксплуатации. Повышение долговечности деталей - прогрессивное по своей сути, ограничивается моральным старением конструкции, её весовыми и габаритными ограничениями и т.п.

Обеспечить одинаковую долговечность деталей автомобиля невозможно. Так в плохих дорожных условий сильнее нагружается ходовая часть и долговечность элементов ходовой части уменьшается, а движение на пониженных передачах приводит к ускоренному износу коробки передач. На качественных трассах, где высоки скорости движения, двигатель работает с большим числом оборотов, вследствие чего ряд его деталей сильно нагружены. При низкой температуре создаются неблагоприятные условия для работы цилиндров и колец двигателя. В городских условиях водители часто переключают передачи и выключают сцепление, а также чаще пользуются тормозами. Поэтому в городских условиях эти узлы и агрегаты быстрее изнашиваются. В горных условиях происходит ускоренный износ шин, тормозов, рулевого управления и т. п.

Имеются также внутренние причины неравнопрочности деталей, обусловливаемые конструкцией. Агрегат состоит из деталей различного назначения и по-разному нагруженных. Картеры коробок передач, заднего моста и рулевого механизма, ступицы, балки передней оси, кронштейны и ряд других деталей не имеют трущихся соединений, но испытывают деформации, имеют нарушение неподвижных посадок и износ резьбы и пр. Подшипники, шестерни и скользящие пазовые соединения работают с высокими удельными нагрузками. В каждом агрегате есть наиболее напряженные элементы, от размеров которых зависят габаритные размеры агрегата и, следовательно, его вес, что сказывается на их долговечности.

Неравнопрочность деталей в агрегате определяется также конструктивной унификацией. Одни и те же агрегаты, узлы и детали ставятся, например, на автомобили различного назначения. Так, на разные по назначению автомобили ГАЗ устанавливаются одинаковые коробки передач и передние подвески, рулевые механизмы, хотя условия работы автомобилей значительно отличаются. Так же на ЗИЛе.

Развитие научных методов исследования увеличивает творческие возможности конструкторов, позволяя полнее учитывать различные явления рабочих процессов, их связь с конструкцией и ее свойствами. Конструктор и исследователь должны оперативно находить решение

поставленной задачи. Глубокие научные исследования способствуют повышению качества конструкции и в итоге - развитию теории конструирования.

В результате научных исследований уточняются расчетные математические выражения, которые дополняются коэффициентами, отражающими специфику конструкции, качество ее производственного исполнения, эксплуатационные режимы и среды. Численное значения этих коэффициентов можно получить только на основе обобщения лабораторных исследований опытных и производственных образцов.

Экспериментальные исследования и теоретический анализ должны при проектировании дополнять друг друга. С помощью математических методов анализируется физическая суть явлений в системах автомобиля, отражаются её входные и выходные характеристики в дорожных условиях, расчетом определяются показатели эксплуатационных свойств и нагруженность элементов конструкции, от которой зависит ее долговечность и надежность. Основной задачей расчетов является определение оптимальных форм и размеров деталей исходя из выходных показателей рабочих процессов конструкции, веса и долговечности деталей.

На первых стадиях проектирования единственным средством для решения этой задачи служит расчет. Но расчетные методы недостаточно точны. Вследствие этого необходимы доводочные работы для приведения опытных конструкций в соответствие с предъявляемыми к ним требованиям, а затем контрольные испытания, по результатам которых утверждают к производству отработанные конструкции. Сочетание теоретических и экспериментальных методов при проектировании является обязательным.

С развитием прикладных наук точность расчетов при проектировании непрерывно повышается, а значение расчета все время возрастает, шире используются данные, получаемые при лабораторных исследованиях.

Теоретический анализ в сочетании с лабораторными исследованиями позволяет:

а) ускорить процесс проектирования и снизить его стоимость;

б) установить суть явлений в агрегатах и системах автомобиля и определить закономерные связи рабочего процесса с причинами, которые их вызывают (конструктивными, технологическими, эксплуатационными);

в) определить связь параметров конструкции агрегата или системы с выходными характеристиками рабочих процессов;

г) установить зависимость показателей эксплуатационных свойств

автомобиля с макро- и микропрофилем дороги, конструктивными параметрами и выходными характеристиками рабочих процессов, совершающихся в агрегатах и системах автомобиля при установившихся и неустановившихся режимах;

д) установить сопротивляемость конструкций разрушению в зависимости от режимов рабочего процесса, состояния и свойств рабочей среды и свойств конструкционных материалов;

е) установить связь условий эксплуатации с эксплуатационными нагрузоч- ными и другими режимами и входными характеристиками, определяющими рабочий процесс агрегатов и систем.

Основная задача экспериментальных исследовательских работ –всестороннее глубокое изучение воздействия на свойства конструкций внешних (дорожных, климатических) и внутренних (режимов и среды) факторов и количественной их оценки. Вследствие недостаточной точности расчетов новые конструктивные решения проверяются лабораторными методами путем испытания опытных и производственных образцов. Теоретический анализ помогает изучению различных факторов методом лабораторных исследований в такой связи и последовательности, в какой этого требуют условия раскрытия закономерных связей различных явлений.

Большое значение для развития теоретических основ имеют стендовые исследования автомобиля, его агрегатов и систем на неустановившихся режимах, что позволяет исследовать одновременно большое количество изменяющихся факторов.

Лабораторные и теоретические исследования дополняют друг друга. Реальный нагрузочный режим агрегата или детали можно установить только экспериментально, а величину эквивалентной нагрузки можно найти расчетом и проверить испытаниями.

Точность расчетов может оказаться недостаточной, если используемые в расчетах коэффициенты выбраны неправильно. Каждый из коэффициентов, учитывающих тот или иной фактор, имеет свои пределы для различных конструкций и зависит от многих причин: размеров конструкции, способа её изготовления, принципа действия и т.д. Точное значение коэффициентов можно получить только при исследовании достаточно большого количества опытных конструкций. Без такого объема статистического материала невозможно определить нужные коэффициенты. Правильно выбранные значения коэффициентов позволяют иметь необходимую для практики точность расчетов. Использование приближенных значений коэффициентов приводит к грубым, неточным ре-

зультатам. Широко применяемые при расчетах эмпирические формулы базируются на использовании коэффициентов, учитывающих максимальное число факторов, влияющих на точность.

Виды разрушения зубьев шестерен

Выход зубчатых колес из строя, как правило, связан с поломкой зубьев или с разрушением их рабочих поверхностей (в некоторых случаях поломка происходит по ободу или диску колеса).

П о л о м к а зубьев может быть статической (от воздействия разовой перегрузки) или усталостной. При малой и средней твердости зубьев запас изгибной прочности обычно намного больше, чем по нагрузочной способности рабочих поверхностей зубьев. Поломка связана либо с резкой концентрацией нагрузки по ширине зубчатого венца, либо с утонением зубьев вследствие сильного износа рабочих поверхностей.

Поверхностное упрочнение зубьев (цементация, азотирование и т.п.) увеличивает нагрузочную способность их рабочих поверхностей в 3 – 5 раз, а прочность при изгибе – только в 1,5 – 2 раза. Поэтому в передачах с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев запасы прочности при изгибе относительно невелики и поломки зубьев встречаются чаще. Нередко причиной поломки является неравномерность распределения нагрузки по длине или высоте зубьев или погрешность в технологии термической или механической обработки зубьев.

Если нагрузка по длине зуба неравномерная, например, с края, поломка зуба может произойти по всей его длине. Особенно часто ломаются от неравномерного распределения нагрузки передачи с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев: они практически не прирабатываются и чувствительны к малейшим погрешностям изготовления и сборки. В отдельных случаях, когда по конструктивным или технологическим причинам высокая точность зацепления не может быть обеспечена, передачи со средней твердостью зубьев хотя бы одного зубчатого колеса, имеющие способность прирабатываться под нагрузкой, оказываются более долговечными, чем высокотвердые пары.

На зубьях с поверхностным упрочнением иногда наблюдается с к о л части зуба у вершины. Это связано с хрупкостью поверхностного слоя или повышенными динамическими нагрузками в зацеплении. Для устранения этого дефекта применяется модификация головок зубьев (фланкирование), скругление их кромок, или материал зубчатого колеса заменяется на высоколегированную сталь с более вязким упрочненным слоем.

Разрушение рабочих поверхностей зубьев может быть различных

видов и нередко одновременно происходит выкрашивание, заедание, пластическое деформирование и т. д.

В ы к р а ш и в а н и е (питтинг) - наиболее распространенный вид разрушения поверхностей зубьев закрытых передач, смазываемых чистым жидким маслом. Выкрашивание представляет собой специфическую форму усталостного разрушения поверхностного слоя металла под воздействием контактного нагружения, проявляющуюся в том, что с поверхности отделяются округлые частички металла, в результате на ней остаются раковины (ямки) с темным, без металлического блеска дном. Механизм образования ямок таков: в усталостные микротрещины, идущие от поверхности в глубь металла под острым углом, проникает смазочное масло, запирается там набегающей поверхностью парного зуба, и высокое давление, образующееся в замкнутой полости, расширяет трещину. В конечном счете с поверхности зуба отрывается лепесток металла (рис. 5). Раковины обычно появляются на ножках зубьев (от полюсной линии и ниже), но при большой нагрузке могут распространиться и на головки.

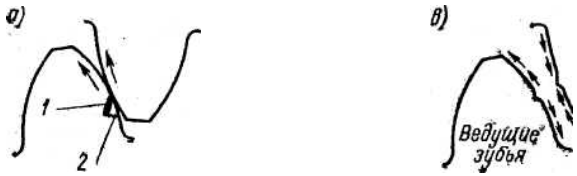


Рис. 5. Повреждения рабочих поверхностей зубьев шестерен

На зубьях из сталей малой и средней твердости раковины выкрашивания имеют ширину от 0,5 до 5 мм и более. На высокотвердых поверхностях вначале образуются поры, видимые только при значительном увеличении, которые разрастаются в раковины выкрашивания. Выкрашивание может быть предотвращено путем подбора механических свойств материала зубьев в соответствии с заданными нагрузками и обеспечения равномерного распределения нагрузки по длине и высоте зубьев. Важную роль играет правильный выбор смазки, которая не должна быть слишком жидкой.

На зубьях, имеющих поверхностное упрочнение, возможно отслаивание упрочненного слоя и отрыв его на больших площадях или образование волн на рабочих поверхностях. Это может быть обусловлено слишком малой толщиной упрочненного слоя или недостаточной прочностью

сердцевины зубьев. В этих случаях под воздействием высоких нагрузок происходит пластическое течение металла или развитие усталостных трещин не в твердом поверхностном слое, а на границе его с сердцевиной. Такой вид разрушения более опасен, чем выкрашивание, поскольку из строя выходит значительная часть рабочей поверхности зуба. Возможность подслойного разрушения исключается выбором достаточно толстого упрочненного слоя и выбором материала, позволяющего обеспечить высокую прочность сердцевины.

Другим видом разрушения поверхностей зубьев является з а е д а н и е, которое происходит вследствие разрыва масляной пленки, разделяющей зубья, и возникновения металлического контакта рабочих поверхностей. При высоких нагрузках участки поверхностей, не разделенные масляной пленкой, свариваются за счет местного повышения температуры, вызванного скольжением зубьев, а затем отрываются, образуя отдельные риски, а при неблагоприятных условиях – и большие участки заедания. Риски появляются в зонах наибольшего скольжения профилей зубьев, т. е. на их вершинах и ножках, и имеют направление, совпадающее с направлением скольжения (рис. 5). Для предотвращения заедания применяется модификация головок зубьев, снижающая нагрузку в опасных зонах, а также используются высоковязкие масла с антизадирными присадками. Эффективным средством повышения стойкости рабочих поверхностей зубьев против заедания является увеличение их твердости и уменьшение шероховатости. В зубчатых передачах, колеса которых выполнены со смещением инструмента, скорость скольжения зубьев меньше и меньше склонность колес к заеданию. При постоянном направлении вращения целесообразно уменьшение скорости скольжения на входе в зацепление.

Заедание в тяжелой форме – з а д и р. Он появляется при использовании слишком жидкой смазки, попадании в масло воды или грязи или полном прекращении подачи смазки на зубья из-за неисправности маслонасоса, засорения фильтров, масляных каналов и т.п. Наиболее надежной является смазка зубчатых колес достаточно густым маслом в ванне. Для снижения потерь окружная скорость зацепления при такой смазке не должна превышать 12 – 15 м/с.

И з н о с зубьев. При больших удельных давлениях может происходить износ зубьев, который наиболее часто встречается в передачах когда смазка сильно загрязнена или её недостаточно.

Эффективным средством повышения износостойкости зубьев является увеличение их твердости. Закалка только зубьев шестерни позво-

ляет уменьшить интенсивность износа в 2 -3 раза, а закалка зубьев также и колеса – в 7-10 раз по сравнению с незакаленными зубьями. Нужно отметить, что при значительном загрязнении передачи абразивными частицами закалка только зубьев шестерни обычно приводит к ускорению ее износа: абразив внедряется в более мягкие зубья колеса и царапает более твердые зубья шестерни.

Причиной интенсивного загрязнения, выводящего передачу из строя, иногда является некачественная очистка от образующейся при обработке внури деталей стружки, окалины, формовочной земли и т.п.

В тихоходных передачах, где масляная пленка очень тонкая и вершины микронеровностей зубьев вступают в металлический контакт, износ наблюдается и при отсутствии в смазочном масле абразивных частиц. Замедлению износа в этих случаях способствует применение более вязкого масла, создающего толстую масляную пленку в контакте, и увеличение твердости и гладкости зубьев. Особенно важно иметь малую шероховатость зубьев с высокотвердой поверхностью, если зубья парного колеса имеют малую твердость. Известны случаи, когда азотированная или цементованная шестерня с шероховатыми, нешлифованными зубьями, сопряженная с колесом из стали малой или средней твердости, в течение короткого времени полностью изнашивала зубья колеса, работая как напильник.

В быстроходных передачах, где контактирующие поверхности зубьев разделены достаточно толстой масляной пленкой, иногда наблюдается полное отсутствие какого-либо износа и после длительной работы на поверхностях сохраняются следы механической обработки.

Замеры показывают, что давление в полюсе зацепления для шестерен коробки передач автомобиля ЗИЛ в эксплуатационных условиях находится в пределах 1000-1100 МПа, т. е. ниже предела выносливости, поэтому шестерни выходят из строя в основном вследствие износа.

Причины выхода из строя шестерен коробок передач грузовых автомобилей ГАЗ в %:

Износ 47,5
Выкрашивание 32,5
Прочие дефекты 20,0

Т.е. число шестерен, которым требуется ремонт из-за износа, в 1,5 раза больше числа шестерен, которым требуется ремонт вследствие выкрашивания рабочих поверхностей. При этом выкрашивание зуба, как правило, является следствием перекосов валов, износа подшипников и работы только части зуба по ширине.

В эксплуатации шестерни коробок передач работают большую часть времени с напряжением ниже предела выносливости.

Определение кривой выносливости (даже одной) занимает много времени. Для сокращения времени испытания на усталость повышается частота нагружения испытываемых деталей. Усталостные машины с электронным возбуждением, например, создают рабочую частоту до 300 000 циклов в минуту.

Постепенное увеличение нагрузки на деталь при её испытаниях от небольшой величины до нагрузки, при которой образцы разрушаются, позволяет определить предел выносливости материала детали. Этот метод обладает достаточной точностью и может являться контрольным.

Пластические деформации тонких слоев металла на рабочих поверхностях зубьев при работе под нагрузкой происходят всегда, но видимые изменения состояния рабочих поверхностей происходят через некоторое время работы. Чем больше нагрузка и меньше твердость зубьев, тем быстрее происходит деформация поверхностного слоя. Типичным видом пластической деформации является смещение поверхностного слоя относительно полюсной линии под действием сил трения. После длительной эксплуатации при высоких нагрузках на ведущих зубьях вдоль полюсной линии образуется впадина, а на ведомых зубьях - выступ. При невысокой твердости зубьев и больших нагрузках возможно вытеснение металла с рабочих поверхностей к торцам и к головке зубьев.

Разрушение рабочих поверхностей зубьев, за редкими исключениями, менее опасно, чем излом зубьев, и приводит к выходу зубчатых колес из строя только при очень больших размерах повреждений. В практике нередки случаи, когда выкрашивание или небольшое заедание, возникшее в начальный период работы передачи, не получает развития и их следы со временем исчезают, раковины затягиваются деформируемым металлом. Иногда выкрашивание постепенно распространяется на всю поверхность ножек, а затем и на головки зубьев, приводя к значительному изменению геометрии зацепления, увеличению шума, вибрации и нагреву передачи, износу, а затем и поломке зубьев. Поломка зуба произойдет раньше, чем компенсирующая приработка исправит дефект изготовления.

Величина нагрузки, которую зубчатое зацепление способно передавать без разрушения, зависит от того, насколько равномерно эта нагрузка распределяется по длине и высоте зацепляющихся зубьев. Важнейшим показателем равномерности загрузки рабочих поверхностей зубь-

ев является пятно контакта, характеризующее степень прилегания зубьев шестерни и колеса при слабом прижатии. Проверка пятна контакта производится при проворачивании от руки зубчатой передачи и слабом торможении колеса, обеспечивающем прижатие рабочих поверхностей зубьев, которые на одном из зубчатых колес (обычно на шестерне) окрашивают тонким слоем краски. Иногда пятно контакта проверяется по натирам на зубьях после обкатки передачи под нагрузкой. При таком способе контроля пятно контакта может получиться значительно большим: во-первых, потому, что под нагрузкой зубья контактируют по большей площади; во-вторых, каждый зуб одного зубчатого колеса в процессе обкатки обычно успевает побывать в зацеплении со многими зубьями сопряженного колеса, и натиры показывают некоторое суммарное пятно контакта. Указанное обстоятельство нужно учитывать при составлении технологического процесса контроля зубчатых передач.

В правильно изготовленной передаче пятна контакта должны быть расположены равномерно по рабочим поверхностям зубьев. В этом случае можно рассчитывать, что через короткое время эксплуатации вследствие приработочного износа и смятия микронеровпостей прилегание зубьев станет полным. Не допускаются краевой или кромочный контакты, даже если суммарная площадь пятна контакта соответствует заданной степени точности. Смещение пятна контакта к краю или кромке зуба свидетельствует о значительной погрешности его направления или профиля, которая может привести к поверхностному разрушению или поломке зуба, рис. 6.

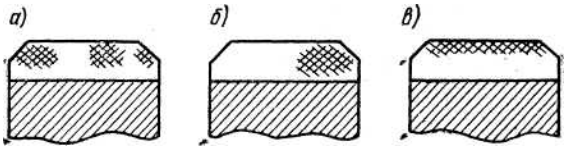


Рис. 6. Расположение пятен контакта, на зубьях

Способность зубьев прирабатываться зависит от твердости и окружной скорости. При окружной скорости более 20 м/с зубья обычно разделены сплошной масляной пленкой, исключающей приработку. Поэтому с увеличением твердости зубьев и окружной скорости требования к точности изготовления должны повышаться. Ориентировочные требования к выбору степеней точности по нормам контакта приведены в табл.3.

Таблица 3

Окружная скорость, м/с	Степень точности при твердости по Бринеллю *HB*			
	200	300	400	550
до 1	10	9	8	7
5-10	9	8	7	6
10-20	8	7	6	5
более 20	7	6	5	4

Приработочный износ зубьев очень мал, он равняется сотым долям миллиметра. Но в передачах, подверженных интенсивному износу (вследствие попадания абразива в масло, скудной смазки и т.п.), прирабатываемость зубьев резко возрастает, и требования к точности изготовления могут быть снижены.

При средних и высоких скоростях точность изготовления важна не только для достижения более полного прилегания зубьев, но и для снижения динамических нагрузок (ударов) в зацеплении. В этом отношении важно соблюдение норм плавности, а при больших скоростях – и кинематической точности.

Кромочный контакт может быть вызван отклонениями основных шагов или профиля. Радикальным средством борьбы с кромочным контактом является модификация головок зубьев. В отдельных случаях контактирование кромкой зуба может быть связано с недорезанием головки (при большом числе зубьев колеса и недостаточной длине червячной фрезы или вследствие осевого смещения фрезы) или с задеванием головки зуба за переходную кривую ножки зуба парного колеса. Последнее является следствием отклонения (в сторону уменьшения) межосевого расстояния расточек корпуса или неправильного расчета геометрии зацепления и проявляется в резкой концентрации пятна контакта на кромке при проверке его по краске или в образовании пластических деформаций на головках зубьев одного колеса и на ножках зубьев парного колеса после обкатки под нагрузкой.

Основные причины краевого контакта зубьев следующие:

– разность направлений зубьев сопряженных колес; дефект устраняется путем согласования наладок станков, на которых обрабатываются зубья шестерни и колеса;

– биение базового торца зубчатого колеса после напрессовки на вал (так называемая восьмерка); причиной может быть биение упорного бурта вала или торца ступицы, недопрессовка колеса до упора в бурт,

задир посадочных поверхностей при напрессовке колеса;

– перекос осей вследствие погрешностей расточки корпуса, биения посадочных шеек валов и колец подшипников;

– некачественная регулировка осевого люфта радиально-упорных подшипников, переход на подшипники нерегулируемых типов исключает данный дефект;

– некачественная регулировка осевого положения зубчатых колес в конических передачах.

Особенно большую погрешность в положение осей зубчатых колес могут внести подшипники регулируемых типов: роликовые конические и шариковые радиально-упорные. Стенки корпуса зубчатой передачи обычно податливы в направлении осей колес, и даже при тщательном монтаже очень трудно установить требуемый люфт подшипников в конструкции, показанной на рис. 7.

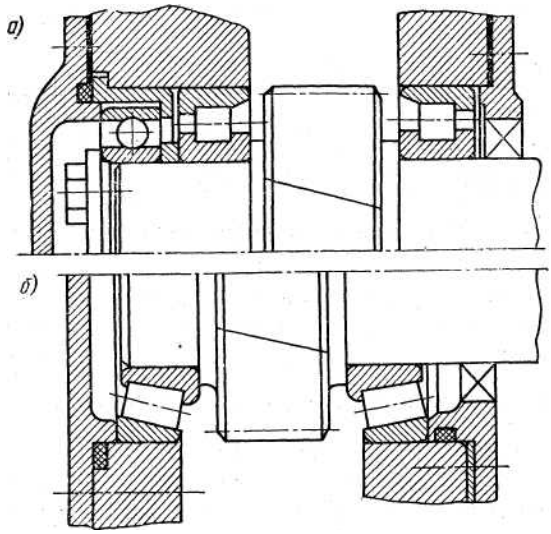


Рис. 7. Подшипниковые узлы:
а – узел с нерегулируемыми подшипниками; б – узел с регулируемыми подшипниками

При работе под нагрузкой осевые усилия, возникающие в подшипниках и зацеплениях (если они косозубые или конические), раздвигают стенки корпуса и регулировка осевого люфта нарушается. В связи с

этим в коробках передач устанавливаются подшипники нерегулируемых типов (рис. 7*а*), которые обеспечивают высокую точность центрирования валов относительно расточек корпуса.

При этом ликвидируется ручная операция регулировки осевого люфта подшипников и исключается влияние упругих деформаций стенок корпуса и крышек подшипников в осевом направлении на перекос вала.

Удовлетворительное прилегание зубьев при слабом прижатии является необходимым, но не единственным условием равномерного распределения нагрузки по длине зубьев.

Вторым условием является ограничение упругих деформаций элементов передачи, приводящих к перекосу зубьев.

Влияние упругих деформаций деталей и люфтов подшипников на перекос оси шестерни под нагрузкой показаны на рис. 8.

На рисунках видно, что в зависимости от конструкции подшипников и корпусов, а также направления и величины действующих усилий может изменяться не только величина, но и направление перекоса оси зубчатого колеса.

Ведущий вал главной передачи может устанавливаться на двух или трех подшипниках – рис. 9.

Путем соответствующего подбора жесткостей вала (рис. 8) корпуса и тела колеса можно взаимно компенсировать влияние упругих деформаций на перекос контактирующих зубьев под нагрузкой. Но в большинстве случаев полная компенсация затруднительна или невозможна. Например, при консольных валах углы перекоса $\gamma_{в}$, $\gamma_{Л.П.}$, $\gamma_{Д.П.}$ и $\gamma_{К}$ складываются. Поэтому общим требованием к конструкции зубчатых передач является обеспечение наибольшей жесткости всех элементов или исключение влияния их податливости на перекос зубьев.

Чтобы прогиб осей был в пределах допустимого, валы должны иметь достаточно большой диаметр и возможно меньшую длину, зубчатые колеса должны располагаться симметрично относительно подшипников, корпус передачи должен быть жестким, с достаточно толстыми стенками и ребрами.

При передаче крутящего момента через косозубую зубчатую пару в зацеплении появляется осевая сила, которая через вал передается на подшипники. Если момент передается одновременно двумя зубчатыми парами (например, через две шестерни на промежуточном валу коробки передач – рис. 10), наклоны зубьев этих шестерен делаются в разные стороны. В результате на подшипники действует осевая сила, рав-

ная разности осевых сил на этих шестернях.

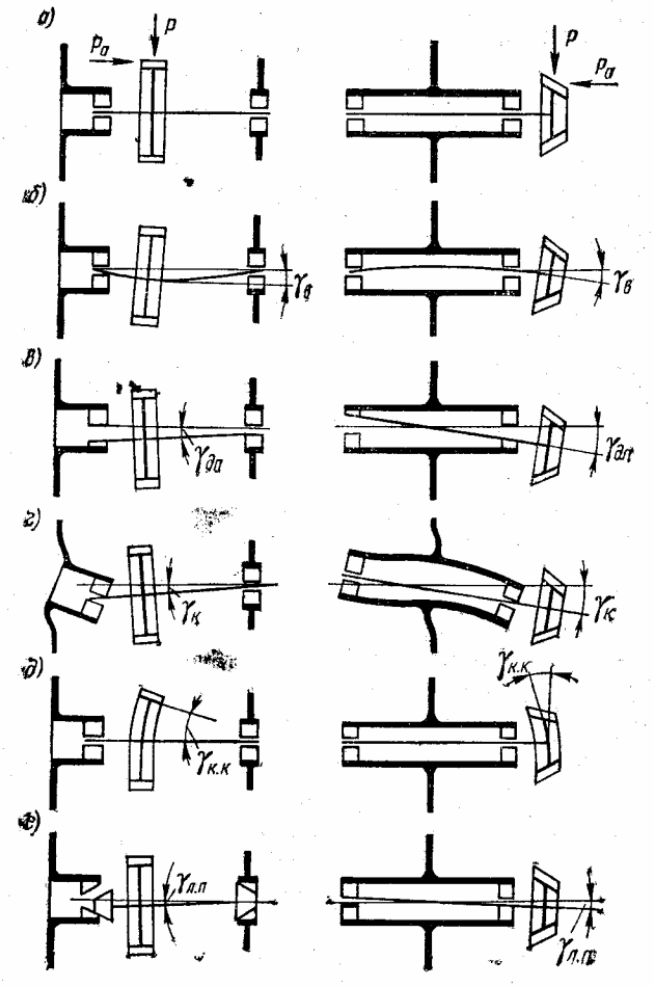


Рис.8 . Перекосы осей цилиндрической и конической шестерен:
а – действующие на зуб шестерни силы; б – перекос осей на угол $\gamma_в$ относительно первоначального положения в связи с прогибом валов; в – перекос осей на угол $\gamma_{д.п.}$ из-за неравномерной упругой деформации подшипников; г – перекос осей на угол $\gamma_к$ из-за деформации корпусов; д – перекос зубчатого колеса на угол $\gamma_{к.к.}$; е – перекос осей на угол $\gamma_{л.п.}$ из-за люфтов в подшипниках.

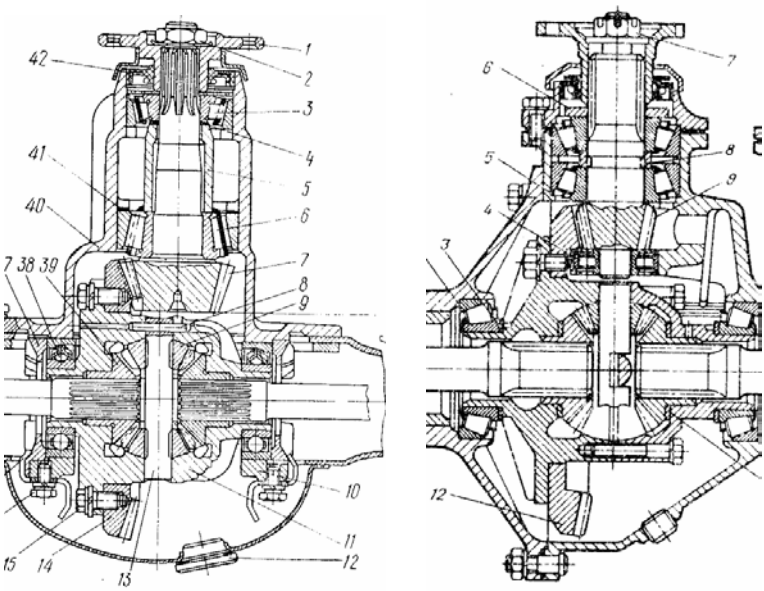


Рис. 9. Установка ведущего вала в главной передаче:
а ***- ведущий вал установлен на двух опорах:*** **б** ***- ведущий вал установлен на трех опорах***

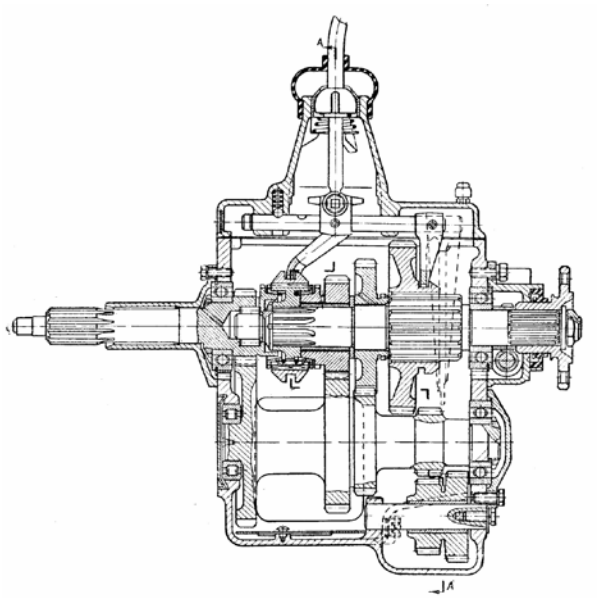


Рис. 10. Коробка передач автомобиля ГАЗ-53А

Чтобы при нагревании промежуточного вала, когда длина его изменяется, подшипники не нагружались дополнительными силами, на промежуточный вал с одной стороны ставится цилиндрический роликовый подшипник, который не препятствует осевому смещению вала и не может передавать осевое усилие, а с другой – шариковый, передающий на корпус коробки передач всю действующую на вал осевую силу.

4. РАСЧЕТНЫЕ МЕТОДЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ. САПР В РАСЧЕТАХ

С помощью расчетных методов выбираются конструктивные параметры изделий на основании нормированной эксплуатационной долговечности и вероятности безотказной работы при этой долговечности. При рассмотрении вопросов надежности стремятся установить закономерную связь вероятности безотказной работы автомобиля, его агрегатов и систем в эксплуатации с причинами, от которых она зависит. Одной из причин отказов, помимо других причин, является разрушение деталей; вследствие этого разделы, посвященные надежности и долговечности, тесно связаны между собой.

Мировая и отечественная практика показывает, что конструкции становятся компактнее, полнее используются резервы путем повышения однородности продукции вследствие повышения культуры производства и применения новых конструктивных, металлургических и технологических мероприятий.

Знание возможностей технических и языковых средств и умение ими пользоваться является необходимым условием успешной работы инженера в САПР. Однако для эффективного использования этих средств он должен хорошо ориентироваться в вопросах математического обеспечения САПР, которое определяет внутреннее содержание процедур взаимодействия инженера с ЭВМ. Знание особенностей математических моделей, методов и алгоритмов решения проектных задач необходимо инженеру для постановки задач и правильной формулировки исходных данных и интерпретации получаемых результатов, при принятии решения об использовании тех или иных компонентов математического обеспечения в процессе решения проектных задач.

Математической моделью (ММ) называют совокупность математических объектов (чисел, переменных, матриц, множеств и т.п.) и связей между ними, отображающих важнейшие для проектирования

свойства технического объекта. Выполнение проектных операций и процедур в САПР основано на оперировании ММ. С их помощью прогнозируются характеристики и оцениваются возможности предложенных вариантов схем и конструкций, проверяется их соответствие предъявляемым требованиям, проводится оптимизация параметров, разрабатывается техническая документация и т.д.

При автоматизации проектирования специфика проектируемых объектов находит свое отражение прежде всего в их ММ. При проектировании таких сложных объектов, как автомобиль или трактор, приходится иметь дело с множеством ММ отдельных агрегатов, узлов, деталей, причем каждый из элементов конструкции требует, как правило, разработки нескольких ММ, описывающих ограниченный круг свойств элемента. Так, для описания свойств относительно простого, на первый взгляд, элемента конструкции – пневматического колеса, потребуются различные ММ: отдельные ММ для описания состава, формы, тяговых, упругих и амортизирующих свойств, а также свойств, определяющих его грузоподъемность, влияние на управляемость и устойчивость движения машины, и т.д.

Несмотря на многообразие ММ, применяемых в САПР автомобиля и трактора, они имеют много общего; в частности, это относится к классификации, требованиям и методам создания их в процессе моделирования.

При обработке статистических показателей лабораторных исследований эксплуатационной долговечности используются расчетные методы математической статистики и теории вероятности. Расчетные методы при теоретических исследованиях используются в процессе освоения конструкций и поиска более точных решений. Все перечисленные методы расчетов применяются в процессе проектирования и называются инженерными методами расчета.

В инженерной практике применяются приближенные и точные методы анализа и расчета. Приближенные методы расчета и анализа используют обычно на начальной стадии проектирования, при составлении технического задания и выполнении эскизных компоновок.

Расчетные методы определения размеров деталей и их формы с позиций прочности основаны на запасах прочности, устанавливаемых в зависимости от видов нагружения детали в эксплуатации (изгиб, кручение, растяжение, сжатие) или их сочетания. Но конструкции работают с напряжениями, превышающими предел выносливости, что приводит к их усталостным разрушениям, потребовались более точные методы

расчета, основанные на учете усталостного разрушения. Расчетный метод должен связать интенсивность разрушения конструкций с эксплуатационными нагрузочными режимами как главными факторами, определяющими интенсивность разрушения.

Детали, от которых зависит безопасность движения автомобиля, например детали рулевого управления, тормозов, направляющих и несущих частей подвески и др., а также детали, которые по конструктивным соображениям или условиям работы не должны подвергаться усталостным разрушениям, надо рассчитывать на долговечность и надежность. Главным фактором в этом случае является эксплуатационный режим нагружения и гарантированный запас, который зависит от установленной нормы долговечности и характеристики рассеивания долговечности элементов конструкции.

Расчет деталей с гарантированной надежностью должен включать проверку по предельным режимам или использование коэффициентов динамичности на основе имеющегося опыта. В расчет дополнительно вводится коэффициент запаса, учитывающий возможные неточности изготовления детали, отклонения механических свойств материала и т. п. При расчете детали конструкций на прочность необходимо иметь в виду, что гарантированная надежность будет обеспечена, если рабочие напряжения ниже предела выносливости, а напряжения выше предела выносливости возникают крайне редко и число таких циклов небольшое.

Если при эксплуатации конструкции возможны вибрации и явления резонанса, то при определении нагрузочных режимов необходимо учитывать эти вибрации и расчет следует производить на усталость.

Расчет на долговечность

Долговечность детали определяется интенсивностью разрушения, которая зависит от ее усталостной прочности и числа циклов эксплуатационных нагрузок (цикличности). Число циклов и пробег автомобиля взаимосвязаны.

Прочность, износостойкость и долговечность деталей автомобиля определяются по фактическим нагрузкам, полученным измерениями при испытаниях опытных образцов автомобилей, а также по расчетным нагрузкам, устанавливаемым с учетом переменного нагружения механизмов автомобиля. Предельные эксплуатационные нагрузки обычно не достигают значения, при котором возможно мгновенное разрушение детали. Однако нагрузка, вызывающая разрушение детали, если не соблюдаются правила эксплуатации, может возникнуть на любом этапе

эксплуатации, независимо от срока службы детали. Вероятность разрушения в данном случае зависит от вероятности появления ситуации, при которой такая нагрузка появляется. В отличие от таких, усталостные трещины на детали зарождаются под действием длительно действующих переменных нагрузок, возможно, не очень большой величины. Следовательно, усталостное разрушение связано со временем эксплуатации или с эксплуатационным пробегом.

Таким образом, возможные виды отказов при эксплуатации автомобиля могут быть разделены на две группы:

1) отказы, носящие внезапный характер, например хрупкое разрушение, когда напряжения превышают предел прочности какой-либо детали конструкции;

2) отказы, возникающие в результате постепенно необратимого накопления повреждений в конструкции: накопление усталостных повреждений, ведущее к развитию усталостной трещины,и изнашивание в результате механических воздействий.

Нагружение узлов и деталей автомобиля в эксплуатации – процесс нестационарный: ни амплитуда, ни нагрузка не остаются постоянными. Среднее значение переменной нагрузки не может характеризовать процесс нагружения.

Для расчета на усталость с использованием теории вероятностей необходимы статистические данные о плотности распределения амплитуд переменных напряжений и числе циклов для рассчитываемой детали в заданных условиях эксплуатации.

При расчете деталей автомобиля на прочность устанавливают типовой нагрузочный режим, который определяют путем обобщения нагрузочных режимов, полученных в различных условиях эксплуатации, характерных для данного автомобиля.

Для расчета на статическую прочность необходимо выявить максимальные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации (трогание автомобиля с места с использованием кинетической энергии маховика, резкое отпускание педали сцепления, торможение до юза без выключения сцепления, переезд через значительную неровность и т. п.). При этом возникающие максимальные кратковременные напряжения не должны превосходить предела прочности материала, чтобы деталь не разрушалась.

Для расчета на усталостную прочность необходимо определить нагрузочный режим при движении в различных, характерных для данного автомобиля условиях эксплуатации с учетом трогания с места, разгона

и торможения. При этом подсчитывают эквивалентные напряжения, характеризующие усталость материала детали при определенном характере изменения нагрузок. Максимальные напряжения можно не учитывать, если они в эксплуатации появляются эпизодически. Экспериментально установлено, что эпизодически повторяющиеся напряжения, превышающие на 30% напряжение, соответствующее вероятности возникновения 10^{-5}, существенно не влияют на срок службы детали. На этом основании при выборе режимов испытания на усталость кривые распределения «отсекаются» в точке, соответствующей вероятности 10^{-5}. Нагрузки, соответствующие меньшей вероятности их появления, должны учитываться лишь при расчете на статическую прочность.

Для расчета на прочность при появлении вибраций необходимо определить режим движения автомобиля в тех ситуациях или при тех скоростях, когда возникают резонансные колебания. При отработке конструкции должны быть приняты меры, чтобы предотвратить возможность появления резонанса при всех типичных для данного автомобиля условиях эксплуатации.

Расчет деталей на контактную прочность и износостойкость целесообразно проводить по нагрузочному режиму, определенному для усталостной прочности. Износ твердых тел обусловливается повторным деформированием микрообъемов материала, приводящим к возникновению трещин и отделению частиц. Для расчета деталей на контактную прочность и износостойкость пользуются средней нагрузкой при введении корректирующих коэффициентов, учитывающих степень нестационарности режима.

Прочность и долговечность деталей автомобиля изменяется в зависимости от условий эксплуатации, причем для некоторых условий она может оказаться удовлетворительной, а для других - недостаточной. Характерные условия эксплуатации с достаточной степенью вероятности можно установить для многих групп автомобилей. Для этих условий можно было бы выпускать равнопрочные автомобили, т. е. такие, у которых срок службы всех основных агрегатов был бы одинаковым.

Кривые усталости (рис. 11*а,б*) получают испытанием на стенде стандартных образцов или натурных деталей

Результаты испытаний на усталость можно наносить на обычную равномерную сетку, но чаще их изображают в системе координат с логарифмическими шкалами, где они обычно аппроксимируются прямой линией - рис.11*б*.

На основании теоретических соображений и многочисленных экспе-

риментальных данных зависимость между напряжением σ или τ и числом циклов нагружения до разрушения (долговечностью) N выражается следующими формулами:

$$\sigma_i^m N_i = \sigma_r^m N_0 = const;$$

$$\tau_i^m N_i = \tau_r^m N_0 = const,$$

где σ_i и τ_i — текущие напряжения соответственно при растяжении-сжатии и кручении; m — угловой коэффициент кривой усталости; N_i — текущее число циклов; σ_r и τ_r — пределы выносливости соответственно при растяжении-сжатии и кручении; N_0 – число циклов, соответствующее пределу выносливости.

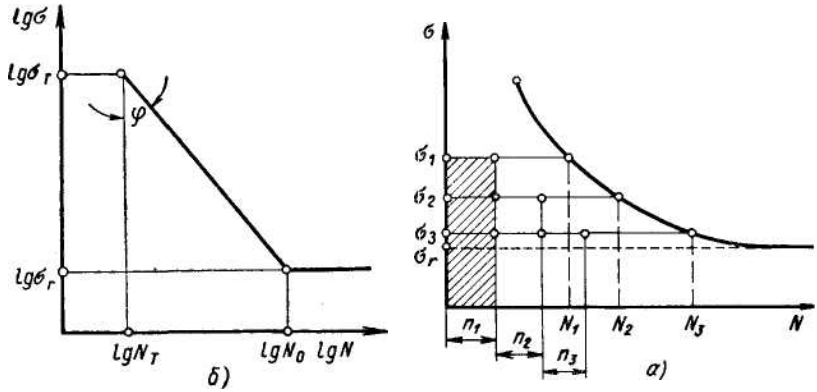


Рис. 11. Кривые усталости и схема суммирования повреждений:
а ***— в простых координатах; б — в логарифмических координатах***

Однако такая зависимость не является строго функциональной. На практике неизбежен разброс результатов эксперимента, вызванный влиянием различных побочных факторов. Напряжение σ_r (рис. 11*а*) называется пределом выносливости. Индекс r означает коэффициент асимметрии цикла.

Для изгиба $r = \sigma_{min} / \sigma_{max}$, для кручения $r = \tau_{min} / \tau_{шах}$.

Цикл при среднем напряжении $\sigma_m = 0$ (рис. 12 *а)* и при $r = -1$ называют симметричным, цикл при $\sigma_m \geq 0$ и $r \leq 1$ (рис. 12 *в*) — асимметричным циклом. Частный случай асимметричного цикла при $\sigma_{min} = 0$ и $r = 0$ (рис. 12 *б*) называют пульсирующим циклом.

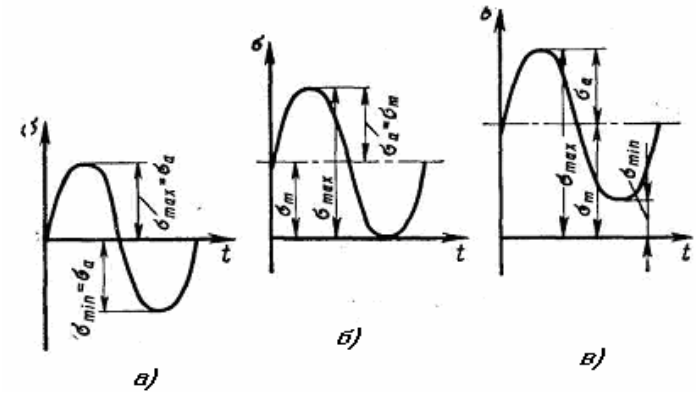


Рис. 12. Циклы изменения напряжений в зависимости от времени

Гипотезы суммирования усталостных повреждений позволяют по кривым усталости, полученным при испытании деталей на стенде, судить об их сроке службы в соответствующих условиях эксплуатации.

Если в эксплуатации деталь испытывает напряжение σ_1, повторяющееся n_1 раз, то в этих условиях используется только n_1/N_1 её срока службы и она будет иметь запас выносливости. Если в эксплуатации деталь работает с напряжениями σ_1, σ_2, σ_3 и т. д., повторяющимися соответственно n_1, n_2, n_3 и т. д. раз, то, чтобы она не разрушилась ранее установленного срока службы, необходимо соблюдение условия

$$\frac{n_1}{N_1}+\frac{n_2}{N_2}+\frac{n_3}{N_3}\cdots \le 1,$$

или

$$\sum \frac{n_i}{N_i} \le 1$$

Как отмечается рядом исследователей, такое условие суммирования является приближенным. В общем виде оно записывается так:

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = a,$$

где a – зависит от материала детали и условий её нагружения.

Нагрузки, действующие на агрегаты автомобиля во время эксплуатации, носят случайный характер, поэтому для их описания применяются основные положения теории вероятностей и математической статистики.

Характеристики материалов и конструкций (предел текучести, разрушающая нагрузка, предел выносливости и т. п.) являются также случайными величинами, зависящими от множества факторов. Эти характеристики определяют при испытаниях, поэтому результаты испытаний необходимо обрабатывать с помощью методов математической статистики.

Внедрение вероятностных методов исследования в практику расчетов автомобиля дает возможность правильно оценить прочность и долговечность конструкции.

Каждое исследование случайных явлений, выполняемое методами теории вероятностей, прямо или косвенно основывается на экспериментальных данных. Характеристики случайных величин, получаемые из опыта, называются статистическими или выборочными. Если число наблюдений велико, то статистические характеристики приближенно оценивают вероятностные характеристики. Так, например, при неограниченном числе опытов статистическое среднее приближается к математическому ожиданию.

При исследовании прочности и долговечности конструкции автомобиля часто получают последовательный ряд величин, характеризующих внешнюю нагрузку, действующую на данный агрегат, или прочность детали. Первичная обработка этого экспериментального материала обычно состоит в группировке найденных значений по достаточно малым интервалам, вычислении средних относительных частот (частостей) p_i для каждого интервала напряжения или нагрузки и графическом представлении результатов в виде гистограмм и кривых распределения.

В качестве примера распределения случайных величин при статистической обработке экспериментальных данных по нагруженности деталей автомобиля на рис.13 приведены гистограммы распределения напряжений в балке заднего моста автомобиля. По оси абсцисс отложены напряжения изгиба $\sigma_{и}$, а по оси ординат - частота их повторения n_t в принятом интервале (разряде).

При увеличении объема выборки (при $п \to \infty$) и уменьшении интервала (увеличении количества разрядов напряжений) гистограмма *1* будет более приближаться к некоторой кривой *2*. Если при этом перестроить гистограмму в относительных величинах, то кривая *2* будет представлять собой функцию распределения вероятностей появления нагруженности детали в данных условиях эксплуатации.

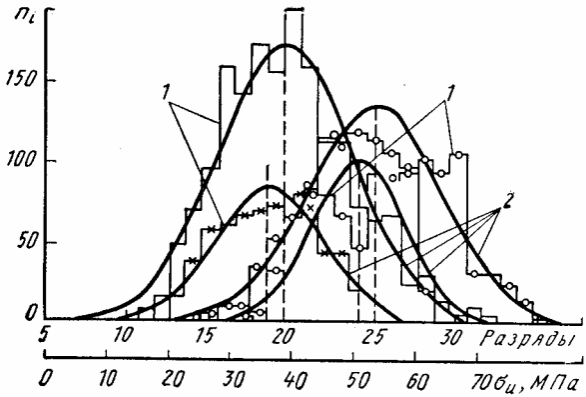


Рис. 13. Распределение напряжений изгиба в балке заднего моста:
1 – *гистограммы;* 2 – *кривые распределения*

Циклический характер нагружения определяется не только нагрузочным режимом, который зависит от внешних факторов, действующих на автомобиль или агрегат, но и от условий взаимодействия деталей. Независимо от нагрузочного режима вала коробки передач нагрузка на зуб шестерни за один оборот вала возрастает от нуля до максимума и затем снова падает до нуля. Вторичный вал коробки передач, кроме крутящего момента, нагружается изгибающим моментом. При этом последний вызывает напряжения, изменяющие знак за один оборот вала и т. д. Уровень цикличности нагрузок в системе привода рулевого управления зависит, например, от скорости автомобиля. При движении автомобиля по прямой и при некоторых дорожных условиях в передней подвеске и рулевом управлении могут возникнуть высокие циклические нагрузки.

На рис. 14 приведены осциллограммы, показывающие циклический характер нагрузки в рулевом управлении междугороднего автобуса, обусловленный повышенным дисбалансом колес.

Интенсивность изнашивания деталей зависит от цикличности действия нагрузок. Экспериментальные методы исследования позволяют непосредственно замерить напряжения в зависимости от различных эксплуатационных условий и связать долговечность конструкций опытного и производственного выполнения как с нагрузочным режимом, так и с напряжением. При определении нагрузок, действующих на детали и их элементы вновь проектируемых конструкций, в соответствии с конструктивной схемой разрабатывается расчетная схема агрегата или узла.

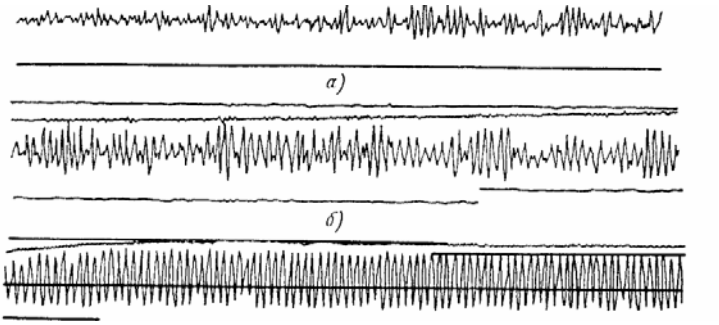


Рис. 14. Колебания нагрузки на деталях рулевого управления автомобиля при движении:
а ***- колебания при скорости 55-70 км/ч;*** **б** ***- колебания при скорости 75-90 км/ч.;***
в ***- колебания при скорости 90 км/ч***

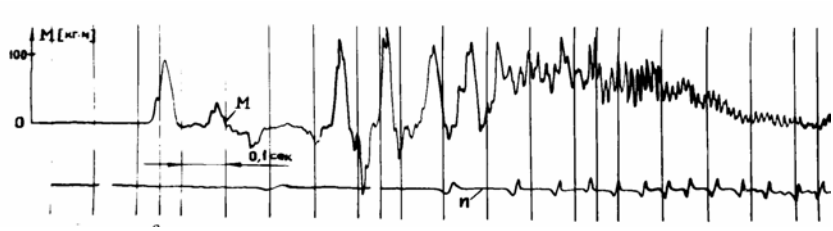


Рис. 15. Колебания нагрузки на карданном валу, соединяющем согласующий редуктор и гидротрансформатор четырехосного тягача КЗКТ-545, при пуске двигателя

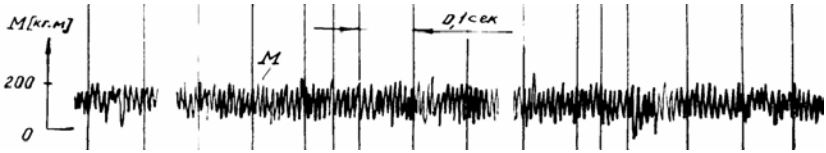


Рис. 16. Колебания нагрузки на карданном валу, соединяющем согласующий редуктор и гидротрансформатор четырехосного тягача КЗКТ-537, при разгоне тягача

В расчетной схеме указываются возможные спектры распределения нагрузки в деталях исходя из внешнего силового потока, в цепи которого расположен агрегат, и внутреннего, в цепи которого находится деталь. Расчет в ряде случаев ведется по нескольким расчетным схемам, для различных нагрузочных режимов.

Равнопрочность конструкции

Учитывая различную интенсивность разрушения деталей, элементы которых одновременно работают на изгиб, выкрашивание и изнашивание, например, шестерен, заданную долговечность можно обеспечить только с учетом всех факторов. В ряде случаев размеры зубьев шестерен определяют по контактной прочности, а не по прочности на изгиб. При конструировании необходимо учитывать одновременное воздействие напряжения изгиба, поверхностного сжатия, а также эффекта скольжения и износа.

На рис. 17 приводятся рекомендации, касающиеся выбора конструктивных параметров шестерен с учетом различных видов разрушения. Известно, что долговечность изменяется примерно пропорционально третьей степени нагрузки для поверхностей, работающих на контактную усталость, и шестой степени для деталей, испытывающих изгиб. Таким образом, на графике условно можно нанести три характеристики выносливости для трех пар шестерен (линии I - III), имеющих одинаковые конструктивные параметры, определяющие их контактную усталость, и различные конструктивные параметры, определяющие их работу на изгиб (линия *IV).*

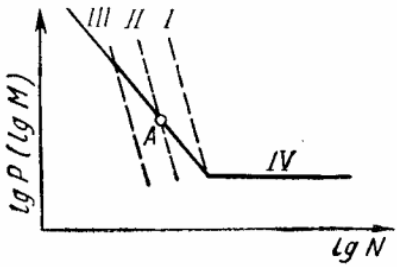


Рис.17. Характеристики выносливости шестерен при изгибающих и контактных нагрузках

Следует ожидать, что при меньших нагрузках возможен выход шестерен из строя как из-за поломок зуба, так и вследствие его выкрашивания. Это обстоятельство необходимо учитывать при выборе параметров шестерни. Метод совмещения характеристик выносливости полезен и при оценке долговечности деталей, изготовленных из разных материалов или при различной их термической обработке (рис. 18).

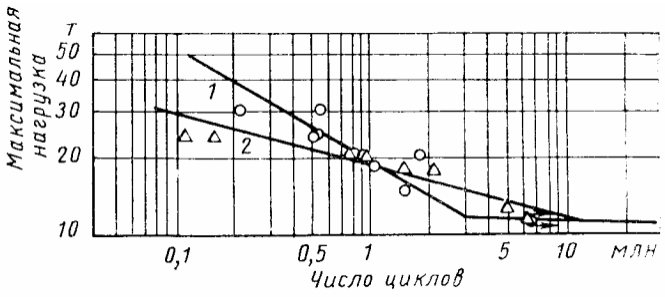


Рис. 18. Влияние термической обработки на усталость коленчатых валов автомобиля ЗИЛ-130: 1- улучшение; 2- нормализация

Характеристики выносливости улучшенных и нормализованных коленчатых валов автомобилей ЗИЛ-130 показывают, что при большом уровне нагрузки нормализованные валы менее долговечны. В случае уменьшения нагрузки долговечность нормализованных валов больше по сравнению с улучшенными валами.

Изнашивание

Износ – один из видов разрушения конструкции, делающего её неработоспособной. Как показали исследования, износ деталей соединения зависит от:

а) материалов деталей и их термической обработки;

б) конструктивных особенностей соединения;

в) производственно-технологических факторов (качества изготовления деталей);

г) среды - смазка, температура, качество уплотнения;

д) параметров цикла – давление, скорость, условия относительного перемещения.

Фактор скорости оказывает различное влияние на износ в зависимости от конструкции соединения, условий его работы и вида смазки. Если с повышением удельной нагрузки износ увеличивается, то с увеличением скорости износ может и не увеличиваться, а, наоборот, уменьшаться. Это объясняется тем, что в ряде соединений при переходе к гидродинамической или полной смазке износ может быть практически нулевым. В этом случае свойства сопрягающихся поверхностей не влияют на износ. Нагрузка и характер относительного перемещения деталей определяют интенсивность изнашивания.

В некоторых соединениях имеет место только граничное трение, вследствие чего возникает абразивный износ, сопровождаемый коррозией. К подобным соединениям относятся шаровые сочленения рулевых тяг, шкворневые соединения, сочленения в рессорах и независимых подвесках, скользящие соединения карданного вала и т. п. Невысокие скорости перемещения, характер возвратно поступательного движения и форма поверхности деталей исключают в этих соединениях наличие жидкостного трения.

Исследования по определению влияния различных факторов на абразивное изнашивание рабочих пар показывают, что скорость практически не влияет на интенсивность изнашивания, долговечность в этом случае зависит главным образом от удельных нагрузок и пути трения. Большое влияние на интенсивность изнашивания оказывают такие факторы, как смазка и среда, которые в эксплуатационных условиях не стабильны. Влияние скорости может быть косвенным, например, через температуру.

Износ поверхностей сопрягающихся деталей начинается с первых километров пробега автомобиля и нарастает после приработки обычно по закону прямой или линии, близкой к ней. Предельный износ – такой, при котором нарушаются рабочие функции агрегата. Долговечность каждой детали определяется величиной резерва конструкции и интенсивностью изнашивания, представляющей собой средний износ, отнесенный к единице пробега автомобиля, например, 1 тыс. км. Износ одной детали может быть предельным и ее надо заменять, в то время как работающая с ней в паре другая деталь соединения может быть еще годной. Поэтому необходимо учитывать соразмерность долговечности сопрягаемых деталей.

В зависимости от конструкции и назначения за 1 км пробега автомобиля соединение совершает то или иное число типичных для него циклов нагружения, периодических или непрерывно повторяющихся. Циклом следует считать, например, возвратно-поступательное перемещение поршня и колец относительно цилиндра между двумя мертвыми точками, один оборот колеса при торможении автомобиля и т.п. Более сложными циклами являются относительное перемещение поворотного кулака шкворня, сочленения рулевой тяги и шарниров подвески. Параметры, характеризующие циклы работы этих соединений, изменяются в широком диапазоне. Характерным является как число циклов, приходящихся на 1 км пробега автомобиля, с учетом периодичности работы соединения, так и параметры цикла.

Износ за один цикл есть циклическая интенсивность изнашивания. Но по износу циклы не всегда равнозначны, например, влияет температура и др. Чтобы скорректировать неравнозначность циклов, должен быть введен температурный и другие коэффициенты. Влияние скорости и ее изменение за цикл надо исследовать для каждого характерного соединения автомобиля.

Число циклов в периодически действующих агрегатах силовой передачи определяется коэффициентом периодичности. Число циклов соединений ходовой части и органов управления автомобилем устанавливают экспериментально. С помощью статистической обработки опытных данных определяют число циклов за 1 км пробега и их характер для различных конструкций в типичных и предельных эксплуатационных условиях.

Интенсивность изнашивания соединения определяется в зависимости от нагрузки и сопоставляется с износом образцов на машине трения. В качестве исходного положения принимается износ за цикл сопрягаемых деталей, изготовленных из материалов, типичных для исследуемого соединения реальной конструкции. В процессе исследований должно быть установлено влияние на износ параметров движения и их изменения за цикл, влияние качества смазки, чистоты и твердости поверхности и т. п.

Минимальное число необходимых экспериментов, исключающих случайность полученных экспериментальных данных, может быть определено на основании теории вероятности. В основе дорожных испытаний лежит определение наибольшего среднего квадратичного отклонения или дисперсии исследуемого параметра режима в данной выборке.

Средним квадратичным отклонением регистрируемого параметра в математической статистике называется величина

$$\sigma = \sqrt{m_2 - m_1}\ .$$

Среднее арифметическое регистрируемого параметра:

$$m_1 = -$$

среднее квадратичное регистрируемого параметра:

$$m_2 = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i^2 n_i}{n},$$

где x_i — значение регистрируемого параметра в различные моменты наблюдения; n_j — число наблюдений регистрируемой величины x_t; n - общее число наблюдений.

Кроме этих величин необходимо иметь желательную степень точности е исследования среднего значения x и уровень вероятности p_i.

Степень точности $\bar{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{\bar{x}} \cdot 100\%$.

Предельная ошибка выборки с заданной определенной вероятностью пропорциональна средней ошибке Δ:

$$\varepsilon = t\bar{\Delta} = \pm t \frac{\sigma}{\sqrt{n_0}},$$

где δ - среднее квадратичное отклонение исследуемого параметра x в данной выборке; n_o - число экспериментов в выборке.

Коэффициент t определяется интегралом уровня вероятности

$$p_t = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-t^2/2}\, dt.$$

Значение коэффициента t в зависимости от p_t определяют по таблицам математической статистики. Для определения оптимального числа экспериментов и минимального пробега при каждом эксперименте рекомендуется следующий порядок исследования:

1. Провести несколько серий заездов в типичных условиях различной продолжительности (например, 10; 30; 60 км с числом экспериментов до шести), во время которых выявить параметр с наибольшей дисперсией.

2. Подсчитать дисперсию для регистрируемого параметра в каждой серии заездов для 3; 4; 5 и 6 экспериментов. Точки на графике, полученные для одной и той же продолжительности пробега, соединить линиями.

3. Задавшись степенью точности исследования е (примерно 15 %) и уровнем вероятности p_t (0,85—0,95), подсчитать допустимую предельную ошибку выборки предельную ошибку выборки предельную ошибку выборки

$$\varepsilon = \frac{\bar{x}}{100} \bar{\varepsilon}.$$

4. Определить дисперсию, соответствующую заданной степени точности для нескольких экспериментов (например, $n_o = 3$ и 5):

$$\sigma^2 = \frac{n\varepsilon^2}{t^2}.$$

5. По таблицам найти коэффициент *t,* исходя из принятой величины p_t.

6. Полученные значения дисперсии нанести на график и соединить прямой линией (функциональная зависимость δ^2 и линейная n).

Полученные экспериментально значения дисперсии, лежащие ниже прямой линии, обеспечивают заданную степень точности. Из них надо выбрать ту, которая получена при минимальной суммарной продолжительности пробега nS км. Таким образом определяют минимальное число экспериментов n и минимальный пробег S каждого эксперимента.

На основе приведенных выше рекомендаций были установлены минимальные длины участков при определении спектров нагруженности трансмиссии: 300-500 м - при движении по щебенчатой дороге, булыжному шоссе, накатанной дороге, асфальтированному шоссе; 500-700 м - при движении в городе; 1000 м - по разбитым грунтовым дорогам и целине.

Существует несколько способов обработки экспериментальных данных для получения спектров нагрузки, которые используются при расчете конструкций: способ максимумов; способ пересечения.

Методы обработки информации с использованием компьютера «Ноутбук» позволяют получать кривые распределения нагрузок и другие параметры математической статистики непосредственно на экране монитора в процессе эксперимента.

Способ корреляционной обработки информации на анализаторе амплитуд заключается в том, что каждая пара экстремальных значений нагрузки (минимум и последующий максимум) заносится в корреляционную таблицу, в которой по горизонтали – число уровней максимумов, а по вертикали - число уровней минимумов. После обработки всей записи считается число случаев появления размахов в каждой клетке таблицы.

5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Лабораторные и дорожные исследования. Использование САПР при испытаниях

К работам, выполняемым в испытательных лабораториях, относятся: поиск методов испытаний и исследований по определенной тематике, составление программ испытаний, проведение испытаний, оформление отчетов о проведенных испытаниях, содержащих рекомендации по совершенствованию испытанной конструкции. Исследования дают возможность выполнить доводку конструкции и контроль **эксплуатационных** свойств нового или модернизированного автомобиля, привести эти свойства в соответствие с техническим заданием, если в этом есть необходимость. Изучаются также эксплутационные свойства зарубежных автомобилей и определяются режимы для проведения различных экспериментов.

Получение моделей элементов (моделирование элементов) в общем случае - процедура неформализованная. Основные решения, касающиеся выбора вида математических соотношений, характера используемых переменных и их параметров, принимает разработчик модели. В то же время такие операции, как расчет численных значений параметров модели, определение областей адекватности и др., алгоритмизированы и решаются на ЭВМ. Поэтому моделирование элементов обычно выполняется специалистами конкретных технических областей с помощью традиционных средств экспериментальных исследований и средств САПР.

Методы получения функциональных моделей элементов делятся на теоретические и экспериментальные.

Теоретические методы исследований основаны на изучении физических закономерностей протекающих в объекте процессов, определении соответствующего этим закономерностям математического описания, обосновании и принятии упрощающих предположений, выполнении необходимых выкладок и приведении результата к принятой форме представления модели. Основу получаемых моделей обычно составляют системы уравнений, отражающих зависимости фазовых переменных. Такие модели чаще всего относятся к алгоритмическим и адекватны в сравнительно широких диапазонах изменения переменных.

Экспериментальные методы исследований основаны на использова-

нии экспериментально полученных зависимостей между параметрами и фазовыми переменными объекта. Эксперименты при этом могут проводиться на самих объектах, на их физических моделях (макетах и стендах) или с использованием их полных ММ. Для целей моделирования используются пассивные и активные эксперименты. При пассивных экспериментах условия опыта остаются постоянными. В случае использования активного целенаправленного эксперимента опыты проводятся по заранее разработанному плану, определяющему количество опытов и значения факторов в каждом опыте. В зависимости от методов планирования преимущества активных экспериментов перед пассивными могут выражаться в сокращении сроков разработки модели и в получении оптимального положения области ее адекватности.

В процессе преобразования экспериментальных данных в ММ возможны их аппроксимация, усреднение, статистическая обработка. Последнее характерно при постановке пассивных экспериментов, когда связь между выходными и внешними параметрами носит не функциональный, а статистический характер. Для получения модели в такой ситуации часто применяют регрессионный анализ.

Экспериментальные методы получения ММ удобны для моделирования безынерционных объектов с относительно гладкими зависимостями между переменными. Результатом применения этих методов становятся модели, имеющие частный характер.

Несмотря на неформальный характер большинства операций, используемых при разработке моделей элементов различных объектов, имеется ряд общих положений и приемов. Достаточно общий характер имеют методика макромоделирования, математические методы планирования экспериментов, а также алгоритмы формализуемых операций расчета численных значений параметров.

В общем случае методика получения ММ элементов объекта включает в себя этапы, приведенные ниже.

1. Выбор свойств объекта, которые подлежат отражению в модели. Этот выбор основан на анализе возможных применений модели и определяет степень ее универсальности.

2. Сбор априорной информации о свойствах моделируемого объекта. Источниками собираемых сведений могут служить знания и опыт инженера, научно-техническая литература, прежде всего справочная, ММ и результаты эксплуатации существующих аналогичных объектов и т.п.

3. Синтез структуры ММ - получение общего вида уравнений модели без конкретизации численных значений фигурирующих в них пара-

метров. Часто проектировщику модели удобнее оперировать не уравнениями, а эквивалентными схемами, с помощью которых инженеру проще устанавливать физический смысл различных элементов ММ.

4. Определение численных значений параметров модели. Данная задача решается как задача минимизации погрешности модели заданной структуры. Возможны следующие приемы выполнения этого этапа:

- использование специфических расчетных соотношений с учетом собранных на этапе 2 сведений;

- решение экстремальной задачи, в которой в качестве целевой функции выбирается степень совпадения известных значений выходных параметров объекта с результатами использования модели, а управляемыми параметрами являются параметры модели;

- проведение экспериментов и обработка полученных результатов.

5. Оценка точности полученной модели и определение области ее адекватности. Для оценки точности должны использоваться значения $y_{ист}$, которые не фигурировали в задаче минимизации погрешности. При неудовлетворительных результатах оценки выполняют итерационное приближение к желаемому результату повторением этапов 3 - 5.

6. Представление полученной модели в форме, принятой в используемой библиотеке моделей.

Лабораторные методы испытаний основаны на том, что автомобиль и его элементы подвергаются воздействию определенных факторов в соответствии с задачами испытаний. В этих условиях производится анализ и оценка свойств автомобиля, рабочих процессов, происходящих в агрегатах и системах, влияния конструктивных и производственных особенностей на выходные характеристики рабочих процессов и всех эксплуатационных свойств, включая надежность конструкции.

К материально-техническим средствам исследований относятся стенды, аппаратура и объекты испытаний. На стендах воспроизводятся режимы, необходимые для исследования объектов. С помощью различной аппаратуры управляют рабочими режимами и состоянием среды, измеряют их показатели во время стендовых и дорожных испытаний и исследований, определяют взаимосвязь различных явлений рабочих процессов и численные значения показателей различных свойств автомобилей.

При стендовых испытаниях через органы управления устанавливаются и регулируются режимы нагружения испытываемого агрегата, узла и т.п. и силы сопротивления. В зависимости от цели испытаний создаются постоянные или ступенчатые режимы нагружения с определен-

ным чередованием действующих параметров и различной продолжительностью работы агрегата на каждой ступени. Нагружение может создаваться также переменное монотонно изменяющееся в соответствии с линейной, квадратичной, синусоидной зависимостью, вибрационное и резонансное. При автоматизированном управлении режимы изменяются по определенному закону, установленному программой.

Дорожные испытания проводятся по специально выбранным типовым городским и междугородным маршрутам, по проселочным дорогам и бездорожью, в горах, в степной местности, в пустыне, а также в северных районах. Испытания позволяют вести наблюдения за состоянием автомобилей в условиях, в которых они будут работать. Дорожные испытания не теряют значения, несмотря на развитие стендовых и полигонных испытаний.

В естественных условиях дорожные испытания имеют ряд недостатков: в зависимости от времени года дорожные условия изменяются, не всегда можно найти требуемые участки местности: брод, грязь, подъемы необходимой величины в сочетании с желаемыми климатическими условиями, затруднено форсирование испытаний. Все это заставляет отклоняться от намеченной программы и не дает возможности сравнивать результаты испытаний, полученные в различное время на разных дорогах.

Полигонные испытания проводятся в специально созданных условиях. Для этого автомобильные полигоны имеют комплекс различных искусственно созданных дорожных условий: динамометрические дороги, дороги и площадки для скоростных испытаний автомобилей, для определения устойчивости, маневренности и плавности движения автомобиля и т.п. В комплекс входят участки дорог с крупным булыжником, выступами прямоугольной формы, расположенными в шахматном порядке, участки дорог с поперечными волнами синусоидального профиля, с косыми волнами синусоидального и прямоугольного профилей, дороги с ухабами, участки с обособленными сменными неровностями и др. Эти дороги предназначены для испытания автомобилей на долговечность и надежность. Эксплуатационная долговечность автомобилей устанавливается с помощью переводных коэффициентов.

Пробеги автомобиля при испытаниях на долговечность деталей ходовой части в сильно нагруженных условиях на специальных дорогах полигона могут быть в 100 раз короче, чем при эксплуатации автомобиля на ровных дорогах с покрытием и в 10 раз короче, чем при эксплуатации на грунтовых дорогах.

Полигонные испытания позволяют проверить и оценить различные

эксплуатационные свойства автомобиля. Для этого применяются пылевые и водяные камеры, оборудование для определения обзорности, шума и т. п. На полигоне различные автомобили проходят испытания в одинаковых условиях, поэтому результаты испытаний получаются сравнимыми.

Эксплуатационные испытания. Прошедшие испытания в лабораториях завода-изготовителя автомобили или их агрегаты передаются эксплуатирующим организациям, где работают под наблюдением соответствующих заводских лабораторий дорожных испытаний. В таких условиях получаются достоверные сведения о надежности испытываемой конструкции, о соответствии её характеристик условиям эксплуатации.

Пробеговые испытания проводятся при контрольно-провероч- ных испытаниях новых конструкций автомобилей. Проводят их специальные междуведомственные или государственные комиссии с участием представителей завода. Пробеговые испытания служат для окончательной оценки эксплуатационных свойств новой модели автомобиля, выявления ее недостатков, которые должны быть устранены, а также для установления целесообразности производства данной модели. В процессе длительных дорожных испытаний опытных автомобилей проверяются различные эксплуатационные качества, делается сравнительная оценка испытываемых моделей. Для сокращения времени и стоимости испытаний необходимо правильно сочетать испытания различного назначения, отразив это в программе.

Нагрузочные, скоростные и другие режимы для лабораторных испытаний должны определяться исходя из эксплуатационных условий, в которых будет работать исследуемая конструкция. Для этого необходимо проведение испытаний агрегатов автомобиля в типичных и предельных эксплуатационных режимах. После обработки результатов дорожных испытаний создаются эквивалентные режимы испытаний в стендовых условиях.

В зависимости от назначения автомобиля при испытаниях создаются определенные условия работы для его агрегатов. Выбор среды при испытаниях сочетается с выбором режимов. Внешняя среда создается с помощью специальных грязевых ванн, пылевых камер и т. п. Испытания ведутся при заданной температуре.

Нагрузочные и другие режимы испытаний создаются путем комбинации маршрутов, установления скорости движения, дорожных условий, периодичности пользования механизмами управления и обслуживания и т. п.

Исследование долговечности деталей автомобиля

Долговечность деталей является наиболее важным качеством автомобиля, от которого зависит надежность агрегатов автомобиля и его эксплуатационные свойства. Интенсивность разрушения деталей определяется сопротивляемостью разрушению в условиях рабочих процессов, совершающихся в агрегатах, т. е. при их взаимодействии с другими деталями, различными режимами, внешней и внутренней средой.

Рабочие режимы в агрегатах и среда в эксплуатации изменяются, они должны изменяться и при лабораторных исследованиях. Установление связи долговечности деталей с интенсивностью их разрушения в зависимости от рабочих режимов и среды является основной задачей при лабораторных исследованиях. Из такой предпосылки составляются программы лабораторных работ.

Потенциальные возможности и резервы конструкции, от которых зависит сопротивляемость разрушению и интенсивность разрушения, определяются геометрическими размерами деталей и условиями их соединений, свойствами материалов деталей после механического, термического и термохимического упрочнения, противоизносными покрытиями, технологическими особенностями, однородностью и точностью изготовления. Одной из главных задач лабораторных исследований является определение влияния конструктивных, технологических особенностей на сопротивляемость изнашиванию, а также усталостным разрушениям при типичных и предельных режимах.

Найдя закономерности изменения интенсивности разрушения деталей от различных факторов, можно установить коэффициенты, отражающие эквивалентность расчетных, эксплуатационных, лабораторных и полигонных режимов. Это дает возможность уже в процессе проектирования прогнозировать долговечность деталей новых конструкций в различных эксплуатационных условиях.

Точность прогнозирования зависит от количества испытываемых образцов, продолжительности и условий испытаний. Исходные данные для лабораторных работ определяются с помощью математической статистики и теории вероятности.

В новых конструкциях возможны отклонения в рабочих процессах, причинами которых являются производственные, конструктивные и другие ошибки. Можно назвать следующие направления лабораторных работ по определению и оценке долговечности деталей:

а) систематизация эксплуатационных условий, характерных для создаваемого нового автомобиля и определение нагрузочных и других

режимов для каждого его агрегата;

б) разработка методики воспроизведения эксплуатационных режимов при лабораторных дорожных испытаниях;

в) выбор режимов и среды для лабораторных стендовых испытаний и исследований, в том числе – форсированных режимов;

г) определение влияния входных характеристик и особенностей конструкции агрегатов и систем нового автомобиля на формирование режимов рабочих процессов;

д) определение влияния температурных режимов и среды в агрегатах на стабильность механических свойств конструкционных материалов;

е) проведение дорожных испытаний для определения коэффициентов динамичности;

ж) проведение ускоренных испытаний деталей и агрегатов автомобилей на стендах на постоянных и программируемых режимах для построения кривой выносливости;

з) определение численных значений коэффициентов, отражающих влияние конструктивных и технологических факторов на интенсивность разрушения деталей.

Основной задачей лабораторных поисковых работ по доводке новых конструкций является выявление эксплуатационных условий, в которых будет работать автомобиль или агрегат, и определение в этих условиях типичных и предельных режимов для использования их при последующих исследованиях.

Выбранные режимы испытаний считаются правильными, если они вызывают такую же поломку детали, какая бывает в эксплуатационных условиях.

В лабораторных условиях типичные эксплуатационные режимы можно воспроизвести наиболее полно путем программирования их на стендах с автоматическим управлением. Это необходимо учитывать при выборе методов испытания и при классификации эксплуатационных условий для новых конструкций.

Новые образцы автомобилей и агрегатов должны проходить все виды испытаний на долговечность в различных условиях, которые зависят от назначения автомобиля данного типа и сферы его применения. Стенды инерционного типа, например, позволяют дать предварительную оценку долговечности для испытаний тормозных накладок и накладок сцепления опытных деталей конструкции, влияние температурного фактора и т. п.

В табл. 4 приведены коэффициенты нагруженности сцепления и коробки передач (данные НИИАТА) на указанных дорогах по сравнению

с нагруженностью на асфальтированном шоссе высокого качества, где этот коэффициент принят за 1.

Таблица 4

Дорога	К-во выключений сцепления	К-во переключений передач
Асфальтированное шоссе высокого качества	1,0	1,0
Шоссе с щебеночным покрытием	1,92	1,8
Пригородное шоссе с асфальто-бетонным покрытием	2	1,3
Грунтовая профилированная	1,6	1,5
Дорога с твердым покрытием в горной местности	4,2	3,25
Город с населением свыше 1 млн чел.	9,5	2,85
Движение в карьере	6,7	2,25
Разбитая грунтовая дорога	3,85	2,0

Длительные испытания должны охватывать все времена года и определенный комплекс дорожных условий, а также включать этапы с форсированными скоростными, нагрузочными и температурными режимами и различными состояниями среды.

Установлено, что на разбитых дорогах больше нагружается ходовая часть, а на трассах дальнего следования при работе с прицепом – двигатель. Высокие скорости движения неблагоприятно сказывается на долговечности шин.

При форсированных испытаниях недопустимы нагрузки, которые приводили бы к выдавливанию и разрыву масляной пленки, например, на зубьях шестерен. Исследования коробок передач показывают, что при напряжениях выше пределов выносливости износы шестерен незначительны. Если при испытании коробок передач одновременно определяется износостойкость шестерен или влияние смазки на износ, то не следует превышать предел выносливости, так как вследствие поломки зуба из-за усталости придется прекратить испытания.

Предельные режимы. Чтобы не происходили деформации или поломки деталей в течение амортизационного срока, необходимо знать величины предельных нагрузок и соответствующим запасом прочности оградить детали от выхода из строя. Достаточность запасов прочности должна проверяться в лабораторных условиях. Необходимо установить также условия движения автомобиля, при которых возникают предельные нагрузки, и определить коэффициенты динамичности, используемые затем при расчете.

По данным НАМИ коэффициент динамичности в силовой передаче равен 2,5…3,0 на второй передаче и 3,7…4,4 на четвертой передаче. Время нарастания нагрузки при этом – 0,05…0,06 с.

В процессе трогания с места и разгона от двигателя к трансмиссии передается крутящий момент, равный 0,97 …1,28 $M_{мах}$ ($M_{мах}$ - максимальный крутящий момент двигателя). При выезде из кювета, движении по песку и т.п. за счет инерции маховика и других вращающихся деталей двигателя максимальный крутящий момент составляет 1,4 $M_{мах}$ и более. При проезде неровностей, когда скорость вращения ведущих колеса резко изменяется, пиковый крутящий момент в трансмиссии составляет 2,5… 2,8 $M_{мах}$.

Исследования динамических нагрузок в элементах ходовой части автомобилей ЗИЛ показывают, что максимальный коэффициент динамичности для балки заднего моста в условиях бездорожья составляет 4,2, для грунтовых дорог - 2,2, булыжного шоссе - 2,0 и асфальтированного шоссе - 1,5. Коэффициент динамичности для подрессорных частей автомобиля при скорости 60 км/ч равен 2.

Каждый агрегат автомобиля имеет свой предельный режим нагружения. Причем, предельный нагрузочный режим для одного агрегата может не являться предельным для других агрегатов. Для надежности конструкции может быть неблагоприятным сочетание режимов, например, нагрузки и скорости или скорости и температуры и т. п.

Скоростной и температурный режимы влияют на долговечность деталей, вызывая изменение нагрузочного режима, или ведут к появлению внутренних тепловых напряжений. Как следствие - образование трещин в элементах конструкции. В связи с этим, программа доводочных испытаний включает предельные нагрузочные, скоростные и температурные режимы, соответствующие наиболее тяжелым эксплуатационным условиям работы автомобиля.

При испытаниях указанные режимы должны действовать одновременно, чтобы можно было установить взаимосвязь факторов, определяющих предельные режимы и влияние их на долговечность деталей.

Проверка агрегатов двигателя и силовой передачи производится на стендах на предельных режимах. Проверка ходовой части, кузова, крепления радиатора и двигателя и коммуникаций производится в дорожных условиях, тормоза и рулевое управление проверяются в дорожных условиях и на стендах. Существуют специализированные стенды для испытаний автомобилей в целом, на которых проверяется долговечность элементов подвески и кузова при предельных режимах. В лабораторных

условиях можно воспроизвести любые динамические нагрузки и их чередование, стендовые условия могут вполне удовлетворять требованиям проверки и оценки долговечности и надежности деталей автомобиля.

Все основные агрегаты и детали силовой передачи, органов управления автомобилем должны испытываться в стендовых условиях на статическую прочность до разрушения путем последовательно увеличивающейся нагрузки и одновременного замера деформаций. Это позволяет определять предельные нагрузки, которые выдерживают отдельные элементы конструкций. Определив по результатам дорожных испытаний пиковые значения нагрузки и коэффициенты динамичности, можно установить резервы, которыми обладает конструкция.

Статические испытания имеют большое значение также для оценки жесткости системы в целом и соотношения жесткостей элементов системы (рама, кузов). При этом выявляются опасные места конструкции.

Предельные режимы в дорожных условиях находят путем увеличения загрузки автомобиля, движения в тяжелых дорожных условиях, повышения скорости движения, резкого включения сцепления и коробки передач, многократного торможения с высоких скоростей, переезд на больших скоростях через препятствия и т.п. Двигатель испытывается при полной мощности и соответствующем числе оборотов на переменных режимах по специальной программе, а также проверяется его пуск в холодном состоянии (при – 10° С и при – 40° С). Агрегаты силовой передачи, рулевой механизм и колесный тормоз испытываются на статическую прочность и жесткость до поломки первых и последующих деталей. Затем проверяются отдельные детали, если в собранном узле нельзя обеспечить соответствующие нагрузки для испытания на прочность его деталей. Одновременно проводятся замеры изменения пятна контакта работающих пар. Кроме того, агрегаты трансмиссии испытываются на режимах максимального крутящего момента, сцепление и тормоза – на число включений, колеса в сборе – на режим максимальной нагрузки и скорости, компрессоры пневмосистемы, гидросистемы и вакуумные системы – на число включений.

Испытания кузова и рамы проводятся на стенде с использованием вибраторов для выявления наиболее напряженных мест и деформаций. Для определения напряжений отдельных элементов системы применяются лаковые покрытия и производится тензометрирование.

Дорожные испытания должны проходить на специальных дорогах полигона. Ниже перечислены виды дорожных испытаний на предельных режимах:

- максимальная скорость на магистральных дорогах и скоростной дороге полигона. На этом режиме проверяются шины, двигатель, подвеска;

- горные условия с затяжными подъемами и спусками (проверяются тормоза, двигатель);

- предельно высокая скорость при температуре окружающей среды 40° (проверяются двигатель, тормоза, шины);

- перегрузка автомобиля в зависимости от его типа в сочетании с предельными скоростными режимами и плохими дорогами;

- особо тяжелые дорожные условия: переезд через кюветы, движение по разбитым дорогам, песку и т. п. (проверяются: рама, кузов, кабина, подвеска и пр.);

- длительные высокие скорости на установившихся режимах, составляющих не менее 80% максимальной скорости. Движение производится до полного расходования бака топлива (проверяются: двигатель, шины, тормоза);

- буксование колес (проверяется задний мост, дифференциал, сцепление);

- особо низкие температуры (– 40° С). Проверяются двигатель, коробка передач, задний мост, производится трогание с места и движение;

- резкое включение сцепления при трогании на подъемах (проверяются: сцепление и другие агрегаты силовой передачи);

- торможение при высоких скоростях с последующим резким торможением до остановки. Циклы повторяются до потери эффективности тормозов (проверяются: тормоза, шины, колеса);

- переезд через препятствия высотой 150 мм и выше с торможением и поворотом (проверяются: подвеска, колеса, рама, кузов и др.);

- занос (проверяются: колеса, шины, подвеска);

- резкие повороты с преодолением вертикальных препятствий (проверяются: рулевое управление, колеса, шины).

Типичные режимы. Определение типичных эксплуатационных режимов (нагрузочных, скоростных и температурных, состояния среды) дает возможность выбрать режимы для проведения стендовых и дорожных испытаний автомобиля новой конструкции и его элементов при определении их долговечности. В программе испытаний должны быть указаны конкретные трассы испытаний, их протяженность, сезонность, дорожные препятствия и состояние грунта, условия нагрузки. От того, как управляет водитель автомобилем, зависят режимы работы агрегатов и систем автомобиля, вследствие этого условия управле-

ния автомобилем должны быть отражены в программе и методах испытаний и, если необходимо, оговорена квалификация водителей.

Условия технического обслуживания также определяют долговечность деталей автомобиля и должны быть регламентированы в соответствии с задачами эксперимента.

При выборе режимов испытаний на изнашивание необходимо установить связь интенсивности изнашивания деталей от следующих факторов: а) от количества циклов нагружений, приходящихся на 1 и на 1000 км пробега; б) от нагрузочного режима; в) от скоростного режима; г) от пути трения; д) от конструктивных и производственных особенностей деталей соединения, прежде всего их твердости и чистоты обработки поверхностей, величины реального пятна контакта и влияния жесткости на контактирование; е) от влияния противоизносных, противозадирных и приработочных покрытий.

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ САПР ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Цилиндрические зубчатые колеса

Важнейшей передачей в агрегатах трансмиссии автомобиля является шестеренчатая, состоящая из пары цилиндрических или конических зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо передачи, называется шестерней. Оно может быть выполнено за одно целое с валом (вал-шестерня) или отдельно от него в зависимости от многих конструктивных и технологических факторов. Решающим доводом в пользу изготовления шестерни отдельно от вала может быть требование собираемости узла или необходимость перемещения шестерни относительно вала в эксплуатации (например, в коробках передач). Противоположным решающим доводом может служить недостаточная разница в диаметрах шестерни и вала, если диаметр вала выбран из расчета на жесткость или долговечность или обусловлен размерами подшипников и не может быть уменьшен. Толщина тела шестерни должна быть такова, чтобы расстояние от впадины зуба до впадины шлица или шпоночного паза было не менее высоты зуба.

Трудоемкость изготовления шестерни за одно целое с валом может оказаться больше или меньше трудоемкости раздельного изготовления в зависимости от разности диаметров шестерни и вала, абсолютных размеров детали, если имеется возможность использования заготовок

из проката или получения штампованных заготовок с минимальным припуском на обработку, а также серийности производства и характеристик технологического оборудования предприятия. Влияет также возможность получения заготовок по кооперации. При большой длине вала-шестерни должна быть учтена возможность установки ее на зубообрабатывающие станки и размещения в печах для термической и химико-термической обработки. В ответственных случаях принимают во внимание большую надежность работы шестерен, выполненных за одно целое с валом.

Насадные шестерни целесообразны, если предполагается их замена при ремонтах, связанных с малой долговечностью зубьев (например, быстрый абразивный износ). Однако, нередки случаи, когда зубья шестерен достаточно долговечны, а ремонт вызван износом соединения шестерни с валом. Если вал мало нагружен и может быть изготовлен из более дешевой стали, чем шестерня, раздельное изготовление шестерни и вала может быть целесообразным для обеспечения экономии дорогостоящего материала.

Колеса, как правило, изготавливаются отдельно от валов и чаще всего имеют дисковую конструкцию (рис. 19*а*).

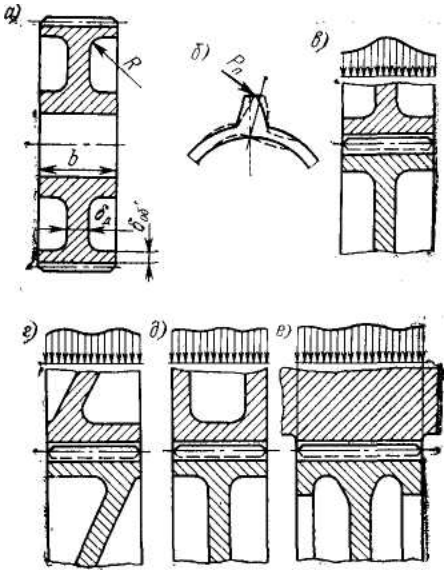


Рис. 19 . Влияние конфигурации обода на распределение нагрузки по ширине зубчатого венца

Своеобразную конструктивную разновидность представляют собой шестерни, имеющие подшипники внутри зубчатого венца или вовсе не имеющие подшипников. Такие конструктивные варианты наибольшее распространение получили в планетарных передачах.

Размеры элементов колес выбирают с таким расчетом, чтобы при минимальной массе обеспечить требуемую прочность и жесткость. Наиболее важна в этом отношении толщина обода $\delta_{об}$ и диска $\delta_{д}$. Чем тоньше обод, тем легче прогибается зуб под действием нагрузки, поскольку к деформации самого зуба добавляется изгиб бода (рис. 19*б*).

Увеличение податливости зуба полезно, так как зацепление при этом работает более плавно, и на него меньше влияют погрешности обработки зубьев. Недостаток в том, что увеличение податливости зуба по мере утонения обода происходит только там, где нет диска, а в зоне диска зуб остается по-прежнему жестким. В результате во время работы под нагрузкой большая часть передаваемого усилия воспринимается более жестким участком зуба в зоне диска, а более податливые участки зуба, отгибаясь, разгружаются (рис. 19*б*).

Эта неравномерность распределения нагрузки по длине зуба прямо пропорциональна неравномерности жесткости и уменьшается с увеличением толщины обода. При очень большой толщине обода (например, $\delta_{об} > 5m$, где m - модуль зуба) влияние податливости диска на неравномерность жесткости зубьев по длине становится пренебрежимо малым, но масса колеса значительно возрастает. Поэтому на практике толщину обода назначают примерно равной высоте зуба [$\delta_{об} = (2 - 2{,}5)m$] и мирятся с небольшой неравномерностью распределения нагрузки по длине зуба.

В высокоточных передачах с жесткими требованиями к массе колес идут на уменьшение толщины ободьев, но расположение элементов жесткости на шестерне и колесе подбирают таким образом, чтобы более податливые участки зубьев шестерни контактировали с более жесткими участками зубьев колеса (рис. 19*г, д).*

При этом суммарная жесткость пары зубьев мало изменяется по длине, и нагрузка распределяется равномерно. Выравниванию жесткости служат реборды на ободе колеса (рис. 19*е).* При применении указанных способов увеличивается трудоемкость механической обработки и отход металла в стружку, но это оправдывается увеличением надежности и долговечности работы ответственных передач, для кото-

рых недопустимо увеличение массы.

Толщина диска $\delta_{д.}$ в прямозубых колесах выбирается только из условий прочности. Наибольшие напряжения, изменяющиеся с частотой вращения колеса, имеют место на границе диска и обода: при недостаточной толщине диска именно здесь происходит усталостное разрушение. Расчеты показывают, что равнопрочность зубьев и диска достигается при $\delta_{д.}$ = (0,08…0,12) b_w для зубчатых колес из сталей малой и средней твердости и при $\delta_{д}$ = (0,12 … 0,20) b_w в случае цементации зубьев. Для увеличения прочности радиус перехода диска в обод R выполняется по возможности большим R = (0,5… 1) $\delta_{д}$], в результате чего увеличивается сечение диска в опасной зоне и снижается концентрация напряжений. Реборды (рис. 19*е)* тоже уменьшают напряжения в диске и позволяют уменьшить $\delta_{д}$ до нижней из указанных границ.

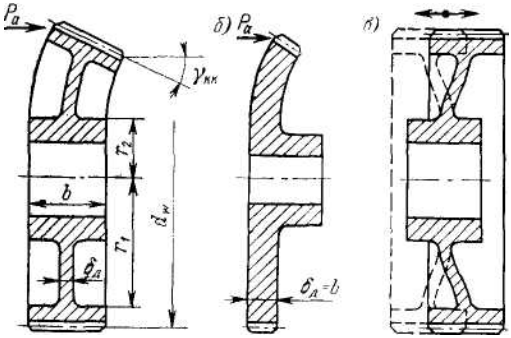


Рис. 20. Деформации косозубых зубчатых колес под действием осевой составляющей усилия в зацеплении

Толщина дисков косозубых колес обычно определяется условием сопротивления изгибу от воздействия осевой составляющей усилия в зацеплении (рис. 20*а*). При тонком диске угол перекоса $\gamma_{кк}$ может быть настолько велик, что произойдет заклинивание зубьев. Чем выше твердость зубьев, меньше их способность прирабатываться, тем чувствительнее они к перекосу и тем более жестким должно быть косозубое колесо. Зависимость между толщиной диска и твердостью зубьев показана на рис. 21.

Узкие зубчатые колеса с большой длиной диска *(b_w/d_w* < 0,12; r_2/r_1 < 0,3) не рекомендуется делать косозубыми, так как даже при $\delta_{д}$

$= b_w$ (рис. 20 *б)* жесткость колеса при изгибе может быть недостаточной.

Значительное увеличение жесткости диска может быть достигнуто без увеличения его толщины за счет придания диску конической формы. Исследования показали, что при неизменной толщине $\delta_{д.}$ диска, но угле наклона образующей конуса к плоскости колеса $\gamma = 30°$, жесткость диска увеличивается в четыре раза. Толщина конического диска при неизменной его жесткости может быть в два раза меньше плоского, при этом масса колеса уменьшается на 20-25%.

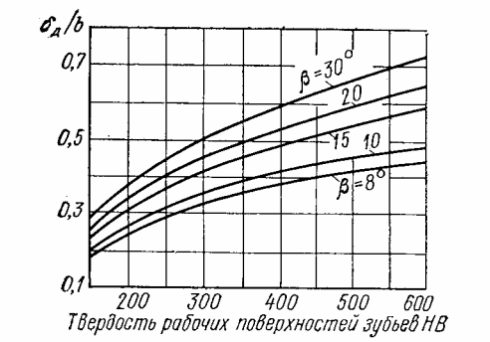


Рис.21. Зависимость между толщиной диска и твердостью зубьев

Зубчатые колеса большого диаметра чаще изготовляются сборными: центральная часть делается из дешевых сортов стали, а обод - из качественной легированной стали. Сборное колесо сложней, масса его больше, потому что диск имеет двойную толщину (центра и бандажа), но в итоге конструкция оказывается более рациональной. На рис. 22 показана установка ведомого зубчатого колеса в колесном редукторе БТР-60 ПБ.

Косозубое колесо с тонким диском может служить источником повышенного шума передачи. Под воздействием усилия P_a, величина которого колеблется при каждом входе в зацепление очередной пары зубьев, возникают поперечные колебания обода на диске. При совпадении частоты зубьев с собственной частотой колебаний колеса (резонансе колебаний) вибрации усиливаются и может наступить разрушение детали. Повышение жесткости колеса достигается увеличением наружного диаметра ступицы или толщины диска.

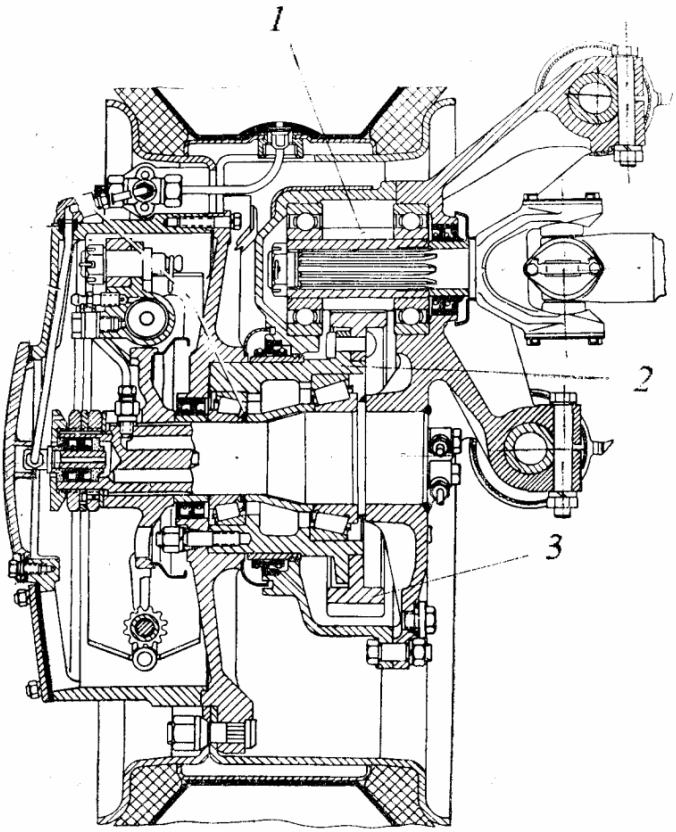


Рис. 22. Колесо БТР-60 ПБ с колесным редуктором:
1 – ведущая шестерня; 2 - ступица; 3 – ведомое зубчатое колесо

Конические зубчатые колеса

Шестерни конических передач выполняются отдельно или за одно целое с валом. Конические передачи имеют некоторые конструктивно-технологические особенности по сравнению с цилиндрическими. Во-первых, при расположении посреди вала коническая шестерня может быть выполнена за одно целое с ним, только если зубья прямые (рис. 23 *а*). Шестерни с круговыми зубьями, имеющие большую нагрузочную способность и меньший шум, для выхода фрезы при нарезании зубьев должны выполняться отдельно от вала или располагаться на его краю. Коническая шестерня не должна иметь элементов, выступающих за конус впадин (рис. 23 *б-г*). Во-вторых, пространство со стороны вершины ко-

нуса шестерни, ограниченное валом и диском колеса, во многих случаях недостаточно для размещения подшипника шестерни требуемых размеров. Обе эти особенности обусловили преимущественное распространение консольной конструкции конических шестерен.

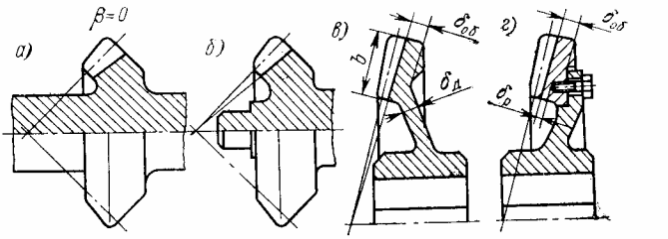


Рис. 23. Конструкции конических зубчатых колес

Подшипник располагается вплотную к зубчатому венцу, внутренний диаметр подшипника должен быть не меньше длины консоли *c*. Расстояние между опорами *l* выбирают равным 2,5 *c* или более. Зазоры в подшипниках должны быть минимальными. При использовании подшипников высокого класса точности целесообразна их установка с предварительным натягом для уменьшения деформаций под нагрузкой. Рациональные конструкции консольных конических шестерен приведены на рис. 24.

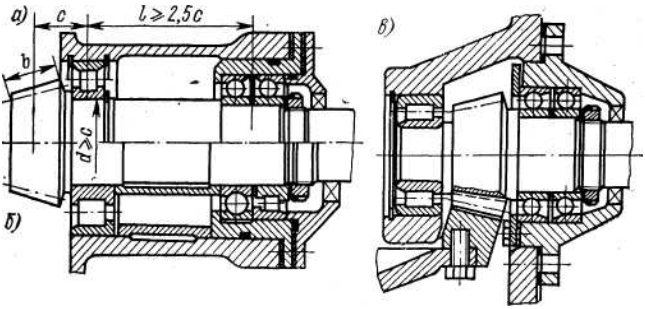


Рис. 24. Конструкции конических валов-шестерен:
а, б — ***консольные шестерни;*** **в** — ***шестерня расположена между опорами***

Если подшипник требуемых размеров удается разместить со стороны вершины конуса шестерни, то габаритные размеры передачи существенно сокращаются (рис. 24*в*), влияние консольного расположения зубчатого венца на перекос зубьев ликвидируется. Вследствие сокра-

щения длины шестерни уменьшается ее коробление при термической и термохимической обработке, снижается металлоемкость конструкции.

Конические колеса обычно расположены между опорами и изготовляются отдельно от вала. Цементируемый зубчатый венец при диаметре более 180 мм для уменьшения коробления венцов и сокращения осевого габарита колеса наиболее целесообразно изготовлять отдельно и крепить к ступице заклепками или болтами. Расстояние от дна резьбового отверстия до впадины зуба $\delta_р$ должно быть не менее трети высоты зуба. Центральная часть выполняется в виде диска или коробки (например, корпус дифференциала, к которому крепится ведомая коническая шестерня главной передачи). Толщина диска должна быть достаточной, чтобы обеспечить требуемую жесткость колеса под воздействием рабочих нагрузок.

При диаметрах менее 180 мм зубчатый венец обычно изготавливается заодно со ступицей (рис. 24*в*). Соотношения между толщиной обода $\delta_{об}$ и высотой зуба, а также между толщиной диска $\delta_д$ и шириной зубчатого венца *b* можно принимать такими же, как для цилиндрических колес.

Консольное расположение конической шестерни неблагоприятно в отношении перекоса зубьев. Чтобы уменьшить величину перекосов, необходимо сократить длину консоли и увеличить жесткость вала. С этой целью ширина зубчатого венца *b* принимается равной не более 0,3 длины образующей делительного конуса.

Червячные и глобоидные передачи

В червячной передаче червяк имеет цилиндрическую форму. При модуле менее 1 мм (например, в приводе спидометра) червяк выполняются заодно с валом. В других случаях червяк может выполняться насадным и фиксироваться на валу стопорным винтом. Для крупномодульных передач (привод лебедки) червяки изготовляют заодно с валом (рис. 25*а*). Диаметр выходного участка вала червяка определяется расчетом на прочность и принимается равным ближайшему значению внутреннего диаметра используемой соединительной муфты.

Для фиксации осевого положения червяка в радиальноупорных подшипниках на валу выполнены два буртика (слева и справа от нарезной части червяка), через которые осуществляется передача на подшипники осевых усилий, действующих на червяк в процессе работы. Червяк в корпусе передачи устанавливается на двух (рис. 25*а*) радиально-упорных подшипниках, или на трех подшипниках качения (рис. 25*б*). В вари-

анте *б* одна опора состоит из стоящих рядом двух радиально-упорных подшипников. Вторая опора в варианте *б* представляет собой радиальный подшипник. Такая конструкция более рациональна, так как допускает свободное удлинение червяка при его нагреве. Шейка вала червяка в месте установки двух радиально-упорных подшипников удлинена. Червячные колеса могут быть выполнены заодно со тупицей (рис. 26*а*) или с болтовым креплением обода червячного колеса к ступице (рис. 26*б*). В колесах с болтовым креплением обода червячного колеса к ступице фиксация обода от смещений осуществляется с помощью болтов, устанавливаемых в отверстия. Обод бандажированного червячного колеса устанавливается на ступицу с натягом по прессовым посадкам и от смещения в окружном направлении дополнительно фиксируется цилиндрическими шпонками, а в осевом направлении – болтами или буртиками на ступице колеса (рис. 26*в,г)*.

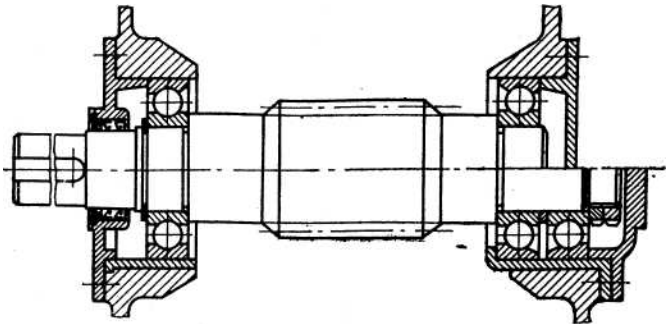


Рис. 25. Установка червяка в корпус передачи

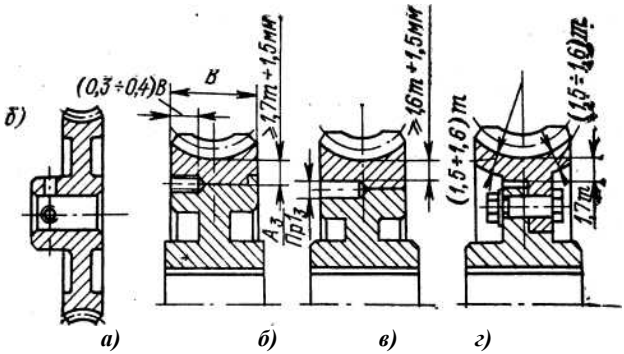
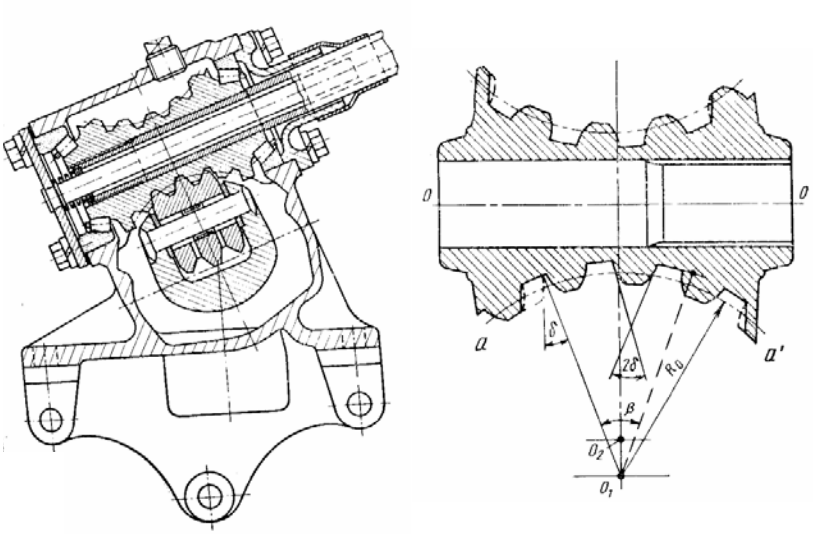


Рис. 26. Конструкции элементов червячных передач

Цельные червячные колеса используются преимущественно в мелкомодульных приборных передачах. В силовых передачах применяются в основном сборные колеса. Ступицы сборных колес выполняются из стали или чугуна, а венцы - из бронзы. Применяемые соотношения размеров червячных колес даны на рис. 26.

Червяки г л о б о и д н ы х передач отличаются от цилиндрических червяков формой выступов витков червяка (рис. 27). Глобоидные передачи обладают повышенной нагрузочной способностью, размеры их подшипников больше, чем в червячных передачах с цилиндрическим червяком. Образующая поверхности выступов витков червяка в глобоидных передачах представляет собой дугу.



а) б)

Рис. 27. Рулевой механизм:
а - глобоидная передача; б - глобоидный червяк

Глобоидные передачи нашли широкое применение в рулевых механизмах автомобилей. Роль червячного колеса в глобоидных передачах рулевых механизмах выполняет вал сошки руля, на котором закреплен двух- или трехгребневой ролик. Зацепление регулируется поджатием ролика к червяку регулировочным болтом, смещающим вал сошки в осевом направлении.

Важной особенностью конструкции червяка является наличие конструктивных или технологических базовых поверхностей, перпендику-

лярных оси вращения. Эти поверхности необходимы для контроля правильности установки червяка относительно инструмента при нарезании витков. Они же используются при выполнении контрольных измерений при сборке передачи.

Планетарные передачи

Важнейшим ресурсом для снижения габаритов и веса машин является переход от обычных передач с неподвижными осями зубчатых колес к планетарным передачам. В планетарных передачах имеются зубчатые колеса с подвижными осями, называемые сателлитами.

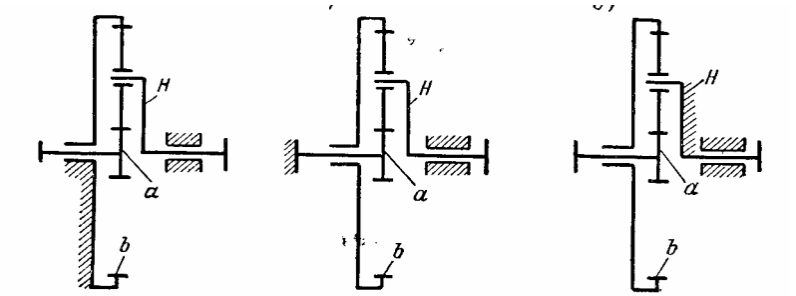
Большая компактность планетарных передач в сравнении с обычными объясняется распределением нагрузки среди нескольких сателлитов и рациональным использованием внутреннего зацепления. Таким образом, в самой схеме планетарных передач заложена возможность получения значительно меньших габаритов и веса в сравнении с обычными передачами и в том случае, если материалы и механические свойства деталей у них одинаковы. Но наличие одной возможности к существенному повышению нагрузочной способности (снижению габаритов и веса) влечет за собой ряд других возможностей, способствующих увеличению нагрузки и, следовательно, приводящих к дальнейшему снижению габаритов и веса. Действительно, с переходом от обычных передач к планетарным намного уменьшаются диаметры зубчатых колес и, следовательно, при одной и той же степени притупления инструмента можно значительно увеличить твердость рабочих поверхностей зубьев и тем самым существенно повысить нагрузочную способность зацепления. Уменьшение размеров зубчатых колес может послужить причиной, например, вполне оправданного перехода к более качественным материалам или отказа от окончательной термообработки — улучшения и перехода к цементации с последующей закалкой или азотированию, а также к более высокой степени точности. Эти возможности в свою очередь также способствуют существенному снижению габаритов и веса.

Исследования показывают, что переход от обычных передач к планетарным обеспечивает снижение веса в 2—6 раз. Большие значения относятся к тем случаям, когда с переходом к планетарным передачам оказывается возможным использование мер повышения нагрузочной способности зацепления, применение которых нерационально или невозможно (из-за больших размеров зубчатых колес) в обычных передачах.

При одинаковой точности изготовления в планетарной передаче обеспечивается лучшее распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, чем в простой передаче, а также снижаются вес и уменьшаются габариты привода.

Возможны три конструтивных варианта передачи: 1) одно центральное колесо с внешными зубьями, другое - с внутренними; 2) оба центральных колеса имеют внешние зубья; 3) центральные колеса с внутренними зубьями.

Планетарная передача содержит два центральных колеса с наружными и внутренними зубьями, сателлит и водило. На рис. 28 приведены схемы простейших планетарных передач, часто применяемых на практике.



1) *2)* *3)*

Рис. 28. Планетарные передачи

Широко применяются также передачи *2k-H* с двухвенцовыми сателлитами, показанные в табл. 5.

Рассмотрим несколько вариантов построения планетарной передачи:

1. Неподвижно колесо *b*. Ведущим является колесо *a*, ведомым – водило *H*. Передаточное число такой передачи равно

$$i = Z_b / Z_a + 1.$$

2. Неподвижно центральное (солнечное) колесо *a*. Вращение передается от *b* к *H* или наоборот. Передаточное число равно

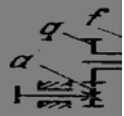
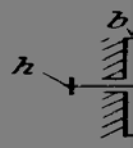
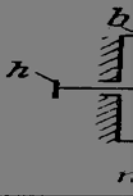
$$i = Z_b / Z_a - 1.$$

3. Неподвижно водило *h,* звенья с подвижной осью отсутствуют. Передача называется простой, её передаточное число равно

$$i = - Z_b / Z_a .$$

Таблица 5

Передачи с двухвенцовыми сателлитами

№ схемы	Тип редуктора	Обозначение схемы	
I	2k-h	B^{b}_{ha}	
II		C^{b}_{eh}	
III			

Из-за имеющегося мнения, что надежная работа планетарной передачи возможна только при обеспечении высокой точности изготовления, доступной наиболее квалифицированным машиностроительным заводам, планетарные передачи в приводах используются недостаточно. Изготовление вполне надежных планетарных передач с тремя сателлитами и плавающим одним из центральных колес доступно заводам средней квалификации, и об этом свидетельствуют многочисленные примеры из практики. Планетарные передачи *2k-H* с двухвенцовыми сателлитами, равномерно расположенными по окружности, используется в колесных редукторах двухосных тягачей КЗКТ – рис. 29. Передаточное число редуктора – 11,23, число сателлитов – 3. Отсутствие опор дает возможность центральному колесу перемещаться в радиальном направлении и самоустанавливаться относительно сателлитов таким образом, чтобы нагрузка между ними распределялась равномерно.

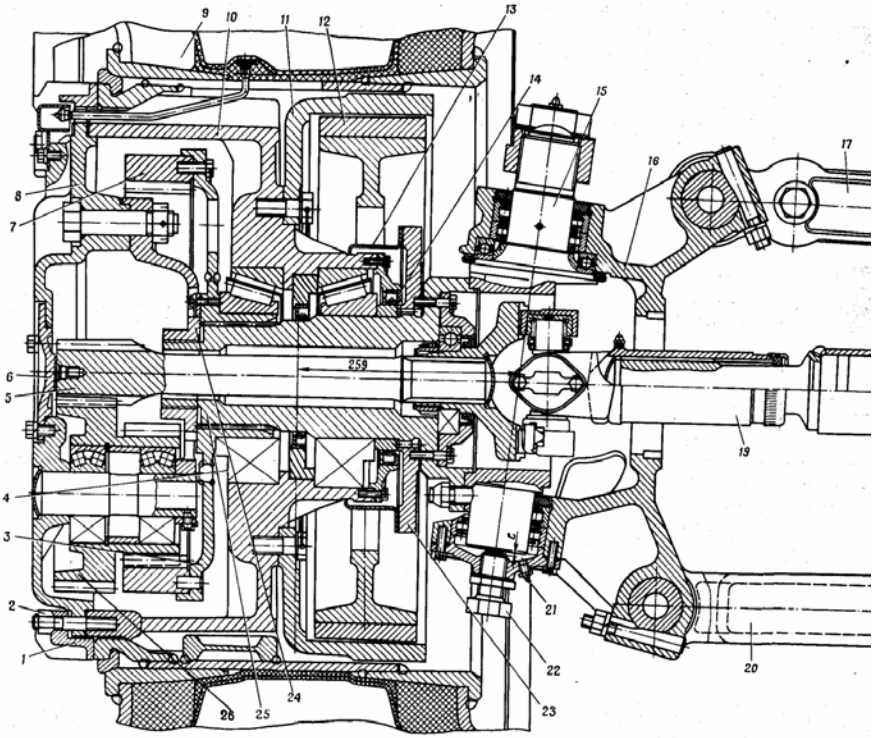


Рис. 29. Колесо с планетарным колесным двухосного тягача КЗКТ

Если число сателлитов равно 3, то самоустановка центральных колес приводит практически к полному выравниванию усилий в зацеплениях. При большем числе сателлитов равновесие центральной шестерни может наступить и при неравномерной загрузке зацеплений. Но и в этих случаях самоустановка центральных зубчатых колес способствует более равномерному распределению нагрузки среди сателлитов. Указанные соображения привели к созданию конструкций зубчатых колес, свойственных только планетарным передачам с несколькими сателлитами. Так, очень широко распространены «плавающие», т.е. безопорные центральные колеса. Если в планетарной передаче все звенья подвижны, то ее называют **дифференциальной**, или просто дифференциалом. Дифференциальная передача может быть обращена в планетарную закреплением одного из центральных колес или в простую, если сделать неподвижным водило. Наиболее высокие передаточные отношения, примерно до 2000, могут быть получены в передачах, вы-

полненных по схеме II в табл. 5 с двумя внутренними зацеплениями и одним двухвенцовым сателлитом. Однако с увеличением передаточного отношения существенно снижается кпд. Для получения высоких кпд многоступенчатые планетарные передачи составляются из нескольких простых последовательно соединенных планетарных передач. Плавающие колеса приводятся во вращение через шлицевые соединения и могут перемещаться в радиальном направлении в пределах зазоров шлицевых соединений. Для обеспечения наибольшей нагрузочной способности при работе в условиях перекосов шлицевое соединение применяется только эвольвентное. Боковые зазоры в соединениях увеличивают, чтобы качание шлицевого вала, собранного с шестерней, составляло 0,7…1 мм на 100 мм длины. По наружному диаметру шлицевого соединения обычно предусматривают зазоры, достаточные для качания вала на указанную величину. При высоких скоростях вращения вводится центрирование соединения по наружному диаметру. Иногда с этой целью поверхность выступов внешних зубьев обрабатывается по сфере. Если длина шлицевого соединения b больше 0,25 диаметра, то и профили зубьев целесообразно выполнять бочкообразными. Бочкообразность позволяет снизить напряжения изгиба зубьев, работающих в условиях перекоса, и уменьшить зазоры в соединении, необходимые для обеспечения качания шлицевого вала. Обработка бочкообразных зубьев производится на зубофрезерных станках с дополнительным приспособлением, обеспечивающим в процессе нарезания зубьев изменение по копиру расстояния между осями стола и фрезы. Для увеличения способности шлицевого соединения компенсировать перекосы желательно уменьшать его длину. При этом для сохранения напряжений смятия в допустимых пределах по возможности увеличивают диаметр соединения. Величина напряжений смятия (кгс/мм^2) шлицев с исходным контуром по ГОСТ 6033-80 определяется как

$$\sigma_{см} = 2{,}7\ T/d^2b,$$

где $d = mz$ – делительный диаметр соединения, мм.

Для зубьев из термически улучшенной стали ($HB \geq 260$) при длительной работе $[\sigma_{см}] = 25…30$МПа (250…300 кгс/см^2). Необходимым условием нормальной работы шлицевого соединения является протекание через него жидкой смазки для отвода выделяющейся теплоты. Зубчатый венец с внутренним зацеплением («коронная шестерня») планетарной передачи имеет, как правило, форму кольца. Для его соединения с диском ступицы используются штифты - рис. 30*а* (выполнено посредством посадки зубчатого венца на ступицу с натягом и установкой штиф-

та или призматической шпонки), болты - рис. 30 *б,* шлицы – рис. 30*в*.

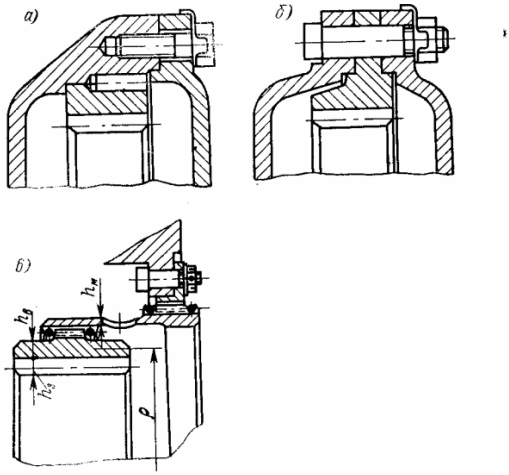


Рис. 30 . Способы крепления коронной шестерни

Соединение может быть также с помощью специальной тонкостенной зубчатой муфты, позволяющей венцу перемещаться в радиальном направлении - рис. 32*б*. Последний вариант наиболее трудоемок. Однако при числе сателлитов более трех он обеспечивает дополнительные возможности выравнивания нагрузки между сателлитами за счет деформаций венца, который с этой целью выполняется возможно более тонким. Ориентировочно высота сечения венца $h_в$ принимается равной – (0,05…0,1) ρ , но не менее высоты зуба $h_з$. Толщина муфты $h_м \approx 0{,}5\ h_в$ (рис. 30*в*). Высота сечения венца, впрессовываемого в корпус, должна быть такова, чтобы наименьшее расстояние от впадины шпоночного паза до впадины зуба было не менее высоты зуба. Сателлиты с одним венцом имеют самую простую конструкцию: зубчатый венец снаружи и круглое отверстие внутри, в котором размещается ось сателлита при расположении подшипников в водиле (рис. 31*а*) или подшипники скольжения или качения внутри сателлита (рис. 31*б,е).* Высоту сечения h_c сателлитов, внутри которых расположены подшипники, иногда стремятся сделать как можно меньше, поскольку это позволяет увеличить размеры подшипников при том же диаметре зубчатого венца.

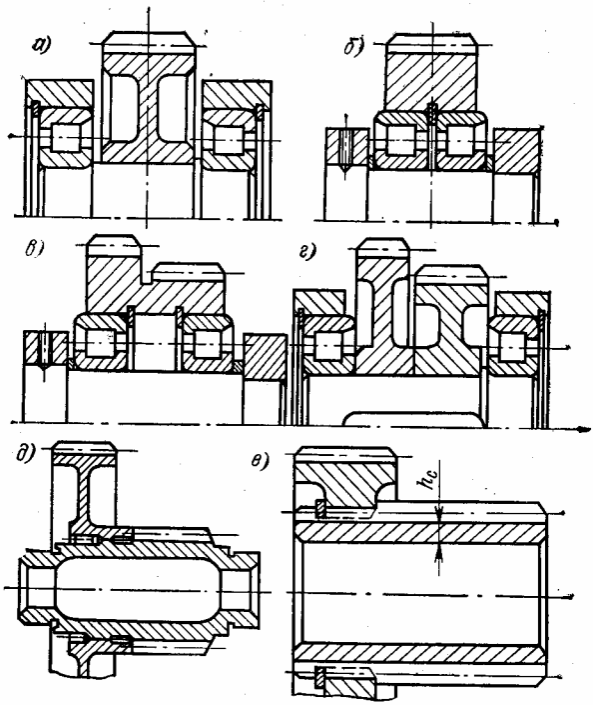


Рис. 31. Конструкции сателлитов

Если $h_c < 3m$, то необходимо производить расчет тела сателлита на прочность. Значительно более сложными в производстве являются двухвенцовые сателлиты. Изготовление венцов за одно целое (рис. 31*в*) целесообразно только для сателлитов без поверхностного упрочнения и с невысокой степенью точности зубьев, поскольку шлифование одного из зубчатых венцов исключается: нет выхода для шлифовального круга. При необходимости обработки зубьев двухвенцовых сателлитов с высокой степенью точности их выполняют составными (рис. 31*г, д, е)*. Типы соединений венцов сателлитов друг с другом и предъявляемые к соединениям требования такие же, как и для соединений с прямыми зубьями зубчатых колес с валами. Важнейшим конструктивным элементом зубчатых передач является смазка, свойства которой определяют нагрузочную способность и долговечность передач в такой же степени, как и свойства материалов зубчатых колес. Чаще всего передачи смазывают жидким маслом. Основное назначение смазки – создание масляной пленки между зацепляющимися зубьями, предотвращающей непосредственный металлический контакт. Чем больше вяз-

кость смазки, тем труднее она выдавливается из зоны контакта и, следовательно, тем толще масляная пленка и меньше повреждение поверхностей зубьев. Более вязкое смазочное масло лучше демпфирует удары в зацеплениях, а также гасит вибрации зубчатых колес, корпуса и других деталей, снижая тем самым общий уровень шума передачи. Поэтому обычно для передач с малой и средней скоростью применяют высоковязкие масла. С повышением скорости возрастают потери энергии на перемешивание масла, и чтобы передача не перегревалась, вязкость масла приходится снижать. При выборе сорта масла для механизма обычно приходится учитывать ряд противоречивых требований. Например, для повышения износостойкости и сопротивления заеданию зубьев смазка должна быть более вязкой, а для лучшего разбрызгивания (с тем, чтобы смазать подшипники качения и более эффективно отвести теплоту от зубчатых колес к корпусу), для снижения потерь на перемешивание смазки, для более свободного прохождения масла через трубопроводы и фильтры и т. д. желательно иметь менее вязкую смазку. Эти требования удается удовлетворить при использовании присадок к маслам, улучшающих их антизадирные свойства, повышающих вязкость и маслянистость, предотвращающих вспенивание, понижающих температуру застывания и т.д.

Соединение зубчатых колес с валами

В редукторах применяют три вида соединений: шпоночное, шлицевое и болтовое. Усложнение заготовки вала в связи с необходимостью организации фланца, потребность в изготовлении высококачественных болтов, трудоемкая сборка (установка призонных болтов, тарированная затяжка, стопорение) – все это приводит к тому, что болтовое соединение оказывается более дорогостоящим, чем шпоночное или шлицевое, и применяется только в конструктивно обоснованных случаях. Тонкостенные шестерни соединяются с валом штифтами (рис. 32*а*) и выставляются конусными втулками (рис. 32*б*). При очень высоких требованиях к точности установки шестерен применяют центрирование по дополнительным цилиндрическим (рис. 32*а*) или коническим (рис. 32*б*) поверхностям.

Тонкостенные шестерни центрировать конусами не рекомендуется из-за образования корсетности шестерен вследствие распора конусами. Меньшая, но во многих случаях достаточная точность центрирования может быть обеспечена самим шлицевым соединением.

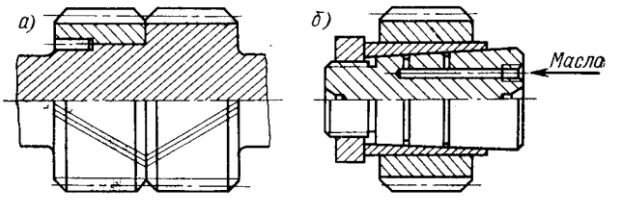


Рис. 32. Соединение тонкостенной шестерни с валом

Шпоночные соединения имеют следующие недостатки: при реверсивной нагрузке шпонка и посадка, создающая гарантированный натяг, совместно не работают; при отношении длины ступицы к диаметру вала меньше единицы торцовое биение венца при сборке зубчатого колеса с валом возрастает.

Клиновые шпонки в редукторах недопустимы, так как создают большие радиальные и торцовые биения зубчатых колес. Применять две шпонки в разных местах окружности соединения не рекомендуется.

Шпоночные соединения целесообразно применять только в тех случаях, когда размещение ступиц необходимой длины не приводит к увеличению ширины редуктора.

При шпоночном соединении зубчатое колесо должно устанавливаться на валу с посадкой, обеспечивающей гарантированный натяг. Расчет соединения следует вести в предположении, что посадка момента не воспринимает. При передаче наибольшего момента напряжение смятия на рабочих гранях должно быть не более 120 МПа, если нагрузка одного направления, и 80 МПа при реверсивной нагрузке. Перекос шпоночного паза относительно плоскости симметрии не должен превышать половины допуска (*JT9*) на ширину шпоночного паза относительно плоскости симметрии, смещение шпоночного паза относительно плоскости симметрии не должно превышать двух допусков на ширину шпоночного паза. Для облегчения соединения со шпонкой на конце вала посадка делается на коническую поверхность с конусностью 1:10.

Наружный диаметр ступицы при шпоночном соединении принимают равным 1,5 – 1,6 диаметра посадочной поверхности. При уменьшении толщины ступицы и сохранении натяга снижается контактное давление p в соединении ступицы с валом, что отрицательно сказывается на нагрузочной способности и долговечности соединения.

В качестве самостоятельного средства для передачи крутящего момента (без посадки с гарантированным натягом) шпоночное соеди-

нение может служить только при малых нагрузках и непродолжительной работе. Поэтому в тех случаях, когда соединение шестерни с валом не должно иметь натяга, например для легкой сборки и разборки, для переключения и т. п., применяются шлицевые соединения.

Шлицевые соединения. Для соединение валов и шестерен, особенно на тяжелых транспортных машинах (большегрузные автомобили, тракторы, тягачи), преимущественно используются шлицы. На валах шлицы изготавливают фрезерованием. Для изготовления шлицев вал необходимо удлинить на величину выхода зубьев фрезы или укорачивать шлицы на эту величину в ступице шестерни. Допускается выход зубьев фрезы на поверхности вала, где устанавливаются подшипники, на длине не более 1/3 ширины подшипника. При изготовлении шлицев долбяком для выхода инструмента делается канавка шириной 3-5 мм. Длина выхода сокращается, но изготовление шлицев фрезерованием более производительно. Шлицы на внутренней поверхности ступицы шестерни делаются обычно протяжкой.

Длина шлицев не должна превышать диаметр вала. Необходимо обеспечить относительную неподвижность деталей шлицевого соединения для исключения контактной коррозии. Шлицевые соединения различаются по передаваемой нагрузке, степени подвижности сопрягаемых деталей, форме зуба и другим геометрическим параметрам. Такое соединение не может выполняться в малонагруженных неответственных узлах.

Соедиинение шестерни и вала путем напрессовки без шпонки и шлиц в трансмиссии автомобилей из-за необходимости обеспечить легкую разборку при ремонте, как правило, не применяется.

Для режимов с кратковременными перегрузками наибольшая величина крутящего момента может быть увеличена в 2—3 раза.

По виду действующих силовых факторов шлицевые соединения трансмиссии автомобилей подразделяют на четыре группы, рис. 33:

а – соединения, передающие только крутящий момент; *б* – зубчатые муфты, соединяющие вал со свободно установленным на нем зубчатым колесом; *в* – соединения, передающие крутящий момент и поперечную силу; *г* – соединение промежуточного зубчатого колеса с валом.

По степени подвижности сопрягаемых деталей группы зубчатых соединений разделяются на:

подвижные – соединения, имеющие значительные осевые перемещения элементов под нагрузкой (например, скользящее шлицевое соединение карданной передачи);

неподвижные - соединения, у которых сопрягаемые детали стяну-

ты в осевом направлении соседними деталями, создающими осевой натяг (например, соединение фланца вторичного вала с валом);

условно-неподвижные - соединения, у которых относительные осевые перемещения сопряженных элементов под нагрузкой не предусмотрены кинематикой, но возникают при работе за счет перекосов, деформаций и зазоров в соединении (скользящее зубчатое колесо - шлицевой вал, полуосевое зубчатое колесо дифференциала - полуось, венцы зубчатых муфт и др.).

По форме профиля эубьев (шлицев) различают следующие типы шлицезых соединений: прямобочные, эвольвентные и треугольные.

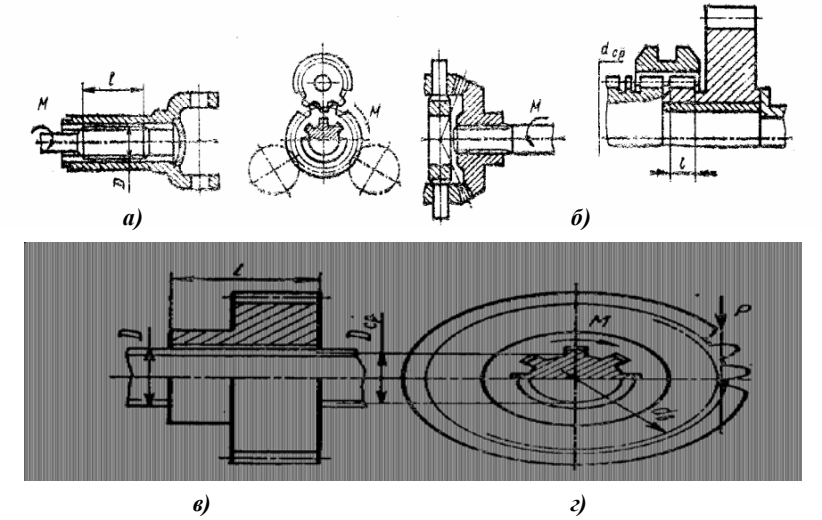


Рис. 33. Соединения валов и шестерен

Прямобочные шлицевые соединения. Основные размеры прямобочных шлицевых соединений установлены ГОСТ 1139-80, который предусматривает три серии соединений: легкую, среднюю и тяжелую, различающиеся между собой размерами и числом шлицев.

Соединения легкой серии имеют наименьшую высоту шлицев, их применяют для неподвижных или слабонагруженных узлов. Средняя серия, рекомендуется для средненагруженных неподвижных или условно-неподвижных соединений. Тяжелая серия предназначена для подвижных соединений, имеющих перемещения сопряженных деталей под нагрузкой, и для всех остальных соединений, работающих в наиболее тяжелых условиях, передающих максимальный крутящий момент. Про-

филь зубьев прямобочного шлицевого соединения обычно выполняется так, чтобы толщина зубьев в поперечном сечении вала приблизительно равнялась ширине впадин по дуге окружности *D* или *d.* Соединения выполняются с четным числом шлицев z (6, 8, 10, 16, 20) и с центрированием по наружному *D,* внутреннему *d* диаметрам или по боковым поверхностям *b* (рис. 34)

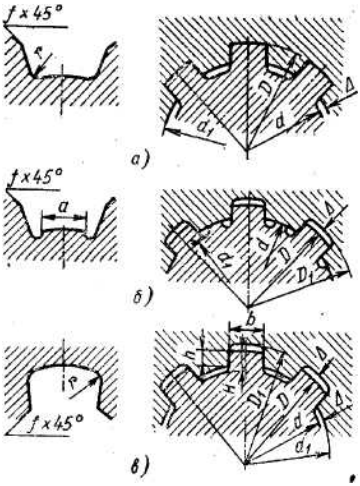


Рис. 34. Центрирование прямобочных шлицевых соединений:
а — по наружному диаметру D; б — по внутреннему диаметру d;
в — по боковым поверхностям

При выборе способа центрирования сопряженных деталей основными критериями служат: режим нагрузки, конструкция детали, эксплуатационные требования, особенности технологического процесса изготовления деталей и используемое при этом оборудование.

В конструкциях, требующих точного центрирования по кинематическим или динамическим условиям, применяется центрирование по наружному или внутреннему диаметру. Если отверстие термически не обрабатывают или обрабатывают до невысокой твердости, то из технологических соображений следует применять центрирование по наружному диаметру. Тогда центрирующие поверхности допускают точную и высокопроизводительную обработку вала – круговым шлифованием, а отверстия – протягиванием.

Входящие углы впадин отверстия и вала выполняют по радиусу r = (0,14 - 0,15) h, где h – высота шлицев. При любом способе центрирования на углах зубьев делают фаски под углом 45° с катетом f, несколько большим r.

Нецентрирующие диаметры d_1 выполняют по классу A_5, d – по классу X_4. По внутренней поверхности остается зазор Δ, определяемый разностью полей допусков по этим классам.

Если поверхность отверстия имеет высокую твердость *(HRC* 40 и более), то следует применять центрирование по внутреннему диаметру. Центрирование по внутреннему диаметру позволяет обеспечить наиболее высокую точность. Нецентрирующие диаметры D_1 выполняют по классу X_5, D – по классу X_4. По наружной поверхности соединения образуется зазор Δ, определяемый разностью полей допусков по этим классам. Недостатком центрирования по внутреннему диаметру является уменьшение опорных площадок по центрирующему диаметру и более высокая трудоемкость изготовления.

Центрирование по боковым граням зубьев применяют в тех случаях, когда точность центрирования втулки не имеет существенного значения и в то же время необходимо обеспечить достаточную прочность соединения в эксплуатации (карданное соединение). При этом способе центрирования обычно применяют соединения с высокими зубьями. Боковые грани зубьев вала шлифуют, у основания зубьев предусматривают канавки. Втулку, как правило, выполняют из материала твердостью не более *HRC* 40, так как протягивание является окончательной операцией обработки отверстия.

Диаметры D_1, D и d выполняют по классу X_4, диаметр d_1 – по классу A_5. На наружной и внутренней поверхностях соединения образуются зазоры Δ, величина которых определяется разностью полей допусков по этим классам.

Эвольвентные шлицевые соединения (рис. 35). Эвольвентные соединения центрируются обычно по боковым поверхностям зубьев (рис. 35*а*) и по наружному диаметру (рис. 35*б*). Центрирование по наружному диаметру применяется в тех случаях, когда необходима повышенная точность вращения деталей, посаженных на вал. Основные размеры эвольвентных шлицевых соединений установлены ГОСТ 6033—80.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев обладают следующими преимуществами по сравнению с прямобочными:

- имеют повышенную нагрузочную способность благодаря постоянному утолщению зубьев по мере приближения к основанию, уменьшению концентрации напряжений и вероятности возникновения трещин у основания зубьев при термообработке вследствие возможности обеспечения закруглений во впадинах вала.

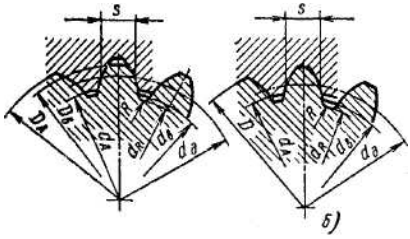


Рис.35. Центрирование эвольвентных шлицевых соединений: а – по боковым поверхностям зубьев; б – по наружному диаметру

- втулки с эвольвентным профилем обладают способностью самоустанавливаться на валу под нагрузкой, что улучшает равномерность распределения нагрузки между зубьями и создает лучшее прилегание боковых поверхностей зубьев втулки и вала. Благодаря этому прочность на смятие и износ эвольвентных соединений (при прочих равных условиях) выше, чем у прямобочных щлицевых соединений. Для нарезания эвольвентных зубьев методом обкатывания с помощью червячных фрез с высокой точностью может быть применено стандартное зуборежущее оборудование, позволяющее нарезать одной фрезой валы с различным числом зубьев данного модуля и шага.

Эвольвентные шлицевые соединения рекомендуется применять для передачи значительных крутящих моментов. Особенно желательно использование эвольвентного соединения, когда требуется высокое сопротивление усталости валов, несущих большие нагрузки.

Для эвольвентного соединения принято число зубьев от 11 до 50; угол профиля исходного контура рейки 30°; форма впадин может быть плоской или закругленной.

Треугольные шлицевые соединения (рис. 36) применяют главным образом для неподвижного соединения деталей, передающих относительно малые крутящие моменты, а также для соединения вала с тонкостенными втулками. Они имеют мелкие зубья (модуль 0,2 -1,5 мм, число зубьев 15 -70).

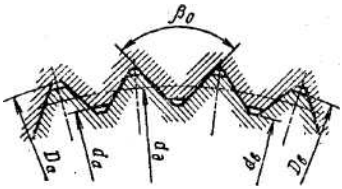


Рис. 36. Треугольные шлицевые соединения

Угол профиля характеризуется углом впадин вала. Наиболее часто применяют углы впадин 60, 72, 90°. Центрирование осуществляется только по боковым поверхностям зубьев. Поверхностная твердость втулки не должна превышать *HRC* 40.

Треугольные зубья с галтелями большого радиуса у основания обладают несколько большей прочностью на изгиб, чем эвольвентные. Треугольные шлицевые соединения в автомобилях в основном применяются в рулевых управлениях и торсионных подвесках.

Посадки шлицевых соединений по поверхностям центрирования (наружный, внутренний диаметры, боковые поверхности зубьев) назначают по системе отверстия из числа стандартных посадок для гладких цилиндрических поверхностей.

Для подвижных и неподвижных посадок предусматривается зазор по сопрягаемым поверхностям. Величина зазора между посадочными поверхностями при высоких требованиях к точности центрирования должна быть наименьшей. По нецентрирующим диаметрам предусматривается зазор, достаточный для сопряжений по посадочным поверхностям.

Для определения напряжений изгиба зуб рассматривают как консольную балку с учетом концентрации напряжений в месте перехода рабочего профиля зуба в дно впадины (в галтели). Для определения наибольших напряжений используются довольно сложные методы теории упругости. В расчетные формулы для определения также вводятся поправочные коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения рабочего усилия по длине контактной линии и ударные нагрузки в зацеплении.

Для крепления детали на валу иногда одну крупную гайку целесообразно заменить торцовой шайбой с несколькими более мелкими болтами, которые можно затянуть ключом вручную.

В современных конструкциях гайки используются самостопорящиеся. Пружинные шайбы для стопорения болтов и гаек внутри агрегатов применять опасно, т.к. при вибрациях они откручиваются. Стопорение гаек и болтов внутри агрегатов производится отгибными шайбами, планками и т.п. Обвязка гаек и болтов проволокой допускается только в относительно тихоходных передачах. В быстроходных передачах под действием центробежных сил и вибраций проволока может разрушиться.

Резервирование, предохранительные устройства и сигнализация применяются для повышения надежности автомобиля и обеспечения необходимого уровня безотказной работы его агрегатов и систем

во всем диапазоне эксплуатационных нагрузочных и других режимов в течение определенного пробега.

Резервирование в конструкции осуществляется путем выбора запасов прочности и изнашиваемости деталей механической части конструкции; дублирования систем с недостаточной надежностью; применения систем независимого действия (с частичной потерей эффективности) и дополнительных систем.

Резервирование рабочих процессов осуществляется увеличением выходных параметров (производительности и т. п.), а также дублированием процессов.

Предохранительные устройства предназначены для автоматического ограничения режимов, недопущения перегрузок или отключения отказавших систем. Для этих целей применяются клапаны, ограничители, реле и т.п.

Сигнализация служит для предупреждения водителя об опасном состоянии автомобиля: падении давления масла в двигателе, прекращении зарядки аккумулятора и т.д.

Масляный и бензиновый насосы, устанавливаемые на двигателе, имеют запас производительности. Система смазки снабжается предохранительным перепускным клапаном, не допускающим превышение давления, а бензонасос перестает качать бензин, когда расход его меньше, чем производительность насоса. На случай выхода из строя основного рабочего тормоза по существующим требованиям на автомобиле должен быть запасной тормоз.

Рамы грузовых автомобилей

Рама грузового автомобиля является основным несущим звеном конструкции автомобиля [9]. На ней монтируются все агрегаты и системы, обеспечивающие его работу. Рама состоит из двух лонжеронов и нескольких поперечин. Эпюры нагружения полок рамы при кручении показаны на рис. 37 *б*.

Ввиду преимущественного применения рам этого типа на современных грузовых автомобилях, такую конструкцию рамы можно считать стандартной. Примерами этой конструкции могут служить рамы отечественных автомобилей ЗИЛ, ГАЗ, Урал и др. Рамы грузовых автомобилей обычно имеют по всей длине одинаковую ширину.

В некоторых случаях для уменьшения передней колеи уменьшают ширину рамы в передней части.

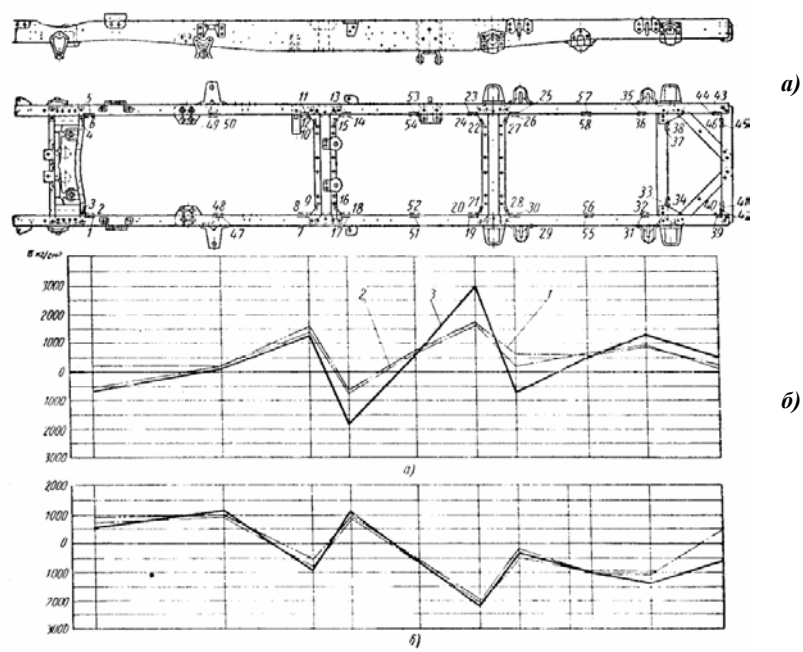


Рис. 37. Рама грузового автомобиля и эпюры нагружения её полок при кручении: а – эпюра нагружения верхней полки рамы; б – эпюра нагружения нижней полки рамы

Лонжероны рамы штампуют из стального листа или применяют прокат, например, швеллер. В соответствии с характером эпюры изгибающих моментов наибольшее сечение штампованного лонжерона делается в средней части, а сечение в передней и задней частях лонжерона уменьшается по высоте, в ряде случаев по концам также уменьшается ширина полок. В результате уменьшения сечения лонжерона облегчается установка передних и задних рессор и удается снизить пол кузова.

В рамах трехосных автомобилей оказывается сильно нагруженной задняя часть лонжерона в месте установки кронштейнов задней подвески. В связи с этим сечение лонжерона в задней части не уменьшают. Примером рамы этого типа может служить рама трехосного автомобиля ЗИЛ-131.

Для грузовых автомобилей большой грузоподъемности в ряде слу-

чаев применяются не штампованные, а прокатные профили. Материал прокатных балок имеет несколько более высокие механические характеристики, чем листовая сталь, применяемая для холодной штамповки деталей рам. Однако вес рам из прокатных профилей больше, чем вес рам из штампованных профилей, так как сечение лонжеронов из прокатных балок постоянно по длине. Примерами рам из прокатных профилей могут служить рамы автомобилей КРАЗ.

Сечения лонжеронов, а также их конфигурация по длине обычно назначаются на основе расчета лонжеронов на изгиб. Размеры сечения лонжерона должны обеспечить определенную величину момента сопротивления изгибу. Момент сопротивления пропорционален толщине профиля и квадрату высоты профиля. Уменьшение толщины профиля при одновременном увеличении его высоты снижает вес лонжерона. Однако чрезмерное уменьшение толщины материала нежелательно, так как при этом возможна потеря устойчивости профиля.

Кроме того, размеры сечения лонжерона должны обеспечить его прочность при кручении. Анализ стесненного кручения стержней открытого профиля показал, что наибольшие нормальные напряжения пропорциональны секториальной координате у края полки.

Таким образом, увеличение высоты профиля, а также ширины полки вызовет увеличение секториальной координаты и соответственно увеличение нормальных напряжений стесненного кручения. Поэтому условия прочности при изгибе и кручении, а также необходимость получения минимального веса лонжеронов могут вступать в противоречия. Эти противоречия возникают для грузовых автомобилей большой грузоподъемности, когда момент сопротивления W_x должен быть 300—400 см^3 и более. Получение достаточно малой величины секториальной координаты и, следовательно, обеспечение необходимой прочности лонжеронов при кручении возможно только при значительном увеличении толщины стенок профиля, что делает невозможным применение наиболее экономичных штампованных профилей.

Устранение этого противоречия достигается несколькими способами. Наиболее радикальный из них – применение хребтовой рамы, т. е. переход на принципиально иную схему рамы. В некоторых случаях решение достигается применением прокатных профилей, в которых возможна большая толщина стенок, чем в штампованных профилях.

Возможно, наконец, облегчить условия работы лонжеронов при кручении за счет крепления поперечин к стенкам лонжеронов. Рама такой конструкции, естественно, имеет меньшую жесткость при кручении, чем

рамы, у которых поперечины укреплены к полкам лонжеронов. Однако при этом и для грузовых автомобилей большой грузоподъемности сохраняется обычная схема рамы и снижается вес по сравнению с весом рамы из прокатных профилей.

Противоречие между условиями прочности при изгибе и кручении может проявиться в некоторых случаях не на всей длине лонжерона, а только на отдельных его участках. В этом случае применяют крепление к стенке лонжерона отдельных поперечин, расположенных в зонах недостаточной прочности при кручении. Вследствие необходимости обеспечения прочности отдельных изолированных участков лонжеронов приходится также принимать различные комбинированные конструкции (например, поперечины крепят за одну из полок и за стенку лонжерона) – рис. 38.

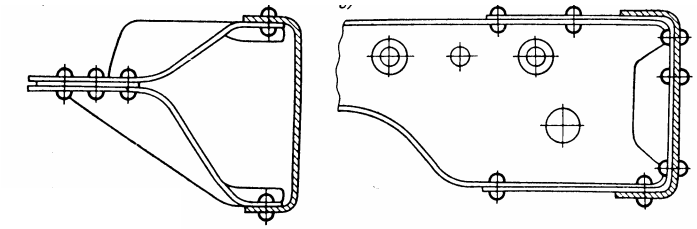


Рис. 38. Соединения элементов рамы

В зоне расположения платформы верхняя полка лонжерона при кручении оказывается менее нагруженной, чем нижняя полка. При изгибе нижняя растянутая полка лонжерона также оказывается в более тяжелом положении в отношении долговечности, чем верхняя полка. В связи с этим в средней части рамы целесообразно крепить поперечины к верхней полке и стенке лонжерона, а в передней части рамы - к нижней полке и стенке лонжерона.

Поперечины можно крепить к стенкам лонжеронов в сочетании с дополнительными усилителями, обеспечивающими необходимую величину момента сопротивления в наиболее нагруженной части рамы (рис. 37).

Практика показывает, что при постановке различных усилителей на лонжерон нужно соблюдать известные предосторожности, чтобы не вызвать резкого изменения жесткости, так как это обычно служит причиной поломки лонжерона у края усилителя.

При креплении усилителя только к стенке лонжерона сохраняется свобода деформации полок лонжерона при кручении и тем самым устраняется опасность поломок. Иногда может оказаться рациональной по-

становка усилителя между поперечинами с заделкой концов усилителя в местах крепления поперечин к лонжеронам. Во всех случаях необходимо иметь в виду, что рамы стандартного типа современных грузовых автомобилей имеют весьма малую жесткость при кручении и работают в условиях больших деформаций всех элементов - рис. 39, 40, 41.

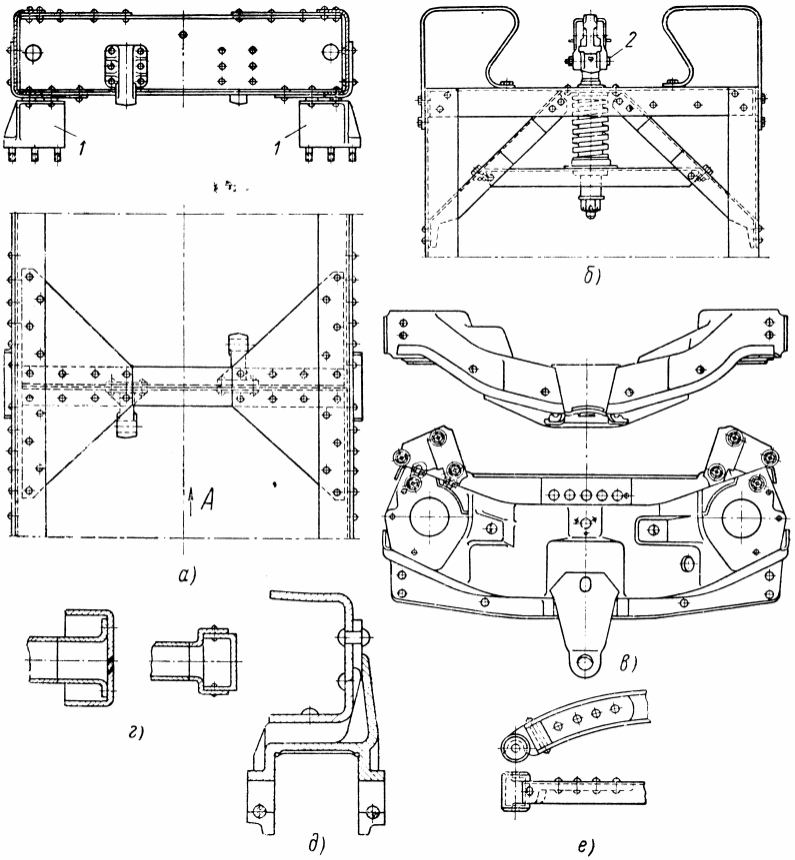


Рис. 39. Элементы рамы автомобилей:
а – крепление поперечины рамы; б – буксирное устройство; в – балка переднего моста легкового автомобиля; г – усилители рамы; д – кронштейн рессоры; е -рычаг

При этом усилители также необходимо крепить только к стенке лонжерона. В рамах трехосных автомобилей обычно оказывается сильно нагруженным небольшой участок вблизи кронштейнов задней подвески. Целесообразно в этом случае применить конструкцию с дополнительным усилителем.

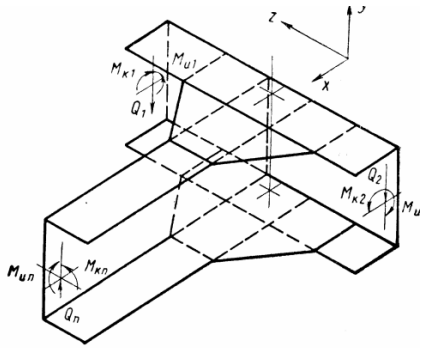


Рис. 40. Моменты в сечениях лонжеронов рамы

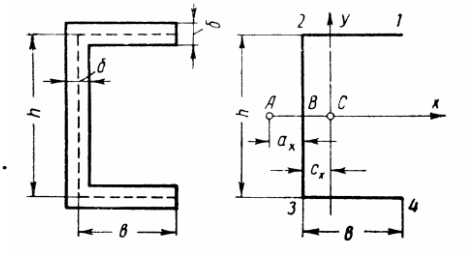


Рис. 41. Швеллер лонжерона в сечении

В местах изменения жесткости лонжерона, например, местные технологические дефекты (гофры полок), неудачно расположенная сварка, жесткая заделка полок при установке различных кронштейнов и т.п. изменяют характер деформации на небольшом участке и могут вызвать поломки лонжерона на этих участках.

Моменты инерции J и моменты сопротивления W относительно центральных осей x и y швеллера определяются по выражениям:

$$J_x = \frac{\delta h^2}{12}(h + 6b);$$

$$J_y = \frac{\delta b^3}{3} \cdot \frac{2h + b}{h + 2b};$$

$$W_x = \frac{2J_x}{h} = \frac{\delta h}{6}(h + 6b);$$

$$W_{y1} = W_{y4} = \frac{J_y}{b - c_x} = \frac{\delta b^2}{3} \cdot \frac{2h + b}{h + b};$$

$$W_{y2} = W_{y3} = \frac{J_y}{c_x} = \frac{\delta b}{3}(2h + b).$$

На прочность лонжеронов оказывают также большое влияние различные отверстия и особенно отверстия под заклепки. На нагруженных участках лонжеронов не следует располагать отверстия слишком близко к краю полки, так как отверстия могут стать очагами концентрации напряжения и образования поломок. Опыт показывает, что отверстия в полках должны быть удалены от края полки лонжерона на расстоянии не менее двух с половиной или трех диаметров отверстия. При увеличении ширины полки лонжерона облегчается расположение заклепок. Однако с увеличением ширины полки увеличивается секториальная координата и, следовательно, снижается прочность лонжерона при кручении. Кроме того, в случае чрезмерного увеличения ширины полки снижается устойчивость профиля и при прочих равных условиях увеличивается расход металла.

Как и лонжероны, поперечины на рамах грузовых автомобилей обычно штампуют из стального листа. Поперечины применяются открытого и закрытого профилей. Поперечины закрытого профиля прочней, имеют более высокую жесткость при кручении по сравнению с жесткостью поперечин открытого профиля. Но поперечины открытого более просты в изготовлении, к ним легче крепить смежные детали, особенно к последней поперечине, которая обычно используется для установки сцепного устройства, а также к передней поперечине, используемой для крепления передней опоры двигателя.

Общее количество и место расположения поперечин на рамах грузовых автомобилей определяется следующим. Поперечины следует устанавливать в местах крепления кронштейнов рессор; одну среднюю поперечину используют для крепления кабины и одну заднюю - для крепления сцепного устройства. Иногда в средней части устанавливают еще одну поперечину для правильного крепления запасного колеса и топливного бака к лонжеронам.

На раме в зоне крепления задних кронштейнов передних рессор обычно расположена опора двигателя, что затрудняет установку поперечины. В связи с этим поперечину в этом месте либо совсем не ставят, либо поперечина имеет специальную форму. Необходимость установки поперечины в зоне задних кронштейнов передних рессор может отсутствовать, если задний конец рессоры имеет такую конструкцию опоры, которая исключает возможность передачи на лонжерон крутящих моментов.

Когда автомобиль движется, особенно по неровным дорогам, лонжероны его «стригут», т.е. поворачиваются один относительно другого

как лезвия ножниц. При этом и лонжероны и поперечины рамы закручиваются. Размеры поперечин определяют из условий их нагруженности при кручении. Поперечины открытого профиля рассчитывают по нормальным напряжениям стесненного кручения. В поперечинах закрытого профиля нормальные напряжения стесненного кручения не имеют существенного значения и их следует рассчитывать по касательным напряжениям чистого кручения. Кроме того, размеры поперечин нужно назначать с учетом действующих на них изгибающих усилий и моментов, которые создаются весом агрегатов автомобиля, опирающихся на поперечины.

На передние поперечины передается вес силового агрегата, на среднюю поперечину - вес кабины и т. д. Создаваемые при этом моменты в основном нагружают поперечины, примыкающие к кронштейнам рессор. В некоторых случаях на поперечины передается момент от веса запасного колеса и бензобака, которые вызывают изгиб поперечин, вследствие чего сечения поперечин должны иметь достаточный момент сопротивления изгибу.

При расчете поперечин на местные изгибающие нагрузки целесообразно принять во внимание, что жесткость лонжерона на кручение мала по сравнению с жесткостью поперечин на изгиб. В связи с этим при расчете поперечин на изгиб можно пренебречь действующими на них нагрузками, заменив их моментами, возникающими вследствие противодействия лонжеронов изгибу поперечин. Тогда расчет поперечин на изгиб от действующих на них нагрузок сводится к расчету балки на двух опорах.

В качестве поперечин открытого профиля обычно применяют штампованные поперечины швеллерного профиля. Примером может служить конструкция рамы автомобиля ЗИЛ-130, имеющая поперечины швеллерного профиля, штампованные как одно целое с косынками. Поперечину швеллерного профиля можно крепить с помощью отдельных косынок. Примером такой конструкции может служить пятая поперечина рамы ГАЗ-53. Поперечины открытого профиля крепятся заклепками или болтами к стенке лонжерона или к стенке и нижней полке.

Применяется также другой способ установки поперечин швеллерного профиля с горизонтальным расположением стенки и вертикальным расположением полок. В этом случае полки обычно имеют отогнутые наружу фланцы, сечение поперечин получается таким же, как у передних поперечин рам автомобилей ГАЗ-53 и МАЗ-5335. Отогнутые наружу фланцы позволяют уменьшить величину секториальной координаты у

края сечения. При рациональном выборе размеров сечения можно получить минимальные значения секториальных координат и обеспечить значительное повышение прочности поперечины при крушении.

Иногда передние и средние поперечины открытого профиля для их крепления к лонжеронам делаются с отогнутыми на концах фланцами. Крепление к лонжерону осуществляется без дополнительных косынок, т.к. крепежные фланцы поперечин штампованы как одно целое с верхней и нижней половинами поперечин.

Закрытые профили часто имеют прямоугольное сечение. Закрытый профиль образуется соединением заклепками верхней и нижней частей поперечины. Заклепки размещаются на фланцах верхней и нижней части поперечины. Закрытые поперечины такого типа применяются на рамах автомобилей ГАЗ-53 и МАЗ-5335.

Реже применяют поперечины трубчатые круглого сечения. Примером такой конструкции может служить рама тягача КЗКТ-7428, имеющая средние поперечины круглого сечения.

В некоторых рамах применяются в различных комбинациях все описанные выше типы поперечин.

Как уже отмечалось, в зависимости от степени нагруженности лонжеронов при кручении рамы поперечины можно крепить либо к полкам лонжеронов, либо к их стенкам. Возможно также комбинированное крепление поперечин к одной из полок и к стенке лонжерона. В передней части рамы поперечины иногда крепят к нижней полке и стенке лонжерона, а в задней части рамы – к верхней полке и стенке лонжерона.

В некоторых рамах поперечины соединены с лонжеронами сваркой, для чего поперечины вваривaются в стенку лонжеронов. Выходящие наружу концы поперечин образуют кронштейны рессор. Однако сварные конструкции применяются редко.

Кузова автобусов

Автобусами называются пассажирские автомобили на 8 и более мест для сидения [8]. По назначению автобусы разделяются на городские, пригородные, местного сообщения, междугородные и туристские. Каждый из этих типов имеет свои конструктивные особенности, связанные с условиями эксплуатации.

Автобусы ЛиАЗ-677М, ЛиАЗ-5256, Икарус-260, -280, микроавтобусы «ГАЗель» ГАЗ-3221 осуществляют массовые перевозки пассажиров в городах. Автобусы ЛАЗ-42021, ПАЗ-3205 предназначены для перевозки пассажиров в пригородах, автобус КАВЗ-3976 – чаще исполь-

зуется в качестве ведомственного.

Городские автобусы, за исключением маршрутных такси, имеют большую накопительную площадку около дверей, широкий центральный проход, низкий уровень пола, несколько дверей.

Междугородные автобусы ЛАЗ-4207, Икарус-250, -350 и другие предназначены для перевозки пассажиров на большие расстояния. Пассажирское помещение имеет узкие проходы между рядами сидений, накопительные площадки отсутствуют. Эти автобусы оборудованы мягкими сиденьями с откидывающейся спинкой и индивидуальными светильниками, отоплением, вентиляцией. Под полом пассажирского помещения размещаются отсеки для багажа.

Автобусные кузова по вместимости делятся на четыре категории:

1) особо малые - до 10 чел. («ГАЗель» ГАЗ-3221, «Соболь» ГАЗ-2217);
2) малые - для местных, городских и пригородных маршрутов вместимостью 28 - 50 чел. (ПАЗ, КАВЗ);
3) средние - городские вместимостью 75 -90 чел. (ЛИАЗ);
4) большие - на 100 -110 чел. (Икарус).

При планировке автобусного кузова исходят из нормативов 0,315м^2 на одного сидящего и 0,2 м^2 на стоящего пассажира (в часы пик до 0,125 м^2).

Отечественные, автобусы малой и особо малой вместимости, выпускаемые на базе шасси легковых и грузовых автомобилей, имеют разгруженные (рамные) кузова. Это позволяет на одном шасси выпускать различные модификации, например, автобусы КАВЗ-3976.

На автобусах средней и большой вместимости применяются несущие кузова – рис. 43 - 47. Вес каркасного кузова с основанием, полом и оборудованием (без сидений), отнесенный к его габаритной площади составляет около 1100 Па (112 кгс/м^2), а вес, приходящийся на одного пассажира, находится в пределах 390 - 460 Н (40 - 47 кгс). Вес кузова городского автобуса составляет 22 - 25% от полного или 39 - 44% от собственного веса автобуса.

Система вентиляции и отопления кузова должна обеспечивать в салоне необходимый микроклимат. В кузовах, предназначенных для северных районов, теплоизоляция и отопление должны обеспечивать температуру 18°С при температуре окружающего воздуха до 35° С с автоматическим регулированием. В зимнее время подача воздуха на одного пассажира должна быть не менее 0,4 м^3/мин. Скорость движения воздуха на уровне головы пассажиров не более 0,15 м/с. Уровень шума в салоне не более 75 дб.

Высокая жесткость кузова обеспечивает его общую статическую и усталостную прочность. Основной причиной разрушения автобусных кузовов является коррозия. В хороших дорожных условиях при надежной защите от коррозии срок службы кузова составляет 400—500 тыс. км. Для защиты кузова от коррозии штамповка его деталей производится с применением специальных эмульсий, улучшающих качество поверхности. Детали после сварки промываются, фосфатируются и грунтуются.

Оборудование кузова определяется его назначением (маршрутный, экскурсионный, междугородный, туристский и т. д.). Компоновка должна обеспечивать удобство посадки, выхода и перемещения пассажиров в салоне, хороший комфорт, обзор, а также травмобезопасность внутреннего оборудования.

Под планировкой пассажирского помещения автобуса понимают размещение сидений, рабочего места водителя, кондуктора или стюардессы; размещение бытовых устройств - багажников, гардероба, туалета, буфета и др.; размещение дверей, ступенек и поручней; организацию передвижения пассажиров внутри автобуса, оплаты проезда и обслуживания пассажиров.

Планировка пассажирского помещения автобуса определяется назначением автобуса; стандартами, нормами или требованиями эксплуатационных организаций; системой обслуживания пассажиров (с кондуктором или без кондуктора); размерами автобуса; компоновкой автобуса (расположением двигателя, размерами колесной базы, переднего и заднего свеса, размерами шин); числом этажей; требованиями к комфортабельности и наличием бытовых устройств.

При планировке необходимо учитывать принятое в стране направление движения — правостороннее или левостороннее. На автобусах, совершающих рейсы по странам с правосторонним и левосторонним движениями, иногда располагают рабочее место водителя по оси симметрии автобуса.

Нормы и рекомендации по планировочным размерам пассажирских помещений одноэтажных автобусов изложены в соответствующих нормативных документах.

Приведенные размеры отражают только рекомендации и нормы, но не действительные размеры, применяемые в конструкциях автобусов.

При проектировании не следует выходить за указанные ограничения, но, выбирая планировочные размеры, рекомендуется основываться на анализе лучших отечественных и зарубежных конструкций автобусов.

Для **городских** автобусов основными требованиями являются удобство, безопасность и быстрота входа, прохода и выхода пассажиров; быстрота сообщения и приспособленность к суточным изменениям интенсивности пассажиропотока. Быстрота сообщения определяется средней скоростью цикличного движения автобусов и временем, затрачиваемым на остановки. Первое не зависит от планировки и будет рассмотрено ниже, второе зависит от быстроты входа, прохода и выхода пассажиров и, следовательно, от компоновки и планировки автобуса.

Удобство, безопасность и быстрота входа, прохода и выхода пассажиров определяются числом ступенек и их высотой, высотой уровня пола, ровностью пола, шириной прохода, наличием накопительных площадок, шириной, расположением и числом дверей, расположением билетных касс, системой размена денег и оплаты проезда, организацией пассажиропотока в автобусе. В требованиях к перспективным конструкциям городских автобусов большой вместимости в большинстве европейских стран желательный уровень пола определяется в пределах 585–725 мм при двух или трех ступеньках. В требованиях СЭВ уровень пола рекомендуется равным 660 мм, а при расположении двигателя под полом – 820 мм. Высота подножек регламентируется в пределах 325–430 *мм,* высота последующих ступенек 200–400 мм.

Требования к комфортабельности городских автобусов значительно ниже, чем к комфортабельности междугородных автобусов.

Планировка пассажирского помещения **местных** автобусов выполняется с четырехрядным и смешанным расположением сидений, с одной или двумя дверями, с удовлетворением минимальных требований к комфортабельности. Характерным для планировки местных автобусов являются небольшие размеры сидений, их малый шаг, небольшая ширина прохода и дверей, а также высокий уровень пола (в пределах трех ступенек). Основные требования, предъявляемые к местным автобусам,: повышенная проходимость, маневренность и экономичность. В таких автобусах иногда перевозят большой по объему и весу багаж (например, при поездках из сел на рынок). Багаж чаще всего размещают в пассажирском помещении, для чего используют специальные свободные площадки или площадки, образующиеся при складывании части сидений.

Для **школьных** автобусов допускаются шестирядные или пятирядные расположения сидений при одной двери или, реже, двух дверях, в зависимости от вместимости автобуса. Уровень пола высокий (при наличии трех или четырех ступенек). По вместимости школьные автобу-

сы очень разнообразны: от 9—14-местных микроавтобусов до больших автобусов с 73 сиденьями.

Для **междугородных** автобусов характерен небольшой пассажирообмен. Основные требования, предъявляемые к междугородным автобусам: высокая степень комфорта и безопасности, большая скорость и наличие багажного помещения. Для выполнения этих требований большое значение имеет высокий уровень пола, который делают в пределах 790–1170 мм. Высокий уровень пола в междугородных автобусах обеспечивает ряд преимуществ:

–позволяет размещать под полом вместительные багажники (объемом 2,5—10 м^3);

– допускает любое расположение двигателя и трансмиссии;

– уменьшает или сводит на нет выступание колесных кожухов над уровнем пола;

– улучшает комфортабельность за счет меньшего укачивания пассажиров, улучшения обзорности и изоляции пассажирского помещения от шума, газов, пыли и тепла, излучаемого двигателем.

Наличие трех ступенек не вызывает существенного снижения комфортабельности при небольшом пассажирообмене. Для междугородных и туристских автобусов наибольшее распространение получила планировка с одной дверью, расположенной в пределах переднего свеса, и четырехрядным расположением сидений, обращенных вперед по ходу автобуса. Но имеются автобусы и с двумя дверями.

Размеры сидений и их размещение в кузове автобуса показаны на рис. 42 и в табл.6.

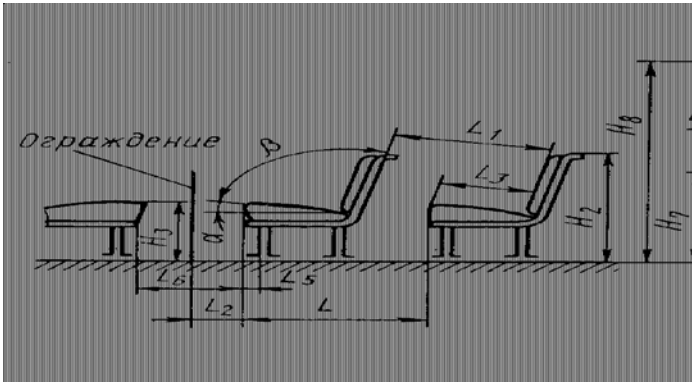


Рис. 42

Таблица 6

Планировка помещения автобуса

Расстояние от г лочного пор до края поду сиденья по г зонтали B_5 в	Шаг сидений L в не менее . .
Высота от пола потолочного ручня H_1 в м	Расстояние ме спинками сиде L_1 в *мм*, не м
Глубина ступе B_6 в *мм* .	Расстояние меж подушкой сид и ограждение в *мм*, не мен
Глубина подис B_7 в *мм* . .	Глубина сидень в *мм* . . .
	Боковой свес по ки сиденья L_4
Поднутрение пеньки B_8 в *м*	Продольный свес душки сидень в *мм* . . .
Ширина проход дверях в с в *мм*: для одина двери . для двойной ри . .	Расстояние ме подушками денья и борто зова B_4 в *мм* менее . . .
Размер свобо площади для	Ширина двухмес го сиденья B в не менее . .
Расстояние поду сиденья до от ног в *мм* .	Ширина одномес го сиденья B_1 в не менее . .
Высота спинки Угол перемещ спинки . .	Ширина проход жду сиденьям уровне подуш B_2 в *мм*, не м
Высота спинки денья от ур пола H_2 в *мм*	подушками ний L_6 в *мм*
Высота сиденья в *мм* . . .	Высота подножк уровня дорог в *мм*, не боле для автоб длиной до
Высота от подно до верхней кр дверного прое в *мм*, не мен	для автоб длиной с 11 *м* .
Высота ступеньк в *мм*, не боле	Высота нижней к ки окна от ур пола под сиде ми H_7 в *мм*
Допускаемый ск сужение спинк в *мм* . . .	
Угол наклона душки α . .	Высота вер кромки окна уровня пола в ходе H_8 в *мм*
Угол наклона с ки сиденья β	
Высота помещен проходе H в не менее . .	

Конструкция дверей автобусов может быть одно-, двух и трехстворчатой. Наилучшую герметичность обеспечивают одностворчатые двери. При конструировании обычно предусматривают запасные двери в задней части кузова одну или две, а также откидную или выдвижную подножку. Ширина дверей находится в пределах 535—930 мм. В зависимо-

сти от дальности маршрута применяют сиденья с регулирующимися спинками по углу наклона или сиденья с высокими спинками. Соответственно шаг расположения сидений принимается 840—950 мм или 750—840 мм. Во многих конструкциях уровень пола под сиденьями приподнимают для увеличения объема багажников и снижения выступа колесных кожухов над уровнем пола. В некоторых случаях уровень пола в проходе понижают. Это дает возможность или снизить высоту ступенек, или ограничиться двумя высокими ступеньками. В таком случае высота подножки и ступеньки достигает 380—420 мм. Разность уровня пола в проходе и под сиденьями выполняют в пределах 120—250 мм, но чаще всего менее 200 мм..

Для увеличения емкости багажников также применяются 1 1/4-этажные автобусы. В этом случае уровень пола в задней части автобуса поднимают на высоту 220—500 мм, т. е. на высоту одной-двух ступенек. При этом высота уровня пола в передней части должна быть не менее 800 мм, что дает возможность ограничиться двумя ступеньками. На автобусе «Skania» для удобства входа и выхода пассажиров пол в центральной и передней частях опущен, ступеньки около средней и передней дверей отсутствуют. В задней части пол установлен над колесами, отчего пассажиры располагаются непривычно высоко, но им не мешают арки над колесами, выступающие внутрь кузова над полом.

На рис 43-51 показаны внешние виды автобусов и планировка в них сидений.

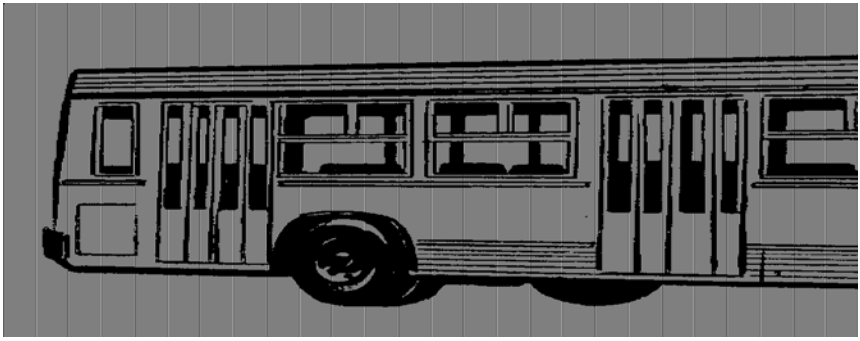


Рис. 43. Автобус ЛИАЗ-5256. Мест для сидения – 24, номинальная вместимость – 89 чел., предельная вместимость – 117 чел.

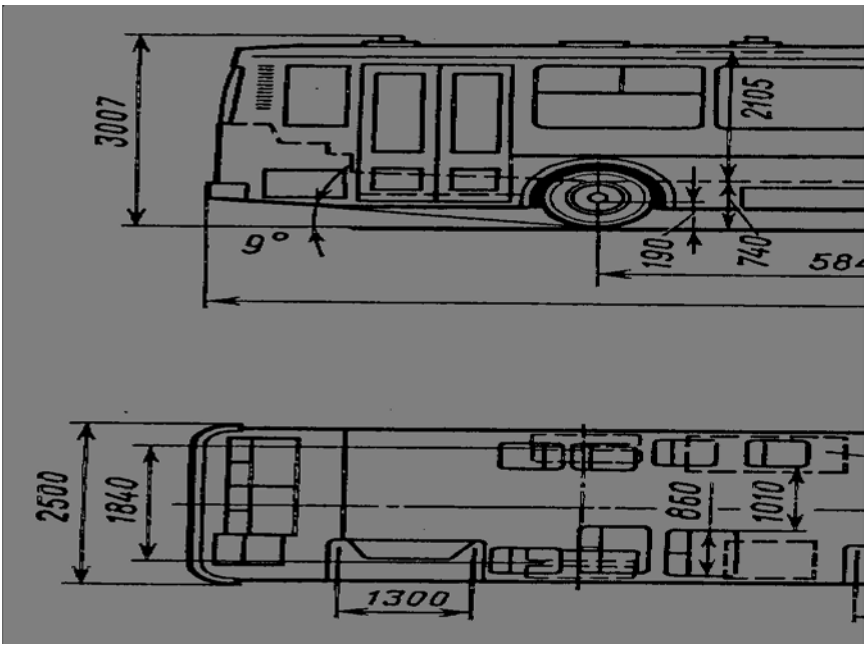


Рис. 44. Планировка автобуса ЛИАЗ-5256

Рис. 45. Автобус Икарус 280. Мест для сидения –37, номинальная вместимость – 115 чел., предельная вместимость – 162 чел.

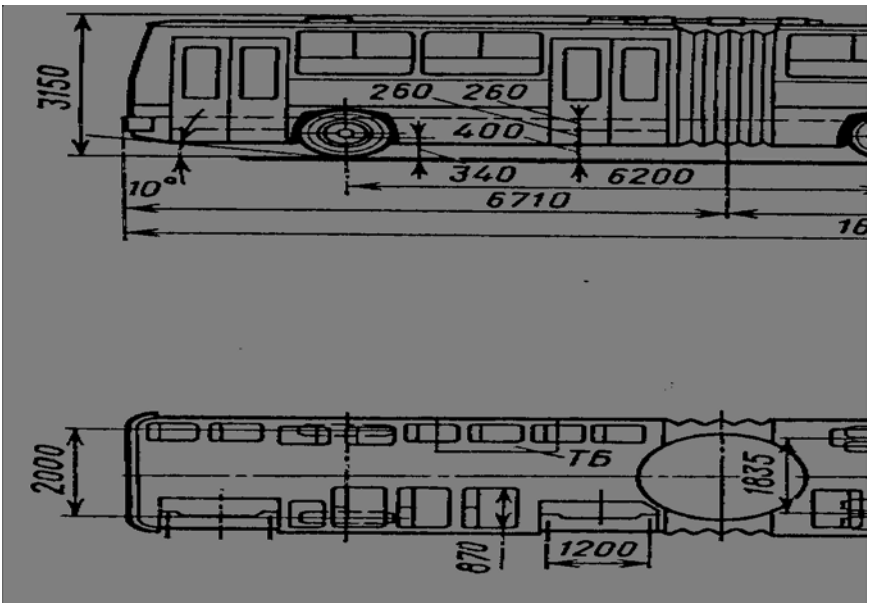


Рис. 46. Планировка автобуса Икарус 280

Рис. 47. Автобус Икарус 260. Мест для сидения –22, номинальная вместимость – 75 чел., предельная вместимость – 107 чел.

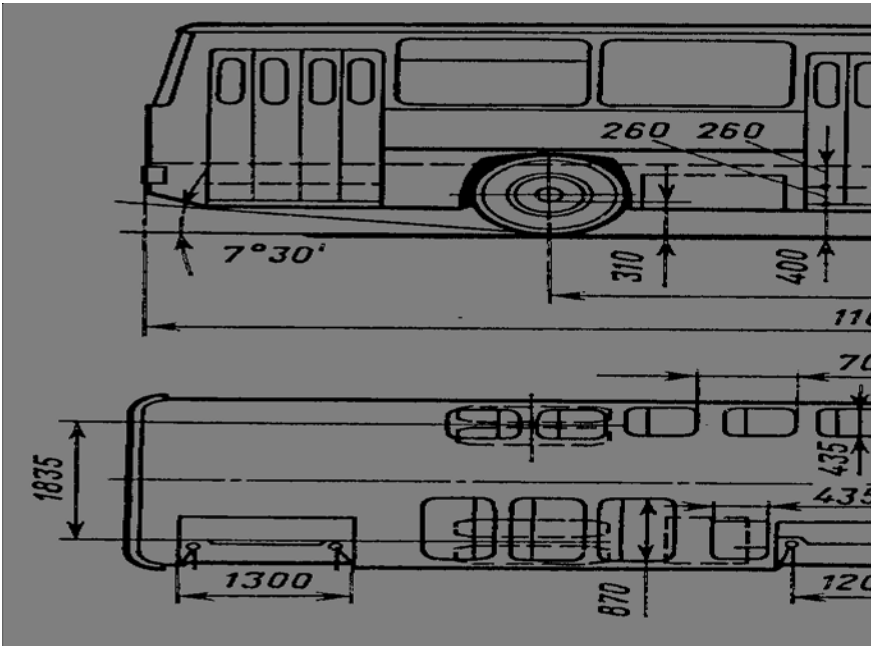
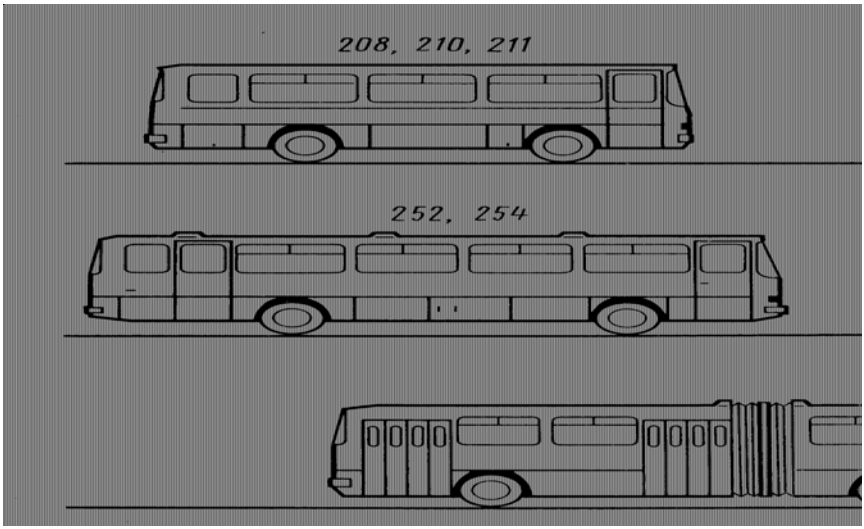


Рис. 48. Планировка автобуса Икарус 260

Ниже приведены модели автобусов Икарус с указанием их номеров и характеристик – табл. 7.



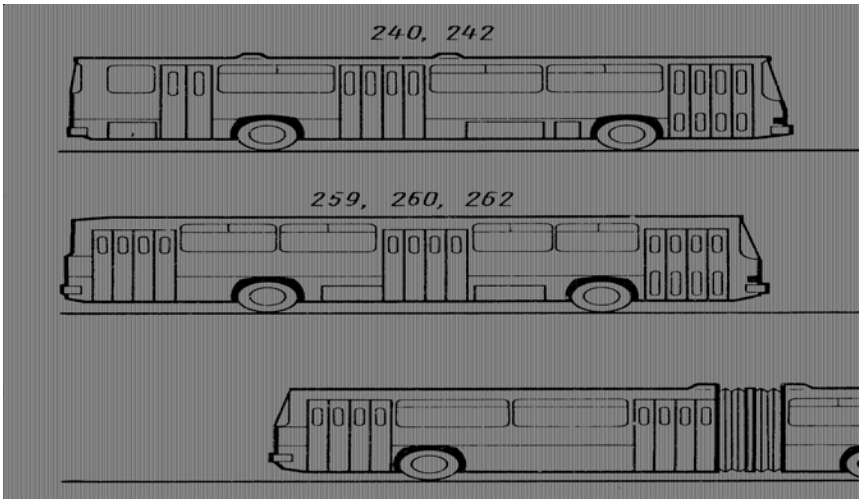


Рис. 49. Автобусы Икарус

Таблица 7

Характеристики автобусов Икарус

Характеристика	«180»	«250» *	«255» **	«260»	«280»
Угол въезда, %	—	20	30	20	17,2
Диаметр поворота, м	22,0	21,8	23,5	20,8	20,8
Размер шин, дюймы	11,00÷20	10,00÷20	11,00÷20	11,00÷20	11,00÷20
Рабочий объем двигателя, л	9,572	10,349	10,349	10,349	10,349
Степень сжатия	17	17	17	17	17
Максимальная мощность, кВт (л. с.)	132 (180)	140 (192)	140 (192)	140 (192)	140 (192)
Частота вращения коленчатого вала, мин$^{-1}$	2 400	2 100	2 100	2 100	2 100
Максимальный крутящий момент, Н·м (кгс·м)	590 (60)	700 (71)	700 (71)	700 (71)	700 (71)
Максимальная скорость, км/ч	83,5	105	100	83	83
Расход топлива, л/100 км	35	26,5	28,5	28,5	30,5
Заправочные объемы, л:					
топливный бак	250	250	250	250	250
система охлаждения	70	80	70	70	70

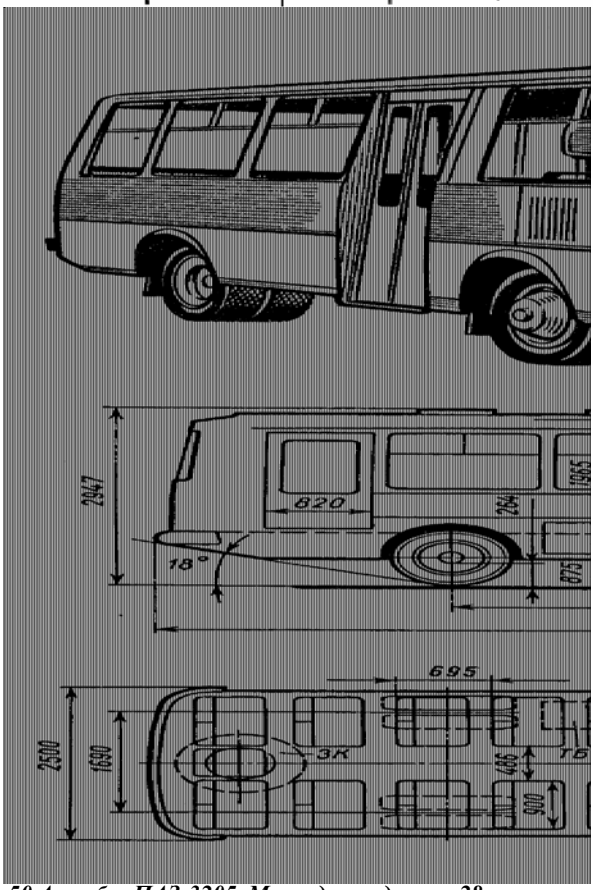


Рис. 50 Автобус ПАЗ-3205. Мест для сидения –28, номинальная вместимость – 36 чел: **а** ***– общий вид автобуса; б – планировка***

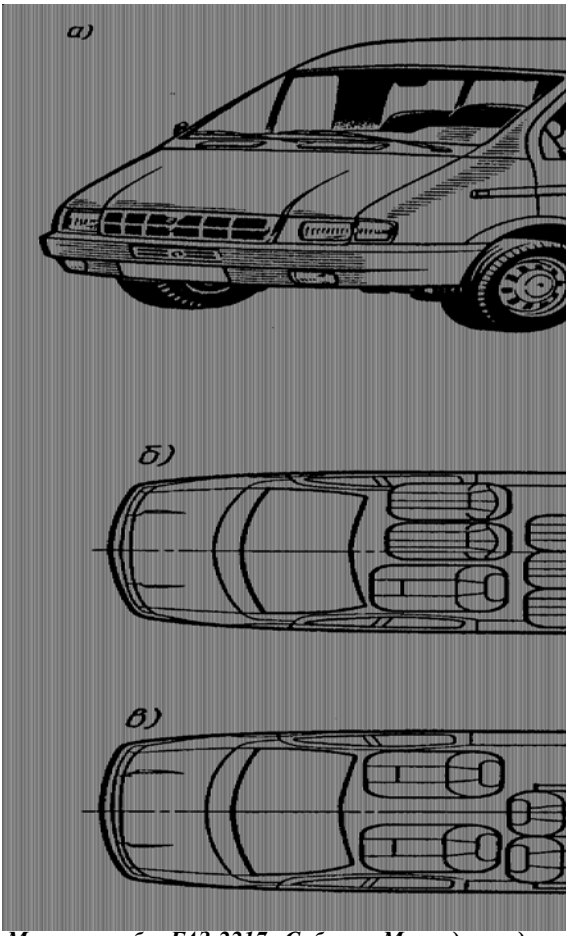


Рис. 51. Микроавтобус ГАЗ-2217 «Соболь». Мест для сидения – 8-11:
а ***– общий вид автобуса;*** **б** ***и*** **в** ***- планировка***

Кузов автобуса обладает большой жесткостью, которая обеспечивается за счет каркаса и несущего основания – рис. 52, 53.

Жесткость кузова оценивается углом его закручивания при опоре груженого автобуса на три колеса (вывешено одно переднее колесо). Угол закручивания, отнесенный к полной длине, составляет 3,5— 5,5 мин/м (минуты на метр).

Для изготовления наиболее подверженных коррозии деталей кузовов последних моделей автобусов и легковых автомобилей применяется оцинкованная сталь, которая обеспечивает электрохимическую защиту основного металла даже при повреждениях цинкового покрытия.

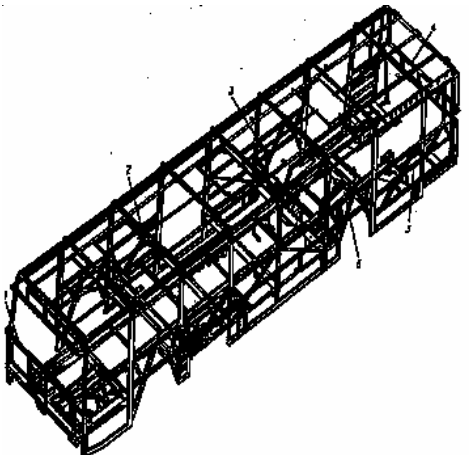


Рис. 52.Каркас кузова автобуса ЛИАЗ-5256

С целью исключения электрохимических процессов детали кузова из цветных и черных металлов должны быть разделены от непосредственного контакта между ними. Развитию процессов коррозии способствует повышенная влажность воздуха и его загрязнение углекислым газом, сернистым ангидридом и т. д. Для защиты кузова от абразивного воздействия частиц песка на днище и крылья наносится специальное покрытие.

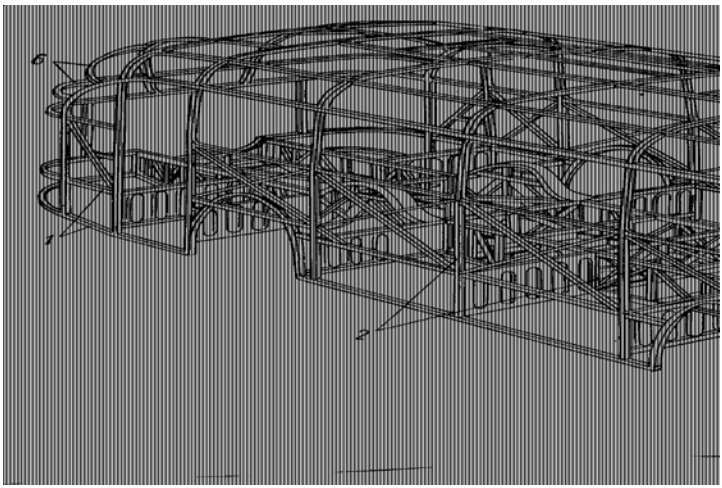
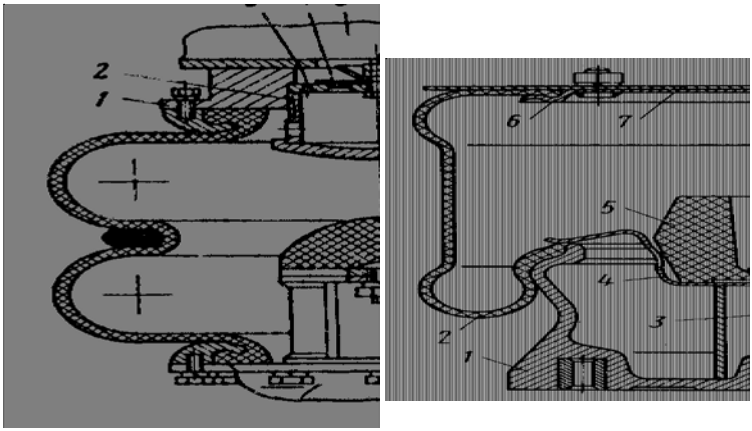


Рис. 53. Каркас кузова автобуса ЛАЗ-695

Хорошая плавность хода автобуса и постоянная высота пола достигаются за счет использования на автобусах пневматической подвески (рис. 52) и корректирующих пружин (рис. 54, 55, 56).



а) *б)*

Рис. 54. Пневмобаллоны подвесок автобусов: **а** ***- ЛИАЗ -677М;*** **б** ***- Икарус***

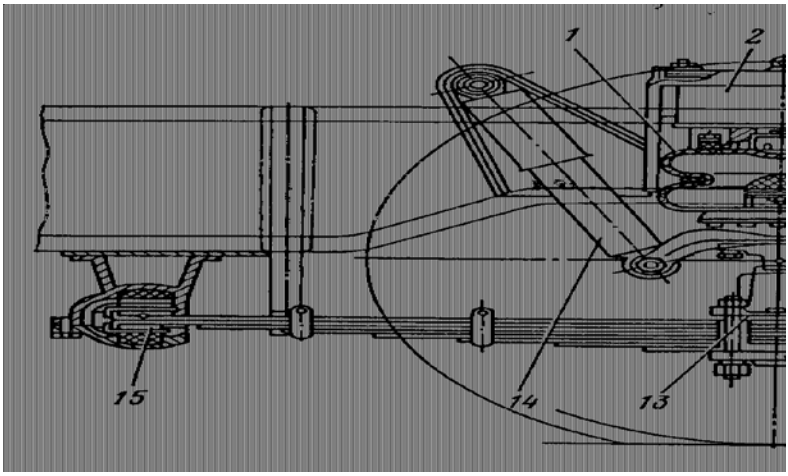


Рис. 55. Передняя подвеска автобуса ЛИАЗ-677М

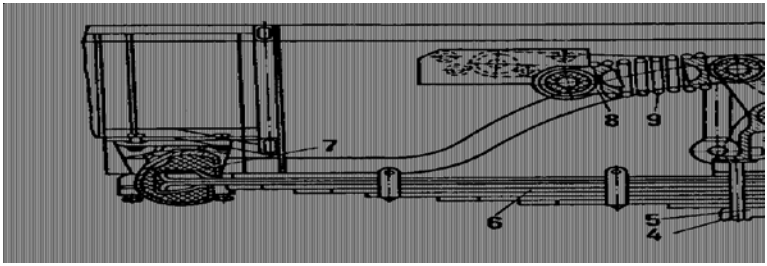


Рис. 56. Передняя подвеска с корректирующими пружинами 9 автобуса ЛАЗ-695

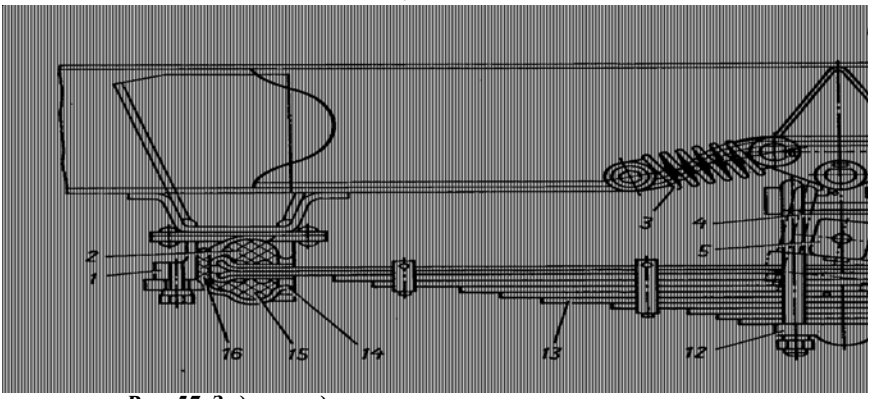


Рис. 57. Задняя подвеска с корректирующими пружинами автобуса ПАЗ-3205

Карданная передача

Карданная передача автомобиля предназначена для передачи крутящего момента между агрегатам. Она состоит из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров. Оси валов не совпадают и при работе могут изменять свое относительное положение.

Основными элементами карданной передачи являются шарниры, которые по кинематическим свойствам подразделяют на карданные шарниры неравных и равных угловых скоростей, а по наличию фиксированных осей качания – на полные и полукарданные шарниры.

Полным карданным шарниром называют шарнир, имеющий фиксированные оси качания, полукарданным шарниром – шарнир, не имеющий фиксированных осей качания. Упругие полукарданные шарниры допускают угловые отклонения осей валов до 5°, а жесткие – до 2° и некоторое их продольное перемещение. На рис. 58 показаны схемы распространенных карданных передач.

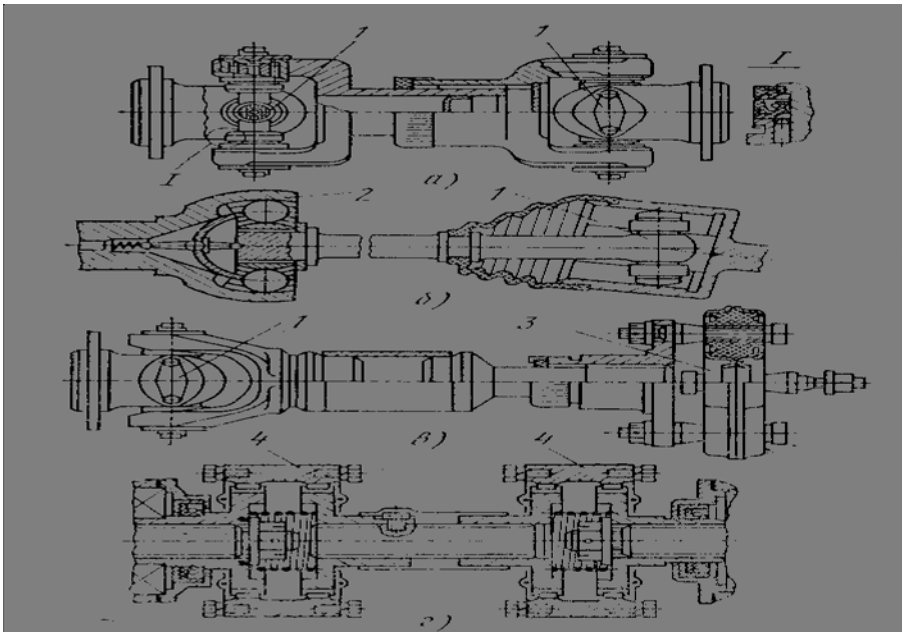


Рис. 58. Схемы распространенных карданных передач.

В трансмиссиях современных автомобилей применяются полные карданные шарниры, осевая компенсация в которых обеспечивается установкой на шлицах карданного вала скользящей вилки. Широко распространена промежуточная опора (рис. 59*а*) с одним радиальным шарикоподшипником *1,* внутренняя обойма которого установлена на карданном валу *2*, а внешняя – в резиновой втулке *3*. Втулка с помощью кронштейна *4* крепится к несущему кузову легкового автомобиля или к поперечине рамы грузового автомобиля.

Промежуточная опора устанавливается, если длина карданного вала более допустимой.

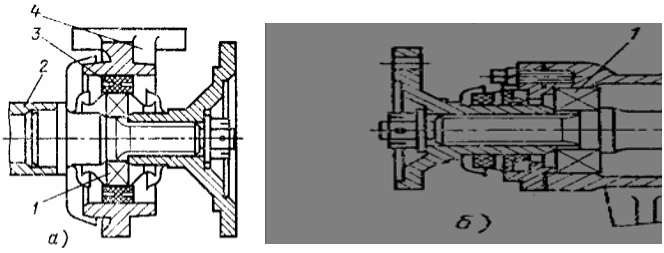


Рис. 59. Промежуточные опоры карданных передач

Промежуточная опора с двумя подшипниками (рис. 59*б)* устанавливается на тяжелых грузовиках при значительных относительных перемещениях агрегатов трансмиссии, соединенных карданным валом, или при невозможности соединить агрегаты одним валом (например, для привода заднего моста трехосного автомобиля).

Размеры применяемых для карданных валов труб и их характеристики приведены в табл. 8.

Таблица 8

Размеры сечения		Момент сопротивления кручению W_τ, см³	Полярный момент инерции сечения J_τ, см⁴	100 М
Внутренний диаметр d, мм	Толщина стенки δ, мм			
45	2.5	8.44	21.10	844
46	2.5	8.81	22.46	881
55	2.0	9.87	29.13	977
55	2.5	12.47	37.40	1 247
55	3.5	17.82	55.23	1 782
63	3.5	23.16	81.06	2 316
66	2.0	14.12	49.43	1 412
71	1.6	12.97	48.11	1 297
71	1.8	14.63	54.57	1 463
71	2.0	16.30	61.14	1 630
71	2.1	17.15	64.48	1 715
71	2.2	17.99	67.83	1 799
71	2.5	20.54	78.05	2 054
71	3.0	24.84	95.63	2 484
82	2.5	27.26	118.6	2 726
82	3.0	32.93	144.9	3 293
82	3.5	38.67	172.1	3 867
82	4.0	44.51	200.3	4 451
94	3.5	50.51	255.1	5 051
94	4.0	58.08	296.2	5 808
100.5	6.0	101.50	571.0	10 150
104	4.0	70.76	396.3	7 076
104	4.5	80.03	452.2	8 003
104	5.0	89.40	509.6	8 940

Основные параметры карданного вала. Под длиной $L_к$ карданного вала понимают расстояние между центрами шипов крестовин карданных шарниров, установленных на концах данного вала. Максимальную длину карданного вала $L_к$ определяют исходя из его критической частоты вращения. Под критической частотой вращения понимают частоту, при которой происходит потеря устойчивости прямолинейной формы оси вращающегося вала. Критическая частота вращения карданного вала (об/мин):

$$n_{кр} = 1{,}185\text{-}\ 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2} / L_k^2,$$

где D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры карданного вала, см; L_k – длина карданного вала, см. При составлении таблицы использован ГОСТ 5005—82**,** в котором приведены размеры сечений труб.

Согласно ОСТ 37.001.053—74 «Валы карданные. Технические требования к установке. Нормы дисбаланса» допустимой является длина, при которой максимальная частота вращения карданного вала, соответствующая максимальной скорости движения автомобиля, не превышает 70 % расчетной критической частоты вращения вала. Определив частоту вращения карданного вала и величину максимального крутящего момента, который должен передаваться, по табл. 8 выбирают диаметр трубы для карданного вала.

Статические напряжения кручения в карданных валах не должны превышать для грузовых автомобилей $t_к$ = 100-120 МПа, для легковых – $t_к$ = 25-55 МПа.

Углы между осями соединяемых шарниром валов называются *углами установки* карданных валов. Углы установки влияют на напряженность работы карданной передачи, а следовательно, на срок ее службы. Углы установки валов, соединяемых шарниром неравных угловых скоростей, не должны быть меньше 1° из-за опасности разрушения поверхности под шипами крестовины шарнира, называемого бриннелированием, и более 3° – для легковых автомобилей, 4° – для грузовых автомобилей и автобусов, 8° – для автомобилей высокой проходимости. При этом автомобиль неподвижен, нагрузка в кузове полная. Указанные ограничения приняты для обеспечения высоких значений кпд карданной передачи.

Синхронное вращение ведущего и ведомого валов карданной передача достигается при следующих условиях:

- в двухшарнирной карданной передаче (рис. 60 *а, б*) углы γ_{12} и γ_{23} карданного вала карданного вала между карданным валом *2* и соединяемыми им валами *1* и *3* должны быть равными, а вилки шарниров на концах карданного вала при сборке необходимо устанавливать в одной плоскости;

- в трехшарнирной карданной передаче с промежуточной опорой (рис. 60 *в)* синхронное вращение ведущего *1* и ведомого *4* валов в зависимости от расположения вилок на концах карданных валов *2* и *3* обеспечивается при соблюдении условий, указанных в табл. 8.

Так как во время движения автомобиля углы углы γ_{23} и γ_{34} в трехшарнирной передаче могут меняться при постоянном угле γ_{12}, то полной синхронизации вращения валов *1* и *4* достичь нельзя. Чем меньше угол γ_{12}, тем выше синхронизация.

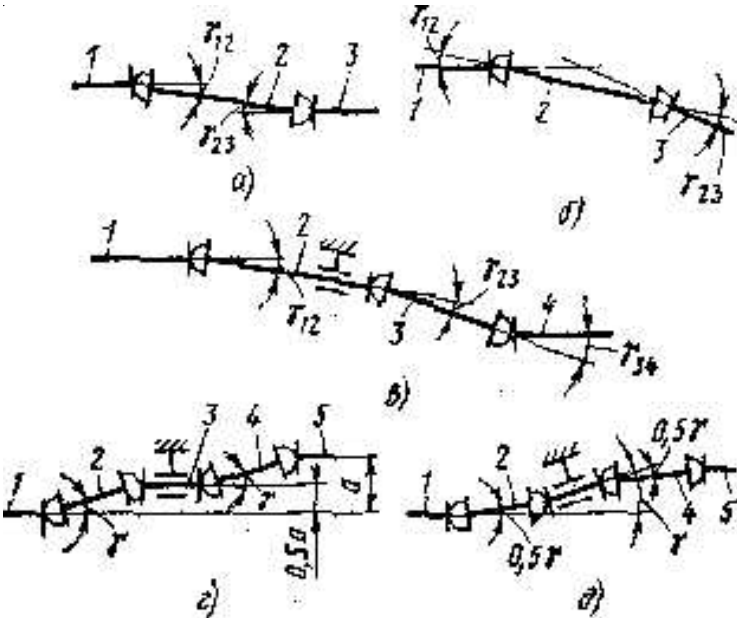


Рис. 60. Схемы расположения валов в карданных передачах

Подшипниковые узлы

Подшипники качения имеют в основном два назначения: передать действующие на опору радиальные и осевые нагрузки и фиксировать вал в осевом направлении. В зависимости от конструкции агрегата, условий монтажа, требований к жесткости опор н точности вращения деталей при решении этих задач могут быть использованы следующие основные варианты устройства подшипниковых узлов.

Плавающая опора (рис. 61). При данном варианте вал зафиксирован в осевом направлении только в одной, фиксирующей (установочной) опоре. На второй, плавающей опоре предусмотрена возможность изменения длины вала, что обеспечивается выбором соответствующей посадки одного из колец или самим подшипником. Расстояния между посадочными местами для подшипников на валу и в корпусе не должны выдерживаться с особой точностью. Возникновение осевого преднатяга или защемление тел качения вследствие тепловых удлинений вала исключается, значительно упрощается монтаж подшипников. В многоопорных валах должна быть только одна фиксирующая опора, остальные – плавающие.

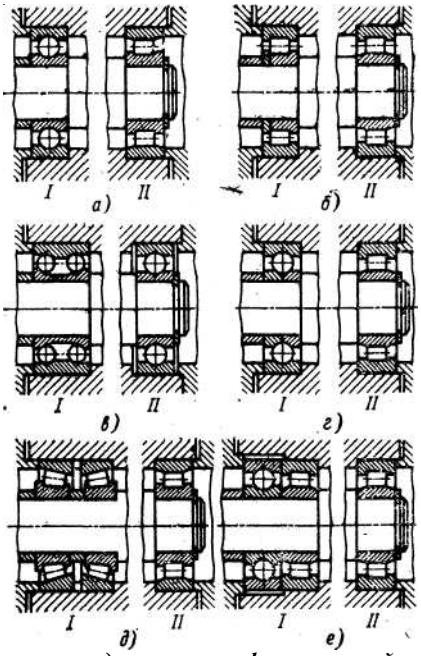


Рис. 61. Схемы установки подшипников в фиксирующей и плавающей опорах: 1 – фиксирующая опора; 11 – плавающая опора

В качестве фиксирующей опоры могут применяться радиальные однорядные шарикоподшипники (рис. 61*а*), радиальные роликоподшипники типа 92000 (рис. 61*б*), двухрядные или сдвоенные (при симметричной установке) радиально-упорные шариковые (рис 61*б*) и роликовые подшипники, шарикоподшипники с четырехточечным контактом конструктивной разновидности 176000 (рис. 61*в*).

При ограниченных монтажных размерах подшипникового узла и больших радиальных и осевых нагрузках на опору в качестве фиксирующей опоры может быть использована комбинация роликового радиального однорядного подшипника типа 2000 или 32000 и шарикового радиального однорядного подшипника (рис. 61 *е),* В этом случае монтаж подшипников производится таким образом, чтобы роликоподшипник воспринимал только радиальную, а шарикоподшипник – только осевую нагрузку.

Необходимое выравнивание линейных погрешностей на плавающей опоре лучше всего осуществляется за счет установки на опоре радиальных роликовых подшипников типа 2000 (рис. 61*а-д)* или 3000 (рис. 61*г*, *е),* у которых ролики могут перемещаться вдоль дорожки безбортового кольца. В качестве плавающих опор также могут использоваться

радиальные игольчатые подшипники, роликовые подшипники с длинными цилиндрическими роликами без колец, а также комплекты свободных роликов. При использовании радиальных шариковых подшипников создание плавающей опоры может быть осуществлено за счет применения подвижной посадки либо внутреннего кольца на вал, либо наружного кольца в корпус (рис. 61*в)*.

Регулируемая опора (рис. 62). Вал монтируется в двух разнесенных однорядных радиально-упорных шариковых или роликовых подшипниках, каждый из которых способен воспринимать осевое усилие только одного направления. Преимущество данного варианта устройства опор состоит в том, что требуемый вид начальной регулировки подшипников (осевой зазор, нулевой зазор, осевой предварительный натяг) может быть получен непосредственно при монтаже подшипников в агрегате. При регулируемых опорах возможны две схемы установки подшипников: схема «Х» (рис. 62*а)* и схема «О» (рис. 62 *б-г)*. Выбор схемы зависит от характера приложения нагрузки, конструкции агрегата, условий работы, удобства монтажа, регулировки и обслуживания в эксплуатации.

Схема «О» является предпочтительной в тех случаях, когда необходимо получить большую опорную базу подшипников (расстояние между точками *1-1*).

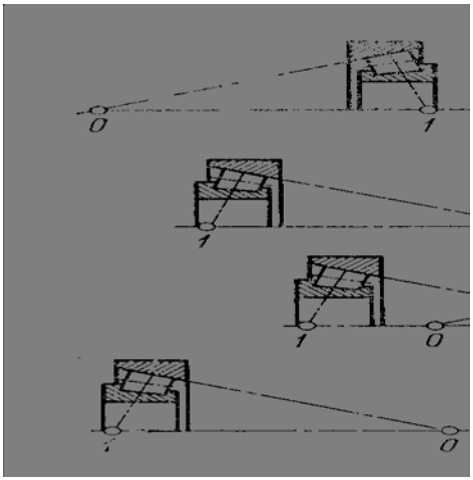


Рис. 62. Изменение зазоров в подшипниках в регулируемых опорах вала при нагревании: а - зазор уменьшается; б - зазор не изменяется; в – зазор уменьшается; г – зазор увеличивается

При расчете осевого зазора или предварительного натяга подшип-

ников следует обращать внимание на возможность тепловых деформаций вала, корпуса и самих подшипников. Перепад температур вала и корпуса приводит к тому, что при одинаковом материале вал в осевом и радиальном направлениях расширяется больше, чем корпус. Это необходимо учитывать при выборе схем установки подшипников. В случае установки подшипников по схеме «Х» вследствие теплового расширения вала начальный осевой зазор всегда будет уменьшаться, а при установке подшипников по схеме «О» следует различать три возможных случая. В первом (рис. 62*б)* линии конусов наружных колец подшипников сходятся в одной точке на оси вала; радиальное тепловое расширение подшипников компенсируется осевым тепловым удлинением вала, и отрегулированный при монтаже зазор в подшипниках практически не изменяется.

Во втором случае (рис. 62*в*) линии конусов наружных колец подшипников пересекаются. Радиальное тепловое расширение подшипников в этом случае оказывает на зазор большее влияние, чем осевое удлинение вала, и начальный зазор в подшипниках в результате нагрева агрегата будет уменьшаться.

В третьем случае (рис. 62*г)* линии конусов наружных колец подшипников не пересекаются, при этом радиальное расширение подшипников влияет на зазор в подшипниках в меньшей степени, чем осевое удлинение вала, и начальный зазор в подшипниках увеличивается. В данном случае подшипники могут регулироваться с нулевым зазором и даже с небольшим осевым преднатягом.

Подшипники на валу установлены: *а* - по схеме «Х»; *б, в, г* - по схеме «0».

При решении вопроса о том, какое из двух колец подшипника, внутреннее или наружное, будет регулируемым, следует исходить из условий сборки подшипникового узла и конструктивных особенностей агрегата. Как правило, при установке подшипников по схеме «0» регулировка осуществляется внутренним кольцом подшипника, а при установке по схеме «Х» - наружным кольцом.

Плавающий вал (рис. 63). В этом варианте опоры имеют принципиально одинаковые устройства с регулируемыми опорами. Однако если в «регулируемых опорах» для компенсации тепловых расширений деталей необходим начальный осевой зазор или небольшой преднатяг, то для опор плавающего вала всегда предусматривается гарантированный осевой зазор, величина которого в зависимости от размеров подшипников и длины вала находится в пределах от 0,5 до 1,0 мм. Осевой зазор должен

задаваться конструктивно подбором соответствующих допусков на линейные размеры деталей. Допуски должны быть назначены с таким расчетом, чтобы исключалось защемление подшипников при самых неблагоприятных условиях. Однако и чрезмерный осевой зазор нежелателен во избежание появления значительных ударных нагрузок при каждом изменении направления осевых нагрузок.

Для опор плавающего вала применяются радиальные роликовые подшипники типа 42000 (рис.63*а*), а также радиальные однорядные шариковые подшипники при условии подвижной посадки одного из колец каждого подшипника (рис. 63*б).* Радиально-упорные подшипники для опор плавающего вала не применяются.

В коробках передач автомобилей одна опора валов делается фиксирующей, противоположная - плавающей. В качестве фиксирующих опор чаще используются радиальные однорядные шарикоподшипники, в качестве плавающая – роликовые цилиндрические подшипники. В коробках передач грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности промежуточный вал устанавливается в регулируемой опоре с использованием двух роликовых радиально-упорных подшипников с одной стороны и роликового цилиндрического подшипника – с другой.

Для плавающей опоры вторичного вала коробок передач легковых автомобилей и грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности применяются игольчатые подшипники типа 464000 или комплекты свободных роликов, а грузовых автомобилей большой грузоподъемности – радиальные роликовые подшипники типов 502000 и 64000 или комплекты свободных роликов.

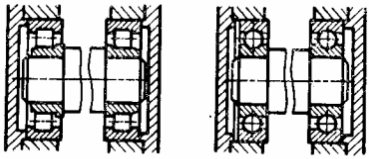


Рис. 63. Установка плавающего вала

Подшипниковые узлы промежуточного вала коробок передач легковых и грузовых автомобилей малой грузоподъемности выполняются, как правило, по принципу плавающего вала. Промежуточный вал таких автомобилей выполняется обычно в виде блока зубчатых колес, вра-

щающегося на неподвижной оси. В качестве опор качения используются радиальные игольчатые подшипники типа 464000 или комплекты свободных игольчатых роликов.

В раздаточных коробках подшипниковые узлы выполняются по тем же принципам, что и в коробках передач. В связи с высокой нагруженностью подшипниковых узлов раздаточных коробок в них широко применяются радиально-упорные роликовые подшипники, особенно в автомобилях большой грузоподъемности.

В главных передачах ведущих мостов автомобилей применяются роликовые радиально-упорные подшипники, устанавливаемые в регулируемых опорах. В грузовых автомобилях коническая шестерня для увеличения жесткости устанавливается между опорами, при этом на передней опоре одинакового или разных типоразмеров, а на задней (дополнительной) опоре – роликовые радиальные подшипники типа 102000. Коническое колесо обычно монтируется вместе с корпусом дифференциала в опорах регулируемого типа с использованием роликовых радиально-упорных подшипников типов 7200 и 7500. Шариковые радиально-упорные подшипники ввиду их малой жесткости для опор дифференциала применяются сравнительно редко, иногда в легковых автомобилях.

Уплотнение вращающихся валов

Шестерни в редукторе могут работать только со смазкой. Чтобы не допустить её вытекание, применяются следующие типы уплотнений валов, на которых эти шестерни установлены (рис. 64-66)

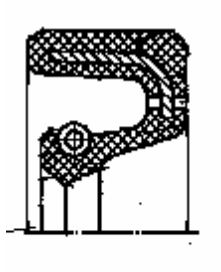


Рис. 64. Уплотнительная манжета однокромочная

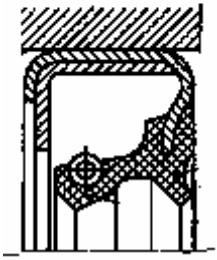


Рис. 65. Уплотнительная манжета двухкромочная

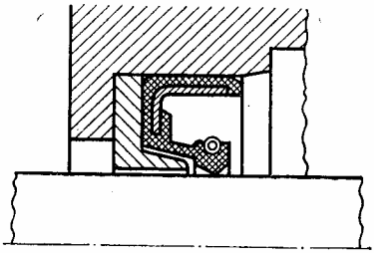


Рис. 66. Уплотнительная манжета с опорным кольцом

На рис. 67 показаны уплотнения, используемые в приводе колеса автомобиля ГАЗ-66, в том числе уплотнение шаровой опоры, а также уплотнения системы подкачки шин на ходу.

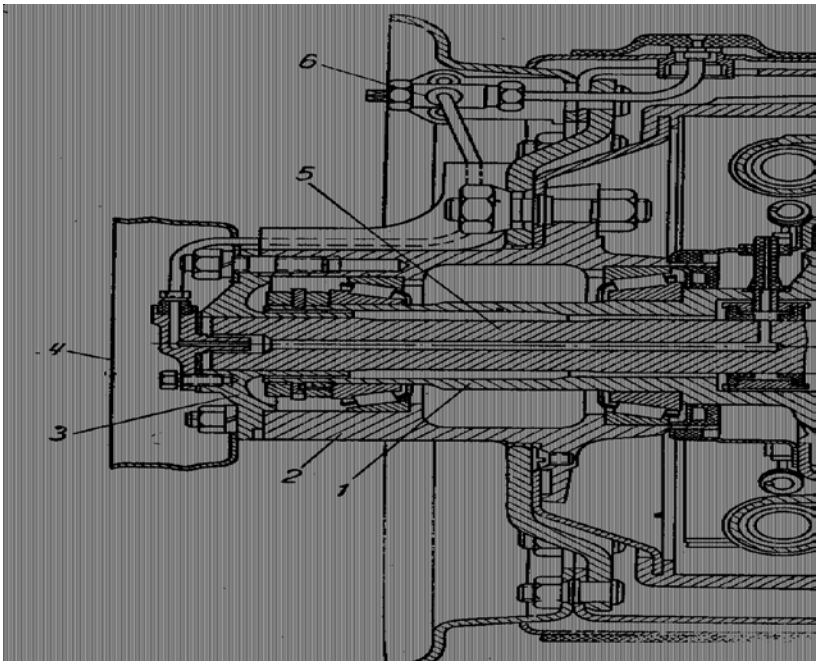


Рис. 67. Переднее колесо ГАЗ-66 с приводом и подкачкой шин на ходу: 1 — цапфа; 2 — ступица; 3 — ведомый фланец; 4 — подножка; 5 — ведомый кулак шарнира равных угловых скоростей; 6 — колесный краник; 7 — корпус поворотного кулака; 8 — шкворень; 9 — поворотный рычаг; 10 — шаровая опора; 11— кожух полуоси; 12 — ведущий кулак шарнира равных угловых скоростей; 13 — ведущий шарик шарнира; 14 — центральный шарик; 15 — сальник шаровой опоры. Справа: а — приспособление для выключения привода: 1 — колпак, 2 — втулка, 3 — болт, 4 — пружина, 5 — стопор, 6 — муфта, 7 — фланец

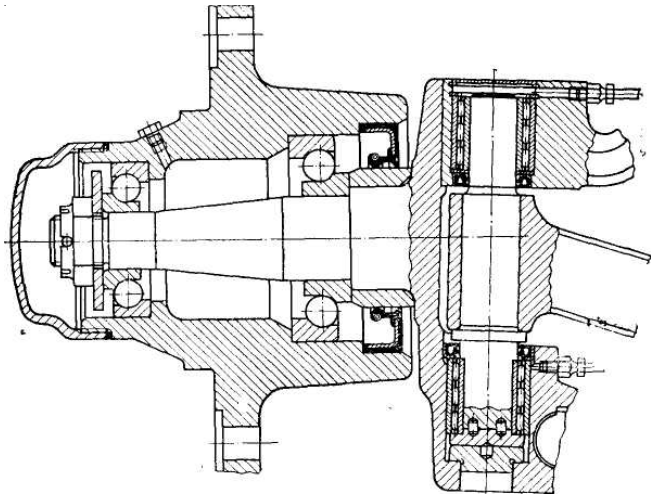


Рис. 68. Уплотнение ступицы переднего колеса

Для уплотнения узлов с валами в неподвижных соединениях, а также совершающими возвратно-поступательные движения при скорости не больше 60 циклов/мин или 0,2 м/с используются О-образные уплотнительные кольца (рис. 69). Они могут применяться также в узлах, где имеются вращающиеся валы с окружной скоростью не больше нескольких метров в секунду.

В неподвижных соединениях кольца типа «О» обеспечивают плотность при гидравлическом постоянном или переменном давлении до 35 МПа (масла, смазки, топливо, тормозные и амортизаторные жидкости). При возвратно-поступательном движении уплотнение работоспособно при гидравлическом давлении до 35 МПа при условии обеспечения необходимой шероховатости поверхности соприкасающихся при работе металлических деталей. В условиях вращательного движения кольца типа О создают герметичность при давлении до 6 МПа. Их применяют при герметизации соединений, работающих при температуре от – 40 до +200° С. Уплотнение соединения О-образными кольцами происходит в результате упругой деформации кольца из резины, посаженного в канавке с прямоугольным или треугольным сечением и зажатого между уплотняемыми поверхностями. Под влиянием давления рабочего тела резиновое кольцо деформируется и закрывает зазор между двумя поверхностями.

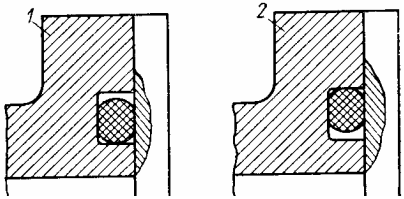
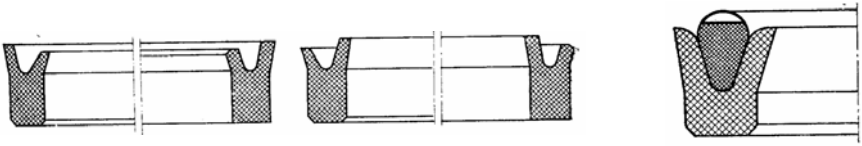


Рис. 69. О - образные уплотнительные кольца в разрезе

О-образные кольца стандартизованы и выпускаются в широком ассортименте с внутренним диаметром *D* от десятых долей миллиметра до нескольких сот миллиметров и с диаметром сечения *d* от 0,5 до 20 мм.

Уплотнительные кольца с **U-образным** сечением (рис.70*а*) служат для герметизации узлов с поршнями, совершающими возвратно-поступательное движение в гидравлических приводах и системах управления при рабочем давлении от 0 до 16 и от 0 до 32МПа.



а) ***б)***

Рис. 70. U – образная расширительная манжета

Кроме колец с губками одинаковой высоты выпускаются кольца, где губки имеют различную высоту – рис. 70*а*. Более высокая губка служит для посадки кольца, а короткая - уплотняет подвижную поверхность. В некоторых случаях уплотнению с U-образным сечением придается необходимая жесткость при помощи металлического кольца.

Принцип действия U-образного уплотнения заключается в том, что его губки прижимаются к уплотняемой поверхности за счет упругости резины, а также за счет усилий, которые создаются давлением распирающего кольца (рис. 70*б*). Уплотняется вся торцевая поверхность опорного кольца. Уплотнение этого типа может использоваться с валами, имеющими диаметры меньше номинального диаметра уплотнения. Во втором случае уплотнение устанавливается на вал и вращается вместе с ним.

Иногда используются двойные U-образные кольца, работающие при давлении до 1,5 МПа. Кроме обеспечения герметичности, они выполняют функцию направляющей для поршня, который в этом случае не соприкасается с цилиндром. Это имеет существенное значение тогда, когда

цилиндр сделан из материала с невысокой тведостью, например, из полимерных материалов, цинкового или алюминиевого сплава.

Уплотнительная манжета изготавливается из резины, ей придается жесткость при помощи металлического вкладыша, который привулканизирован к резине. Уплотнительное кольцо типа *В* представляет собой сплошной или состоящий из отдельных элементов металлический кожух, внутри которого запрессован резиновый вкладыш. В некоторых решениях резиновый вкладыш привулканизирован к кожуху. В обоих случаях различают множество модификаций, отличающихся конструктивными деталями и качеством материалов, использованных для изготовления колец. Однако независимо от конструкции все модификации уплотнительных колец имеют эластичную губку, кромка которой охватывает вал с определенным усилием, вызванным растяжением губки и действием прижимной пружины. В кольцах применяются спиральные, плоские и спаренные пружины. В некоторых случаях для облегчения замены уплотнительного кольца во время эксплуатации машин и устройстве применяются разъемные кольца и спиральные пружины, концы которых соединяются в замкнутый контур после наложения кольца на уплотняемый вал. Торцевое уплотнение валов показано на рис. 71.

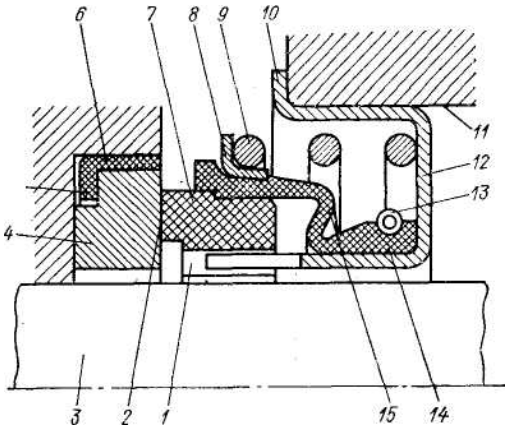


Рис. 71. Детали торцевого уплотнения:
1 - паз; 2 - скользящая поверхность; 3 - вал; 4 - опорное кольцо; 5 - уплотнение опорного кольца; 6 - гнездо; 7 - скользящее кольцо; 8 - подкладка пружины; 9 - прижимная пружина; 10 - кожух; 11 - гнездо; 12 - донышко корпуса; 13 - спиральная пружина; 14 - эластичная рубашка; 15 - мембрана

Для разделения двух различных сред, например, топливной смеси и смазки либо смазки и внешних загрязнений (рис. 72) или подвода воздуха к шине (рис. 67) используется система из двух уплотнительных колец, обращенных закраинами в разные стороны, либо двусторонние кольца.

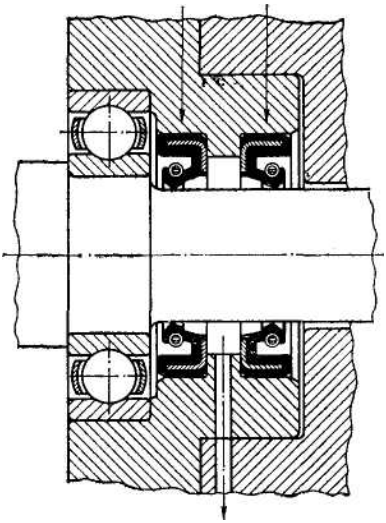


Рис. 72. Система для разделения двух сред

Если имеется опасность, что во время работы уплотнение может попасть под воздействие сильной струи масла, например, из блока зубчатых колес, устанавливается отражатель, применение которого значительно улучшает условия работы уплотнительного кольца. В условиях, при которых возникает опасность проникновения грязи извне, целесообразно применять оболочку для защиты кольца, которая крепится на вращающемся вале, создавая лабиринт, и приводит к отбрасыванию частичек песка, пыли и т. п. под воздействием центробежных сил. Иногда необходимо использовать дополнительное уплотнение, предохраняющее от попадания грязи.

Для облегчения демонтажа кольца и защиты гнезда от повреждения в опорной стенке целесообразно делать несколько отверстий.

Губки новых уплотнительных колец, установленных при ремонте, не должны касаться вала в том же месте, что и губки колец, используемых ранее, т.к. вал в месте касания губок изношен. Поверхность вала должна быть прошлифована и отполирована.

Надежность уплотнения зависит от качества уплотнительного коль-

ца и обработки вала. Уплотнительные кольца хорошо работают на валах из обычной или легированной стали при условии, что их поверхность достаточно твердая. Быстро вращающиеся валы должны иметь твердость *HRC* 60. Для получения необходимой твердости поверхность может быть хромирована. Толщина слоя хрома должна быть несколько десятых долей миллиметра. Тонкий защитный слой будет легко протерт уплотнительной кромкой кольца, и может появиться течь масла. Хромирование вращающихся валов практически не применяется, оно рекомендуется для валов, работающих при возвратно-поступательном движении. Если твердость вала недостаточна, кромка резиновой губки глубоко врезается в вал, и уплотнительное кольцо быстро разрушается. Для валов, работающих с уплотнением, обычную конструкционную сталь можно использовать только для медленно вращающихся валов. То же относится к легким и цветным металлам. Работа уплотнительного кольца в контакте с чугуном возможна при условии, что поверхность чугунного вала не будет шероховатой либо пористой.

Там, где получение соответствующей твердости вала связано с повышенной трудоемкостью или неэкономично, может оказаться целесообразным использование стальных закаленных втулок, не подверженных коррозии и устанавливаемых на вал из мягкого металла. После истечения рабочего срока заменяют только втулку, работающую с уплотнительным кольцом. Для работы с уплотнениями не рекомендуется использовать втулки или валы из полимерных материалов.

Для получения высокой твердости поверхности (*HRC* 60…61), по которой работает уплотнение, применяются два вида **поверхностной закалки:** с нагревом т. в. ч. и газопламенная закалка.

Наиболее распространена закалка поверхности с нагревом т.в.ч. - экономичным и высокопроизводительным процессом, позволяющим во многих случаях использовать простую углеродистую сталь вместо легированной.

Чтобы провести поверхностную закалку т. в. ч. деталь устанавливается внутри индуктора, по которому пропускается переменный ток большой силы. В охватываемой индуктором поверхности детали индуцируется переменный ток, вызывая нагрев тонкого поверхностного слоя до температуры закалки и выше. Глубина проникновения тока в металл зависит от частоты тока, удельного сопротивления металла и его магнитной проницаемости. Чем больше частота тока, тем меньше глубина проникновения тока и, следовательно, меньше глубина закалки и твердость закаленного слоя.

Ввиду того, что внешний диаметр уплотнительного кольца выполняется с довольно большими отклонениями, не требуется большая точность и при изготовления уплотняемого вала. Поэтому принимается большой допуск на его изготовление. Для хорошего уплотнения значительно важнее чистота поверхности вала, особенно когда имеют место большие окружные скорости или когда кольцо работает при избыточном давлении, пусть даже незначительном. Недопустимы любые царапины, особенно продольные или спиральные, черточки, коррозийные разъедания. Царапины могут возникнуть не только при неправильной обработке, но и при перемещении внутри предприятия готовых валов. Поэтому шлифованную поверхность вала рекомендуется предохранять, например, картонной втулкой. Нельзя использовать для этой цели самоклеющиеся ленты, так как после отрывания ленты на поверхности вала остаются частицы клея. Дефекты на поверхности вала могут привести к проникновению масла под закраину уплотнительного кольца, после чего сохранение герметичности становится невозможным. Обработка вала под уплотнительное кольцо на токарном станке, даже самом высокоточном, а также шлифование обычными методами (и даже полирование) не создают условий для получения абсолютной плотности прилегания. Вал под уплотнение следует шлифовать, используя исключительно радиальное движение шлифовальной планшайбы, т. е. планшайба не должна передвигаться вдоль обрабатываемой поверхности. Только таким образом можно избежать возникновения спиральных черточек. Необходимая шероховатость поверхности тесно связана с окружной скоростью. Однако нет необходимости обрабатывать вал с точностью большей, чем Ra = 0,5 мкм. Если шероховатость поверхности вала после обработки будет Ra = 0,25 - 0,5 мкм, то в процессе притирки уплотняющая губка настолько сгладит поверхность вала, что шероховатость Ra становиться в пределах требуемой.

Монтаж уплотнений следует проводить со всей тщательностью и осторожностью, чтобы не повредить уплотнительное кольцо при вводе на вал и посадке в гнездо, а также следить, чтобы губка не подогнулась и свободно облегала вал. Уплотняющую кромку и вал покрывают слоем смазки. Рекомендуется также перед монтажом погрузить кольцо в масло. Все острые края, над которыми в процессе монтажа будет продвигаться кромка уплотнительного кольца, необходимо закруглить. Это относится также ко всякого рода буртикам или канавкам, а также отверстиям. Если уплотнительное кольцо будет двигаться над винтовой нарезкой на вале, то на нее предварительно необходимо насадить втул-

ку из металла или пластика.

Диаметр пуансона должен быть меньше внешнего диаметра кольца примерно на 2 мм. При монтаже кольца в глубокое гнездо необходима центровка оправки, ее внешний диаметр должен быть только на 0,5 мм меньше диаметра уплотнительного кольца. Внешний диаметр D_x оправки должен быть примерно на 0,5 мм меньше внешнего диаметра оболочки при измерении на кольце.

Правильно смонтированное кольцо должно обеспечивать герметичность системы. Однажды установленные кольца не могут быть использованы для повторного монтажа.

Рессоры

На грузовых автомобилях подвеска мостов на листовых рессорах является наиболее распространенной. Типичной является подвеска автомобиля ЗИЛ-130, показанная на рис. 73.

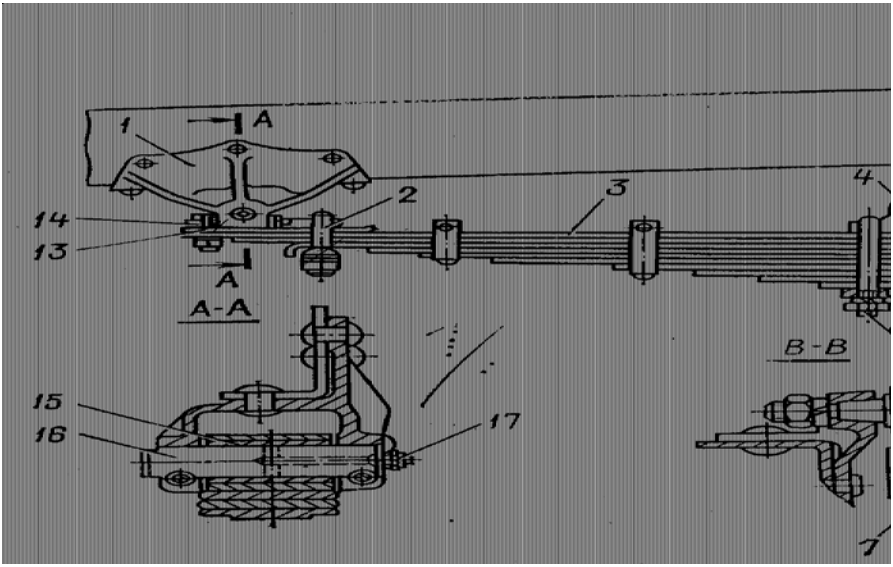


Рис. 73. Передняя подвеска автомобиля ЗИЛ-130:
1 - передний кронштейн; 2 - стремянка ушка; 3 - рессора; 4 - фиксатор накладки; 5 - буфер рессоры; 6 -накладка; 7 - амортизатор; 8 - буфер; 9 - обойма; 10 - проставка; 11 - задний кронштейн; 12 - стремянки; 13 - подкладка ушка рессоры; 14 - ушко рессоры; 15 - втулка ушка; 16 - палец рессоры; 17 - масленка; 18 - резиновая втулка; 19 - палец амортизатора; 20 - сухарь; 21 - палец сухаря; 22 - вкладыш; 23 - втулка стяжного болта; 24 - стяжной болт

Полуэллиптические рессоры лучше, чем рессоры других типов, выполняют функцию направляющего устройства подвески – рис.74.

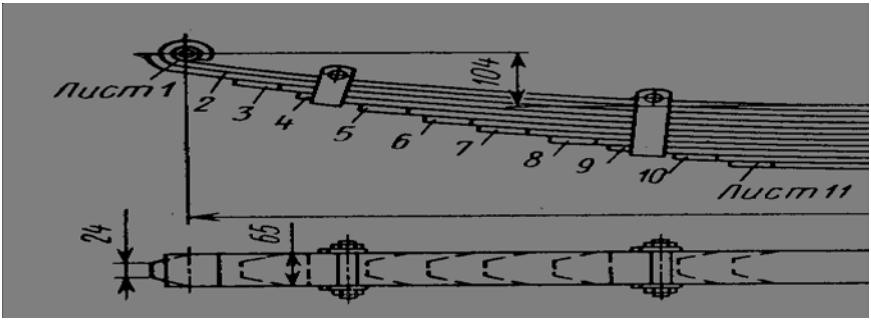


Рис. 74. Полуэллиптическая многолистовая рессора

На последних моделях длина передних рессор увеличена с целью повышения плавности хода в кабине автомобиля. Мост на грузовых автомобилях крепится в середине рессоры, т.е. рессоры на грузовых автомобилях, как правило, симметричные. Кроме того, полуэллиптическая рессора рассредоточивает нагрузку на раму или кузов автомобиля в местах её крепления (спереди и сзади), что создает более благоприятную эпюру распределения напряжений на раме или кузове.

Максимальный момент инерции сечения рессоры, состоящей из n листов одинаковой ширины b и толщины h, равен

$$J_0 = \frac{nbh^3}{12} = \frac{Bh^3}{12}.$$

Если в центре рессоры приложена нагрузка $Q = 2P$, прогиб рессоры длиной L можно определить по выражению

$$f = \frac{QL^3}{32EJ_0} = \frac{3}{8}\frac{QL^3}{Enbh^3};$$

где E – модуль упругости.

Жесткость рессоры:

$$c = \frac{Q}{f} = \frac{32EJ_0}{L^3} = \frac{8}{3}\frac{Enbh^3}{L^3};$$

Напряжение изгиба в листах рессоры:

$$\sigma = \frac{QL}{4} = \frac{1{,}5QL}{nbh^2}.$$

Задаваясь необходимой жесткостью рессоры, нагрузкой и допускаемыми напряжениями, можно определить необходимые размеры многолистовой рессоры равного сопротивления. Для несимметричной рессоры, применяемой на легковых автомобилях, длины концов которой l_1 и l_2, прогиб и напряжения определяются по выражениям

$$f = \delta \frac{4 l_1^2 l_2^2 Q}{E n b h^3 L};$$

$$\sigma = \frac{6 Q l_1 l_2}{L n b h^3}.$$

где δ - коэффициент увеличения прогиба.

Зависимость коэффициента δ от коэффициента формы B показана на графике, рис. 75.

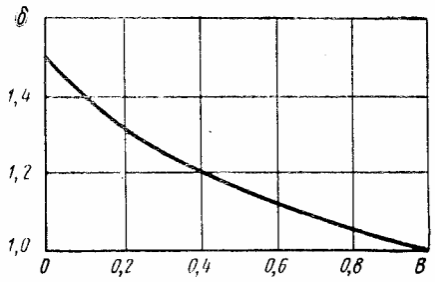


***Рис. 75. Зависимостькоэффициента увеличения прогиба рессоры δ от коэффициента формы* B**

Коэффициент формы равен: $B = b_1 / b_0$, где b_0 – ширина листа рессоры; b_1 – ширина конца листа рессоры.

Чтобы рессора могла воспринимать действующие на нее нагрузки, необходимо иметь в виду следующее:

- концы коренного листа не должны быть скошены в форме треугольника, так как их используют для завивки ушков и они служат рессоре опорами, через которые передаются вертикальные, толкающие, боковые и другие нагрузки;

- концы второго листа также не должны быть скошены, чтобы они могли поддерживать и разгружать концы коренного листа;

- листы, следующие за первым и вторым, могут иметь скошенные концы, но их длина должна быть больше длины листов треугольной формы рессоры равного сопротивления в соответствии с увеличением длины первого и второго листов.

При расчете рессор необходимо учесть:

- листы рессор часто имеют разную толщину (короткие листы тоньше длинных);
- нагрузки часто воспринимаются концами рессор не по вертикали, а под углом;
- рессора крепится к оси или к другим узлам стремянками или шпильками, в результате чего ее рабочая длина становится короче, а жесткость увеличивается.

Листам рессоры в свободном состоянии придают разную кривизну, вследствие чего еще до начала действия внешней нагрузки в листах уже есть напряжения (рис. 76).

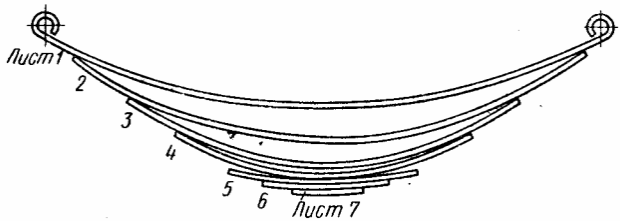


Рис. 76. Листы рессоры

Общие размеры рессоры. К общим размерам рессоры относят длину между центрами ушков в выпрямленном состоянии рессоры, число листов и их профили, стрелу выгиба рессоры в свободном состоянии, жесткость, вес. Для передних рессор грузовых автомобилей длина рессоры обычно бывает: L= (0,26-0,35) L_a, для задних рессор - L = (0,35-0,45) L_a. (L_a – база автомобиля). Реальные рессоры отличаются от балки равного сопротивления и занимают некоторое среднее положение между балкой равного сечения и балкой равного сопротивления.

Плавность хода автомобиля в большой степени зависит от статического и динамического прогибов подвески. Определив эти величины для проектируемой подвески с учетом необходимой частоты колебаний рессоры и заделки ее на оси, находят общие размеры рессоры и размеры ее листов. От правильного выбора длины рессоры и толщины листов по заданной нагрузке, напряжениям и статическому прогибу в большой степени зависит прочность и срок службы рессоры.

Нагрузка на рессору равна весу, приходящемуся на колесо, за вычетом веса неподрессоренных частей (колеса, оси, поворотные кулаки, тормоза и т. д.). Вес деталей, соединяющих колесо или ось с кузовом (рессора, рычаги независимой подвески, карданный вал и т. д.), делят

пополам и одну половину относят к неподрессореным, а другую – к подрессоренным.

Напряжения обратно пропорциональны квадрату длины рессоры. Поэтому даже при незначительном увеличении длины и постоянных других параметрах можно значительно повысить толщину листов, а это особенно важно для коренного листа, так как этот лист и его ушки воспринимают кроме вертикальных, еще боковые, продольные и скручивающие нагрузки.

Если длина рессоры небольшая, увеличить толщину коренного листа невозможно, несмотря на выполнение требований в отношении нагрузки, прогиба и напряжений. Кроме того, длинная рессора имеет еще и другие преимущества. Расстояние между ее ушками меньше изменяется при различных прогибах рессоры, что особенно важно для передних подвесок, так как в этом случае изменение длины рессоры будет меньше влиять на привод рулевого управления. Уменьшается удельный угол закручивания листов вследствие того, что деформации, вызванные скручивающими усилиями, приходятся на большую длину. В связи с этими преимуществами на практике стремятся сделать рессоры по возможности более длинными.

Но не всегда есть возможность разместить на автомобиле длинную рессору. При ограниченной длине в коренном листе могут возникнуть большие напряжения. Для снижения этих напряжений остальные листы рессоры обычно имеют меньшую толщину и им придают такую кривизну, при которой они воспринимают нагрузку и разгружают коренной и несколько следующих за ним листов. При этом для увеличения срока службы рессоры желательно, чтобы отношение толщины крайних и смежных листов не превышало соответственно 1,3 и 1,1-1,2. Тогда тонкие листы будут работать при более высоких напряжениях, но при уменьшенном их диапазоне, а толстые листы - при увеличенном диапазоне напряжений, но при меньших статических и максимальных напряжениях. В результате долговечность всех листов будет примерно одинакова.

При уменьшении средних напряжений срок службы рессоры повышается незначительно. Сильнее влияет на срок службы амплитуда напряжений, которая для толстых листов остается большей, чем для тонких. Чтобы срок службы рессоры был значительным при ограниченной ее длине и необходимой статической стреле прогиба, иногда всю рессору изготовляют из тонких листов. В этом случае для повышения прочности коренной лист делается двойным. Двойными же делаются и ушки. Иногда для упрощения изготовления рессоры ушки делают съемными – рис. 77.

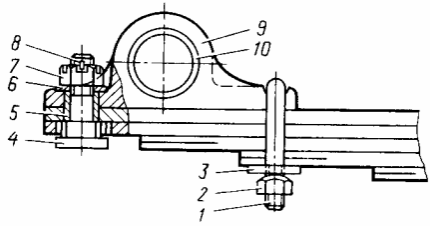


Рис. 77. Крепление съемного ушка к листам рессоры:
1 – стремянка; 2 и 7 – гайки; 3 – накладка; 4 – палец; 5 – втулка; б – шайба; 8 – шплинт ; 9 – ушко; 10 – втулка ушка

Желательно, чтобы отношение ширины листа к толщине было в диапазоне 6…10. Для рессор, изготовленных из листов со специальной формой поперечного сечения, это отношение может быть и менее 6. Ширí ó ëèñòî â ðåññî ðû b выбирают из существующего сортамента проката или заказывается новый прокат.

При уменьшении ширины листов увеличивается их количество в рессоре, повышается трение между листами и возрастает толщина рессоры. Излишняя ширина листов приводит к повышению напряжения кручения в коренном и нескольких следующих за ним при крене кузова автомобиля и перекосах осей на неровностях дороги.

Установив ширину листов рессоры, переходят к определению их количества. Если рессору проектируют из листов одинаковой толщины, то их число $n = 12J_o / bh^3$. Если рессору проектируют из нескольких групп различных по толщине листов, то предварительно задается количество листов каждой из нескольких первых групп, а количество листов остальных групп подбирает так, чтобы сумма момента инерции всех листов была равна необходимому моменту инерции J_o, т.е. чтобы

$$\frac{b}{12}\left(n_1h_1^3 + n_2h_2^3 + \ldots + n_mh_m^3\right) = \frac{b}{12}\sum_{k=1}^{m} n_kh_k^3 = J_0,$$

где m - число групп листов различной толщины; n_i - число листов в $к$-той группе; h_i - толщина листов $к$-той группы; b - ширина листов.

Редко, когда листы в рессоре бывают более четырех различных толщин. Обычно число групп листов различных толщин не превышает трех. Общее число листов в рессорах обычно не превосходит 14. Тенденцией в развитии конструкции рессор является уменьшение числа их листов и увеличение длины рессоры.

Если число листов в рессоре меньше шести, то рессора будет излиш-

не тяжелая (при отсутствии идеального скоса концов), а если это число больше десяти, то прочность коренных листов будет недостаточна, а производство таких рессор сложнее. Для уменьшения числа листов в рессоре необходимо увеличить число листов с большей толщиной.

Практика показывает, что основные размеры рессоры, определяемые расчетом, редко обеспечивают требуемую величину статического прогиба или жесткости рессоры. Это происходит вследствие ориентировочного выбора коэффициента δ = 1- 1,5, который зависит от формы рессоры в плане. Вначале эту форму нельзя было точно учесть, так как были неизвестны число и толщины листов, а диапазон величин δ являлся большим. Кроме того, коэффициент δ применяют в предположении, что площадка закрепления рессоры на оси равна нулю, что не соответствует действительности. Поэтому практически листы, следующие за коренным, приходится удлинять.

В связи с этими недостатками упрощенного расчета были выведены более точные формулы для определения жесткости рессоры, в которых учтена длина каждого листа конкретно проектируемой рессоры.

Для вывода этих формул исходим из того, что рессора состоит из n листов, обрезанных по прямоугольнику, и представляет собой цельную (закрепленную в середине) балку, на свободном конце которой действует сила P. Обозначим через J_1 J_2, ..., J_n моменты инерции листов, а через l_{1y} l_2, ..., l_n - соответственно половины длин листов. Прогиб f рессоры на конце под действием нагрузки P равен производной от потенциальной энергии изогнутой рессоры. Эта энергия

$$U =$$

и, следовательно, прогиб

$$f = \frac{dU}{dP} = \int_0^{l_1}$$

где U - потенциальная энергия изогнутой рессоры; M_x - изгибающий момент в сечении x; J_x - момент инерции в сечении, например, в сечении $x = x_1$ момент $J_{x1} = J_1 + J_2 + J_3$.

Разделив интеграл на сумму отдельных интегралов, соответствующих участкам I, II, III, …, в каждом из которых момент инерции постоянен, после интегрирования получим

$$f = \frac{P(l_1 - l_2)^3}{3E}\left(\frac{1}{J_I} - \frac{1}{J_{II}}\right) +$$

$$+ \frac{P(l_1 - l_2)^3}{3E}\left(\frac{1}{J_{III}}\right.$$

где J_I, J_{II}, J_{III}, ...— моменты инерции рессоры для участков I, II, III, IV…

Однако численные результаты испытаний рессор в значительной степени отличаются от расчетных. Сравнение показывает, что готовые рессоры имеют в несколько раз более низкий предел выносливости, чем образцы рессорной стали, испытанные на усталость при тех же напряжениях. Объясняется это тем, что при испытании на усталость вероятность излома одного листа многолистовой рессоры в сборе значительно больше вероятности излома отдельно испытываемого листа, а также тем, что при работе рессоры в местах соприкосновения листов возникают контактные знакопеременные напряжения, снижающие ее долговечность.

Однолистовые рессоры, хотя и имеют преимущества перед многолистовыми, но нашли практическое применение лишь на некоторых автомобилях. Объясняется это тем, что при выполнении необходимых требований к подвеске (плавность хода, прочность и срок службы) и изготовлении рессор по обычной технологии однолистовая рессора получается такой большой ширины и длины, что практически ее весьма трудно или совершенно невозможно разместить в автомобиле обычной конструкции.

В подвесках большегрузных самосвалов и тягачей применяются гидропневматические рессоры - рис. 78.

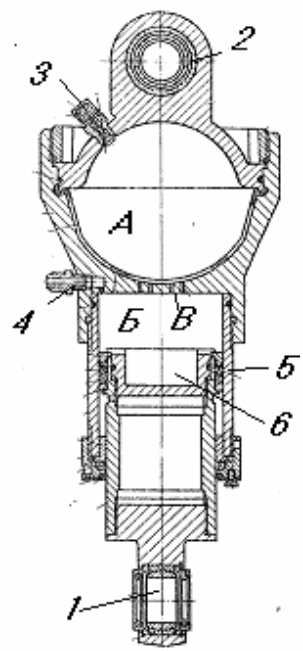
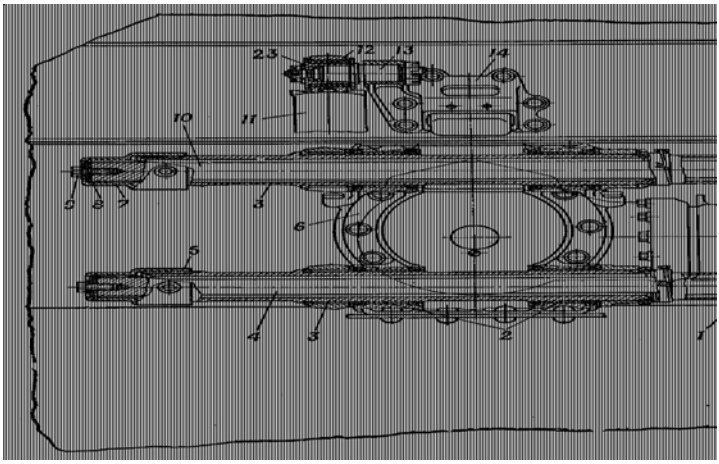
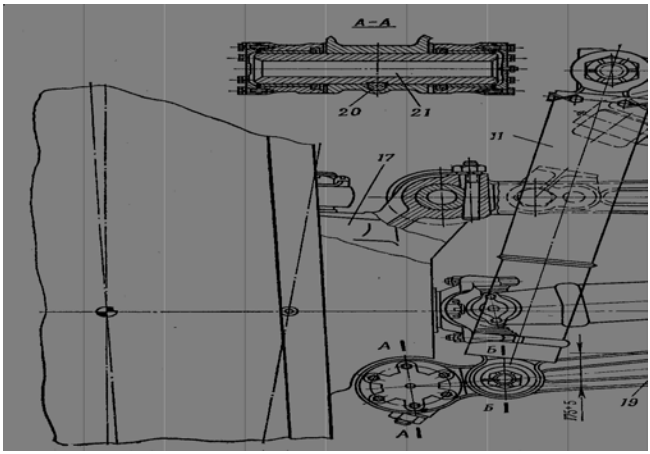


Рис. 78. Гидропневматическая рессора подвески передних колес двухосного тягача КЗКТ-538Д: А – полость заполнена азотом; Б – полость заполнена маслом; В отверстия для прохода масла; 1 и 2 – проушины с подшипниками ШС для крепления рессоры к рычагу подвески и раме; 3 – вентиль для заправки рессоры азотом; 4 - вентиль для заправки рессоры маслом; 5 – цилиндр рессоры; 6 – поршень рессоры

На рис. 79 показана подвеска колес с торсионами в качестве упругих элементов двух передних мостов четырехосного тягача КЗКТ-7428.



а)



б)

Рис. 79. Торсионная подвеска четырехосного тягача МАЗ-537:
а — вид сбоку; б — вид спереди; 1 — защитная труба; 2 — бронзовые втулки; 3 — труба рычага; 4 — нижний торсионный вал; 5 — шлицевой нижний насадок; 6 — кронштейн подвески; 7 — шлицевой верхний насадок; 8 — стопорная планка; 9 — болт; 10 — верхний торсионный вал; 11 — амортизатор; 12 — резиновая втулка; 13 —-палец крепления верхней головки амортизатора; 14 — кронштейн ограничения хода колес чвверх; 15 — верхний заделочный кронштейн. 16 — нижний заделочный кронштейн; 17 — опора поворотного кулака; 18 — верхний рычаг подвески; 19 —-нижний рычаг подвески; 20 — клин пальца; 21 и 22 — пальцы; 23 — втулка

7. ВЫБОР ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

Всего в ЕСДП (единой системе допусков и посадок) предусмотрено 19 квалитетов допусков, обозначаемых порядковым номером, возрастающим с увеличением допуска: 01; 0; 1; 2; 3 ... 17 (номера квалитетов 01 и 0 соответствуют двум наиболее точным квалитетам). Сокращенно допуск по одному из квалитетов обозначается латинскими буквами IT и номером квалитета, например, IT7 означает допуск по 7-му квалитету. Допуск выражается определенным, постоянным для данного квалитета числом единиц допуска. Исключение составляют допуски для размеров до 500 мм в квалитетах точнее 5-го, которые определены по специальным формулам. Числовые значения допусков по ЕСДП даны в таблицах справочников.

При данном квалитете и интервале номинальных размеров значение допуска постоянно для размеров любых элементов (валов, отверстий, уступов и др.) и в любых полях допусков. Другая особенность допусков по ЕСДП состоит в их равномерной градации: начиная с 5-го квалитета, допуски при переходе к следующему, более грубому квалитету увеличиваются на 60 %. Через каждые пять квалитетов допуски увеличиваются в 10 раз. Это правило дает возможность развить систему в сторону более грубых квалитетов.

Необходимость в квалитетах грубее 17-го может возникнуть в отдельных случаях для изделий из неметаллических материалов или получаемых отдельными способами без снятия стружки, для которых следует разрабатывать специальные стандарты.

Посадки назначаются конструктором по системе отверстия или системе вала. Обе системы находит применение в промышленной практике, но в разной степени. Система отверстия применяется значительно чаще по ряду технологических и других причин. Главнейшей из них является уменьшение потребностей производства в режущем инструменте для обработки отверстий (зенкеры, развертки и пр.).

Система вала применяется в конструкциях машин и механизмов, когда детали могут быть изготовлены: а) из пруткового калиброванного материала без дополнительной обработки для получения на нем посадочных мест; б) при наличии длинных валов, а также трубчатых деталей, особенно тогда, когда на отдельных участках вала одного номинального размера необходимо поместить несколько деталей с разными посадками; в) в случае применения стандартных деталей и узлов, выполненных по системе вала, например в сопряжениях наружного кольца

подшипников качения с корпусом машины и т. п.

Выбор тех или иных посадок для неподвижных или подвижных сопряжений определяется назначением последних: передача крутящих моментов, обеспечение герметичности, центрирование с обеспечением относительной неподвижности или подвижности соединяемых деталей и др.

Выбор посадок может осуществляться на основании предварительного расчета (прочности сопряжения и прочности сопрягаемых деталей при посадках с натягом; необходимого зазора для обеспечения жидкостного режима трения при посадках с зазором) или при ориентировке на аналогичные сопряжения, условия работы которых хорошо известны.

Выбор посадок, особенно при массовом и крупносерийном производстве, рекомендуется производить по значениям их средних зазоров или натягов (практически наиболее вероятных).

Посадки с натягом. Посадки этой группы предназначены для неподвижных соединений, как правило, без дополнительного крепления шпонками, винтами, штифтами и тому подобными деталями. Относительная неподвижность при этих посадках достигается за счет напряжений, возникающих в материале сопрягаемых деталей вследствие деформации их контактных поверхностей. При прочих равных условиях напряжение пропорционально натягу. Лишь в сравнительно редких случаях, при передаче особо больших крутящих моментов или при наличии весьма больших сдвигающих сил, можно рекомендовать применение этих посадок с применением крепежных деталей. Основные посадки с натягом могут быть условно разделены по относительному натягу для сборки с предварительным разогревом отверстия или охлаждением вала. Остальные стандартные посадки с натягом рассчитаны преимущественно на сборку под прессом (при нормальной температуре сопрягаемых деталей), однако и они с успехом осуществляются при термических способах сборки и дают при этом сопряжения повышенного качества. Температура нагрева охватывающей детали устанавливается в зависимости от требуемой величины натяга, но не должна превышать 400° С.

При охлаждении охватываемой детали возможна посадка с относительно меньшим натягом, так как охлаждение охватываемой детали может производиться, например, с помощью сухого льда (твердая двуокись углерода, температура испарения которой около минус 100° С) или жидкого воздуха (температура испарения минус 196° С) до меньших температурных перепадов, чем при нагреве.

Особое значение и преимущественное применение способ охлаждения находит при осуществлении посадок с натягом для малых номи-

нальных размеров сопряжений, для небольших тонкостенных деталей (типа втулок), сопрягаемых с массивными корпусами и т. п. При приближенных расчетах для стальных и чугунных деталей можно считать, что при перепаде температур 100° одному миллиметру диаметра сопрягаемых деталей соответствует расширение (сжатие) в 1 мкм.

В тех случаях, когда температурные перепады от одного нагревания или охлаждения оказываются недостаточными, посадки могут осуществляться путем нагревания охватывающей детали и охлаждения охватываемой детали (комбинированный способ).

Глухие посадки дают наиболее прочные сопряжения в группе переходных посадок. Так как в этом случае для сборки и разборки деталей требуется значительное усилие, то применяются прессы, распрессовочные приспособления или используются термические методы сборки. Разборка может производиться только при капитальном ремонте.

Тугие посадки дают еще достаточно прочные сопряжения. Сборка и разборка сопряжений должны производиться при значительных усилиях, например, с помощью тяжелых молотков. При длине сопряжения, превышающей 1,5 диаметра, эти посадки могут заменять глухие. Тугие посадки применяются и в тех случаях, когда глухая посадка неприменима из-за больших деформаций деталей и т. п. Небольшие зазоры получаются сравнительно редко (до 20% сопряжений). Эти зазоры, как правило, не ощущаются за счет неточности формы и особенно если длина сопряжения более двух диаметров места посадки.

Напряженные посадки имеют наиболее широкое распространение. Сборка и разборка сопряжений происходит без значительных усилий, например при помощи легких молотков.

Сопряжения с небольшими зазорами получаются значительно чаще, чем при тугих посадках, и особенно у посадок классов точности 2 и 2а (до 60% сопряжений). Однако за счет неточностей формы и особенно при увеличенной длине сопряжения эти зазоры в большинстве случаев не сказываются на работе конструкции.

Плотные посадки предназначены для деталей, сборка и разборка которых должна производиться свободно или при помощи деревянного молотка. Большинство сопряжений получается с небольшими зазорами. Плотные посадки применяются вместо напряженных посадок для сменных деталей, для неподвижных сопряжений длинных деталей, а также больших массы и размеров деталей и т. п, когда сборка и разборка затруднены из-за компоновки узла.

Переходные посадки. Переходные посадки предназначены для

неподвижных соединений с дополнительным креплением шпонками, штифтами, винтами и другими крепежными деталями и широко применяются для центрирования сопрягаемых деталей. Иногда эти посадки применяются и без дополнительных конструктивных и других средств крепления соединяемых деталей, например когда сдвигающие силы весьма малы, когда относительная неподвижность соединяемых деталей не является обязательным условием их надежной работы, при удлиненной поверхности сопряжений и т. п.

При выборе переходных посадок следует учитывать вероятную частоту разборки и сборки. После каждой разборки сопряжение становится менее прочным. Для достаточной прочности соединения после разборок необходимо назначать посадки, дающие вначале более прочные сопряжения. Чем больше опасность повреждения сопрягаемых поверхностей при разборке (например, подшипников качения), тем прочней должна быть посадка. Посадки, обеспечивающие более прочные сопряжения, назначаются также при ударных и вибрационных нагрузках.

Посадки с зазором предназначены для осуществления разнообразных подвижных сопряжений при относительном вращении и продольном перемещении деталей. Свобода относительного движения деталей достигается за счет гарантированного зазора выбранной посадки.

Скользящие посадки этой группы стандартизованы в первых девяти классах точности и отличаются тем, что имеют зазор, равный нулю. В связи с этим скользящие посадки часто применяются для неподвижных сопряжений с дополнительным креплением при необходимости частой разборки (сменные детали). В классах точности 3, 3а, 4 и 5 посадки скольжения могут частично заменить отсутствующие в них переходные посадки. В этих классах точности скользящие посадки применяются для центрирования неподвижно соединяемых деталей, как и в более высоких классах точности, если нет необходимости в более точном центрировании. В подвижных сопряжениях скользящие посадки служат для медленных перемещений деталей обычно в продольном направлении; для точного направления при возвратно-поступательном движении; для сопряжений, детали которых должны легко передвигаться или проворачиваться относительно друг друга при настройке, регулировке или затяжке в рабочее положение и т. п. В связи с тем, что получение сопряжений с наименьшим зазором практически маловероятно, скользящие посадки применяются и для подвижных сопряжений вращательного движения (обычно при небольших частотах вращения), в ответственных случаях с применением сортировки и подбора деталей.

Для ответственных сопряжений величины необходимых зазоров подсчитываются из условий обеспечения жидкостного трения.

Влияние отклонений формы деталей на работоспособность узла, агрегата

Точность отдельных элементов детали определяется не только отклонениями их размеров, но и отклонениями формы и расположения их поверхностей. Уменьшение диаметра отверстия при повышении его температуры может наблюдаться, например, при местных нагревах. Аналогичное явление может быть и с отверстиями в тонкостенных втулках, установленных в нагревающиеся корпуса.

Так, зазор между юбкой поршня, изготовленного из алюминиевого сплава, и стенками стальной гильзы цилиндра при работе должен быть в пределах от 0,2 мм при номинальном диаметре гильзы 100 мм. Чертежи этих деталей должны содержать все данные, характеризующие требуемую точность их изготовления.

Отклонения (погрешности) формы и расположения поверхностей возникают в процессе обработки из-за неточности и деформации станка, инструмента и приспособления; деформации обрабатываемого изделия; неравномерности припуска на обработку; неоднородности материала заготовки и т. п. Эти отклонения отрицательно влияют на износостойкость изделий вследствие повышенного удельного давления на выступах поверхности; на прочность неподвижных посадок из-за неравномерности натяга; на точность работы механизмов при использовании направляющих, копиров, кулачков и пр. в связи с искажением исходных геометрических профилей и т. д. Следовательно, для получения изделий надлежащего качества рабочий чертеж детали наряду с заданной точностью размеров должен содержать и необходимые данные, определяющие точность формы и расположения поверхностей. Такими данными являются предельные (допускаемые) отклонения формы и расположения поверхностей. Эти отклонения должны быть установлены для всех без исключения размеров, в том числе и для номинальных размеров, равных нулю (например, несоосность). Отсутствие предельных отклонений формы и расположения на чертежах усложняет изготовление и контроль деталей, повышая их стоимость. Если предельные отклонения формы и расположения поверхностей допустимы в пределах всего поля допуска на размер, то они на чертежах не оговариваются. Во всех других случаях предельные отклонения формы и расположения поверхностей должны быть указаны на чертеже.

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями или в технических требованиях текстом. Применение условных обозначений предпочтительно.

Согласно требованиям ЕСКД предельные отклонения формы и указываются рядом с размерной линией в прямоугольной рамке, разделенной на две или три части, в которых помечают: в первой - знак отклонения, во второй - предельное отклонение в мм; в третьей - буквенное обозначение базы или другой поверхности, к которой относится отклонение расположения. Если баз несколько, то вписывают все их обозначения.

Посадки подшипников качения. Стандартом предусмотрены поля допусков посадочных мест валов и отверстий в корпусах механизмов, машин и приборов под подшипники качения. Их устанавливают на валы (стальные сплошные или полые толстостенные) и в корпуса (стальными или чугунными толстостенными считаются валы и корпуса, для которых справедливы соотношения $d/d_B > 1{,}25$ и $D / D > 1{,}25$ *(d* - диаметр отверстия подшипника; d_B - диаметр отверстия полого вала; D_K - наружный диаметр корпуса; *D* - наружный диаметр подшипника). При работе подшипники не должны нагреваться более чем на 100 °С.

Обозначения полей допусков для посадочных мест валов и отверстий корпусов под подшипники качения общего назначения даны в табл. 9.

Таблица 9

Поля допусков для посадочных мест валов и отверстий корпусов под подшипники качения

Квалитеты	Вал										Отверстие корпуса								
	Основные отклонения																		
	f	*g*	*h*	j_s	(*j*)	*k*	*m*	*n*	*p*	*r*	*E*	*G*	*H*	J_s	(*J*)	*K*	*M*	*N*	*P*
	Поля допусков																		
3	–	–	*h*3	j_s3	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
4	–	*g*4	*h*4	j_s4	–	*k*4	*m*4	*n*4	–	–	–	–	*H*4	J_s4	–	–	–	–	–
5	–	*g*5	*h*5	j_s5	(*j*5)	*k*5	*m*5	*n*5	–	–	–	–	*H*5	J_s5	–	*K*5	*M*5	–	–
6	*f*6	*g*6	*h*6	j_s6	(*j*6)	*k*6	*m*6	*n*6	*p*6	*r*6	–	*G*6	*H*6	J_s6	(*J*6)	*K*6	*M*6	*N*6	*P*6
7	–	–	*h*7	–	–	–	–	–	–	*r*7	–	*G*7	*H*7	J_s7	(*J*7)	*K*7	*M*7	*N*7	*P*7
8	–	–	*h*8	–	–	–	–	–	–	–	*E*8	–	*H*8	–	–	–	–	–	–
9	–	–	*h*9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	*H*9	–	–	–	–	–	–
10	–	–	*h*10	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
11	–	–	*h*11	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

Примечание. В скобках приведены поля допусков ограниченного применения.

Поля допусков обеспечивают по внутреннему и наружному диаметрам подшипника посадки с зазором, переходные посадки и посадки с натягом, назначение которых зависит от типа, размера и класса точности подшипника, от величины, направления и характера нагружения подшипника, от режима работы узла и других условий эксплуатации.

8. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ САПР ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Применение ЭВМ для решения инженерных задач началось сразу же после появления их первых образцов. Однако это применение требовало от пользователя трудоемкой подготовки задач к решению, заключающейся в математической формулировке задачи, выборе численного метода, разработке алгоритма и его записи на одном из языков программирования. Автоматизированное проектирование отличается от подобного использования ЭВМ прежде всего тем, что почти все из перечисленных операций автоматизированы и выполняются на ЭВМ с помощью заранее разработанного программного обеспечения, рассчитанного на многократное применение при решении определенного класса проектных задач. От пользователя требуется лишь описать исходные данные задачи на проблемно-ориентированном языке и быть готовым к оценке результатов и принятию решений по полученным от ЭВМ сведениям.

В каждой новой сфере применения ЭВМ обычно довольно скоро начинают сказываться ограничения в их характеристиках (прежде всего в скорости вычислений и объеме памяти), и, таким образом, стимулируется следующий виток в развитии вычислительной техники, который в свою очередь делает возможным создание и использование программного обеспечения более высокого уровня, а также применение ЭВМ в областях человеческой деятельности, появление и существование которых обусловлено вычислительной техникой. Так, в условиях стремительного развития ЭВМ и быстрого расширения сферы их приложения в начале 1960-х гг. родилась новая область их применения – интерактивная машинная графика, предметом которой стало представление и преобразование графической информации. Появилась возможность наглядного представления результатов расчета, объем которых в численном виде огромен, во-вторых, ЭВМ позволяют в буквальном смысле рассматривать работу графической модели изучаемого объекта, т.е. решать задачи, в которых обработка графической информации занимает значительное место. Например, можно видеть поведение автомобиля в аварийных ситуациях или

колебание остова автомобиля или трактора при движении по неровностям пути. Системы автоматизации научных исследований и САПР немыслимы без использования средств машинной графики.

САПР характеризуются:

– наличием банка данных со справочными характеристиками материалов, с прежними техническими решениями, чертежами конструкций, патентами, стандартами и другой информацией, необходимой проектировщику;

– обеспечивают возможность корректировки баз данных в процессе проектирования;

– могут осуществлять моделирование (физическое, математическое, графическое) как отдельных элементов, так и всей конструкции в целом;

– имеют возможность развития путем присоединения нового программного обеспечения в пакеты имеющихся программ;

– содержат развитые графические подсистемы, которые могут совмещать различные виды и проекции изделий, преобразовывать масштабы, осуществлять аффинные преобразования, заменять отдельные элементы конструкции другими;

–могут обеспечивать одновременную работу нескольких проектировщиков.

Применение САПР позволяет:

– ускорить процесс проектирования и улучшить его качество за счет применения современных расчетно-оптимизационных методов;

– в ряде случаев снизить затраты трудовых и материальных ресурсов на проектирование;

– избавить проектировщика от рутинной работы, многократно увеличивая производительность и качество его труда и освобождая его время для творческой работы.

За последние годы промышленными предприятиями накоплен немалый опыт автоматизации локальных служб конструкторских и технологических подразделений. Несмотря на ограниченное применение средств САПР в реальной работе, результат очевиден - высокий уровень использования новых технологий, различных прикладных систем, приобретенный реальный опыт работы плюс огромное количество выполненных конструкций, моделей и т.п. Практически на каждом предприятии используются компьютерные сети, ширится применение телекоммуникационных технологий (электронная почта, интернет). Предприятия реально подошли к интегрированным решениям, способным

увязать отдельные задачи в единый комплекс. Появилось понимание необходимости массового применения компьютерных технологий для сокращения сроков разработки и реализации проекта, что диктуется жесткой конкуренцией и, вследствие этого, ограниченными сроками разработки и реализации проектов, изменившимся уровнем ответственности за результат. На первый план выходит качество сервисного обслуживания применяемых САПР и технической поддержки, что возможно лишь только при эксплуатации лицензионного программного обеспечения.

Процент использования на предприятиях лицензионного программного обеспечения неуклонно растет, а причина этого - боязнь, что нелегальное программное обеспечение без документации в необходимом объеме приведет к ненужным проблемам и потерям времени на устранение неполадок в системе.

Автоматизированные системы проектирования постепенно, но все же становятся обычным и привычным инструментом конструктора, технолога, расчетчика. Обеспечить конкурентоспособность проектируемого объекта в современных условиях можно только при высоком качестве проектирования в предельно сжатые сроки.

Наметилось явное изменение структуры рынка САПР. Приобретение мощных дорогостоящих систем, требующих высокого уровня подготовки персонала, не решает всех проблем конструкторских и технологических служб. Появление в последнее время новой генерации систем среднего класса типа SolidWorks, тесно интегрированными с чертежной графикой, существующими технологическими и расчетными приложениями, позволяет говорить о том, что 50...80 % задач можно решить при качественно меньших затратах. В настоящее время происходит «захват» определенной части рынка CAD/CAM, принадлежавшей ранее исключительно «тяжелым» системам, построенным на базе дорогостоящих высокопроизводительных ЭВМ, и потеснение балансирующего между легким и средним классом средств автоматизации проектирования AutoCAD программными продуктами САПР отечественной разработки.

Появление новых решений и наметившийся крен в сторону услуг заметно оживляет рынок систем CAD/CAM и увеличивает число желающих заняться их внедрением. Это неудивительно, так как зарубежная статистика показывает, что удельный вес стоимости услуг зачастую выше стоимости самого программного обеспечения. Чистая продажа САПР уже мало кого интересует. Конечной целью потребителя является комплексное решение своих задач, а оно требует определения оптимальной спецификации программно-аппаратных средств, их увязки и

интеграции друг с другом, подбора и тестирования оборудования, внедрения, обучения персонала, запуска программно-аппаратного комплекса и его технической поддержка.

Одной из наиболее динамично развивающейся в последнее время системой является САПР КОМПАС 5.x, разработкой которой в течение ряда лет занимается российская компания «АСКОН».

Работы по проекту КОМПАС 5.x для операционной системы Windows начались в 1993 г. и основывались на существующих заделах в области конструкторской графики, инструментальных средств для разработки приложений, прикладных проблемно-ориентированных САПР, трёхмерного твердотельного моделирования и программирования оборудования с ЧПУ, представленных в виде коммерчески распространяемых программных продуктов с торговой маркой КОМПАС 4.x.

Создание новой версии КОМПАС явилось естественным следствием изменений, происходящих в сфере высоких технологий. Персональные компьютеры поколений 486, Pentium и Pentium Pro, операционные системы Windows различных уровней определили ключевые направления развития индустрии массового программного обеспечения. Разработки КОМПАС 5.x в полной мере учитывали эти тенденции, чтобы предоставить пользователям мощный и современный программный продукт с прекрасными перспективами развития и совершенствования. КОМПАС 5.x разрабатывался специально для Windows и его отличают как более мощные функциональные возможности, так и современный унифицированный настраиваемый интерфейс.

Система КОМПАС-ГРАФИК. Данная система предназначена для автоматизации проектно-конструкторских работ в различных отраслях деятельности. Она успешно используется в машиностроении, архитектуре, строительстве, составлении планов и схем — везде, где необходимо разрабатывать и выпускать графические и текстовые документы.

Графический редактор КОМПАС-ГРАФИК позволяет разрабатывать и выпускать различные документы (эскизы, чертежи, схемы, плакаты и т.д.). В системе предусмотрены два вида графических документов – чертежи и фрагменты. Чертеж имеет рамку и основную надпись, в нем можно создавать до 255 видов (проекций, разрезов, сечений) с разным масштабом изображения. На листе чертежа могут быть размещены спецификация, технические требования, знак неуказанной шероховатости. Фрагмент содержит изображение в натуральную величину без элементов оформления (рамки, технических требований и т.п.). Любой вид чертежа или фрагмент может содержать до 255 слоев, каж-

дый из которых можно делать текущим, или недоступным для редактирования, или невидимым.

Редактор КОМПАС-ГРАФИК позволяет работать со всеми типами графических примитивов, необходимыми для выполнения любого построения. К ним относятся: точки, прямые, отрезки, окружности, эллипсы, дуги окружностей и эллипсов, многоугольники, ломаные линии. Разнообразные способы и режимы построения этих примитивов (например, команды создания фасок, скруглений, эквидистант, построения отрезков и окружностей, касательных к объектам, и т.п.) избавляют пользователя от необходимости производить сложные вспомогательные построения. Для ускорения построений можно использовать локальные системы координат, разномасштабную сетку и механизм объектных привязок.

Одной из самых сильных сторон КОМПАС-ГРАФИК является полное соответствие ЕСКД, поддерживаются стандартные стили линий и штриховок, все типы линейных, угловых, радиальных и диаметральных размеров (включая наклонные размеры, размеры высоты и размеры дуги); по заданным предельным отклонениям автоматически выполняются простановка допусков и подбор квалитета; среди объектов оформления - все типы шероховатостей, линий-выносок, обозначения баз, допусков формы и расположения поверхностей, линии разреза и сечения, стрелки направления взгляда, штриховки, тексты, таблицы.

При вставке растрового объекта возможно задание его масштаба и угла поворота. Редактор КОМПАС-ГРАФИК обеспечивает пользователя всеми инструментами, необходимыми для редактирования чертежа. Выполняются операции сдвига, копирования, поворота, масштабирования, симметричного отображения, деформации, удаления, выравнивания; поддерживается перенос и копирование объектов через буфер обмена; перетаскивание мышью характерных точек любых (как векторных, так и растровых) объектов позволяет быстро менять их размер и положение.

Возможно создание макроэлементов и именованных групп объектов. При формировании и изменении чертежа можно использовать ссылки на связанные с ним внешние фрагменты, которые могут храниться как в отдельных файлах, так и в специальных библиотеках фрагментов.

Любому графическому объекту можно поставить в соответствие неграфическую информацию, называемую атрибутом. Атрибутом может быть число, строка, запись или таблица; объект может иметь любое количество атрибутов. Атрибуты объекта могут быть просмотрены и отредактированы в любой момент работы над документом; они используются и для поиска графических объектов.

Система содержит большой набор команд для измерения длин, расстояний, углов в графическом документе и вычисления массы и инерционных характеристик плоских фигур, тел выдавливания и вращения.

Режим реалистичного заполнения граф основной надписи и текста технических требований облегчает оформление документа. В комплект поставки КОМПАС-ГРАФИК входит библиотека стандартных основных надписей графических документов; возможно создание пользовательских основных надписей.

В графическом редакторе КОМПАС-ГРАФИК могут создаваться параметрические модели. Отличие параметрической модели от обычной состоит в том, что в ней существуют взаимосвязи между объектами.

Примерами взаимосвязей могут служить параллельность, перпендикулярность, симметрия, равенство радиусов, касание объектов, совпадение их характерных точек и т.п. Взаимосвязи формируются как при вводе объектов (автоматически), так и путем вызова специальных команд. Автоматическое формирование связей может быть запрещено, а любая существующая связь может быть удалена. Возможно также создание ассоциативных объектов оформления (размеров, штриховок, обозначений шероховатости и т.д.). Ассоциативные объекты «отслеживают» изменение положения своих базовых примитивов и автоматически перестраиваются в соответствии с ним.

Параметрам графических объектов (например, длинам, углам, радиусам) могут быть поставлены в соответствие буквенные переменные. Возможно задание аналитических зависимостей (уравнений и неравенств) между этими переменными и, следовательно, между параметрами объектов. В результате редактирования любого параметрического объекта остальные объекты перестраиваются так, чтобы заданные пользователем взаимосвязи не нарушались. Благодаря этому свойству параметрической модели она идеально подходит для создания однотипных изображений, различающихся параметрами элементов.

Текстовый редактор КОМПАС-ГРАФИК позволяет выпускать различные текстовые документы (расчетно-пояснительные записки, технические условия, инструкции и т.д.); текстовый документ является отдельным типом документа КОМПАС.

При работе с текстовым документом доступны все основные возможности, являющиеся стандартом де-факто для современных текстовых редакторов: работа с растровыми и векторными шрифтами Windows (в том числе в формате UNICODE); выбор параметров шрифта (размер, наклон, начертание, цвет и т.д.); выбор параметров абзаца (отсту-

пы, межстрочный интервал, выравнивание и т.д.); ввод специальных знаков и символов, надстрочных и подстрочных символов, индексов, дробей; вставка рисунков (графических файлов КОМПАС); автоматическая нумерация списков (в том числе с различными уровнями вложенности) и страниц; поиск и замена текста; формирование таблиц. Возможно создание стилей текста и стилей оформления текстового документа и быстрое форматирование документа с использованием этих стилей. Часто встречающиеся фрагменты текста могут быть сохранены для последующего быстрого ввода. Предусмотрена возможность автоматической замены ошибочно введенных латинских символов на кириллические и наоборот.

Все функции текстового редактора КОМПАС-ГРАФИК доступны не только при создании отдельных текстовых документов, но и при вводе любого текста в графическом документе (при создании технических требований, таблиц, технологических обозначений всех графических объектов, содержащих текст).

Модуль проектирования спецификаций КОМПАС-ГРАФИК позволяет выпускать разнообразные спецификации, ведомости и другие табличные документы. Спецификация является отдельным типом документа КОМПАС-ГРАФИК. Многие функциональные возможности модуля разработки спецификаций КОМПАС-ГРАФИК заимствованы из логики и технологии разработки «бумажных» спецификаций. При заполнении документа на экране пользователь видит стандартную таблицу спецификации и может вводить данные в ее графы.

В конструкторской практике спецификация, составляемая на изделие, всегда соответствует сборочному чертежу этого изделия. Спецификация КОМПАС-ГРАФИК также может быть связана со сборочным чертежом (одним или несколькими его листами) и другими электронными документами; эта связь является двунаправленной и ассоциативной. Находясь в окне спецификации, можно быстро открыть подключенные к ней чертежи и, наоборот, при работе с чертежом можно вызвать подключенную к нему спецификацию. Возможна передача данных из чертежа в спецификацию или из спецификации в чертеж; из спецификации в чертеж передаются номера позиций компонентов сборки (стандартных изделий, деталей и т.д.); из сборочного чертежа в спецификацию передаются номера зон, в которых расположено изображение соответствующих компонентов сборки. Из чертежей деталей и сборочных единиц в спецификацию передаются наименование, обозначение, масса, материал изделия, формат его чертежа и другие данные. Если в

сборочный чертеж вставлены изображения стандартных элементов из Конструкторской библиотеки КОМПАС-ГРАФИК, информация о них передается в спецификацию.

Спецификация может содержать сведения, дополняющие информацию, включаемую в стандартный бланк. Эти сведения хранятся в так называемых «дополнительных колонках», они могут быть просмотрены или отредактированы в любой момент, однако в бланке спецификации они не видны и на печать не выводятся. Примером информации в дополнительных колонках могут служить масса и стоимость объекта. Сервисные команды позволяют сложить числовые значения дополнительных параметров. При этом может учитываться количество одинаковых объектов в сборке и даже количество объектов в ее различных исполнениях (таким способом можно подсчитать массу или стоимость специфицируемого изделия). В дополнительные колонки вводят и любую другую информацию об объекте (код ОКУД, материал, текстовый комментарий и т.д.); количество и состав колонок определяются потребностями пользователя.

Строки спецификации могут быть связаны с графическими объектами в сборочном чертеже. При наличии таких связей в спецификации можно включить режим, в котором система автоматически выделяет в чертеже геометрию, относящуюся к выделенной строке спецификации. Спецификацию можно настроить таким образом, чтобы при удалении ее строки происходило и автоматическое удаление соответствующей геометрии из сборочного чертежа.

Если в момент создания спецификации рабочие чертежи деталей и узлов еще не готовы, графические объекты, подключенные к строке спецификации, можно передать в новый графический документ, получив таким образом заготовку чертежа. В его основную надпись будут автоматически переданы обозначение и наименование, присвоенные изделию в спецификации.

Модуль проектирования спецификаций КОМПАС-ГРАФИК поддерживает заполнение разделов и предусмотренную стандартом сортировку строк внутри них. Замечательной особенностью спецификации КОМПАС-ГРАФИК является возможность создавать и заполнять разделы в произвольной последовательности. Пользователь может сначала ввести стандартные изделия, затем создать и заполнить раздел Документация, перейти к вводу деталей, а потом – сборочных единиц. Система автоматически расположит получившиеся разделы в стандартной последовательности; каждый новый раздел будет размещаться в строго

определенном по отношению к уществующим разделам месте, раздвигая при необходимости уже заполненные строки.

Зачастую стандарт предписывает группировать объекты в разделе по видам, а внутри этих групп сортировать по наименованию или обозначению; и этот механизм поддерживает спецификация КОМПАС-ГРАФИК: при вводе нового объекта можно указать не только раздел, но и подраздел для его размещения.

Строки спецификации можно заполнять в произвольном порядке, выбирая разделы и подразделы, к которым они относятся. Спецификация автоматически располагает строки в предписанной стандартом последовательности (например, детали сортируются по возрастанию их буквенно-числового обозначения). Пользователь может самостоятельно выбрать колонку, по которой должна производиться сортировка, и указать одно из правил сортировки — по возрастанию числового значения, по убыванию числового значения, по алфавиту, смешанную (и по алфавиту, и по значению числа в порядке следования символов текста) и для раздела документации (при таком типе сортировки коды документов располагаются не по алфавиту, а в порядке, предписанном ГОСТ 2.102 – 68). Возможно также формирование более сложных правил сортировки (например, вначале по номеру стандарта, затем по названию изделия, потом по его типоразмеру). Такие правила используются, например, при сортировке раздела «Стандартные изделия».

После редактирования обозначения детали, документа или другой строки спецификации эта строка меняет свое положение в спецификации в соответствии с правилами сортировки. После любого изменения порядка строк в спецификации нарушается нумерация позиций, что можно устранить автоматически (команда простановки позиций присваивает строкам спецификации номера в порядке их следования, учитывая при этом наличие резервных строк в разделах).

Совокупность параметров и настроек объединяется в стиль спецификации. В поставку входят стили, позволяющие оформлять документы по ГОСТ 2.108 - 68 и ГОСТ 2.113 - 75. В них уже включены стандартные разделы, заданы правила заполнения колонок в каждом из них, настроена сортировка объектов и т. д. Возможно создание пользовательских стилей спецификации, объединяющих разнообразные настройки и параметры (вид бланка, названия и оформление разделов, правила сортировки и т.д.).

Разнообразие параметров и настроек, особенно возможность использовать пользовательский бланк, позволяет создавать не только специ-

фикации в соответствии со стандартом. Механизмы модуля разработки спецификаций подходят для работы с различными ведомостями, перечнями, каталогами и списками: их строки можно нумеровать, сортировать, связывать с документами и графическими объектами и т.д. Комбинируя различные настройки спецификации, можно создавать ведомости спецификаций, ведомости ссылочных документов, ведомости покупных изделий, таблицы соединений, листы регистрации изменений и пр.

Обмен информацией с другими системами КОМПАС 5.*x* предоставляет пользователю благодаря различным конверторам. Функции импорта данных из большинства форматов предоставляются пользователям системы КОМПАС 5.x бесплатно; к ним относятся:

- чтение графических файлов форматов DXF, DWG и IGES;
- чтение текстовых файлов форматов ASCII (DOS), ANSI (Windows) и RTF;
- чтение файлов трехмерных моделей форматов IGES и SAT;
- чтение файлов документов КОМПАС версии 4.

Некоторые конверторы для экспорта и импорта данных являются отдельно оплачиваемыми компонентами системы. Используя их, можно выполнить:

- запись графических файлов форматов DXF и IGES;
- запись файлов трехмерных моделей форматов IGES, SAT и STL;
- запись данных спецификации в форматы DBF и Microsoft Excel;
- чтение файлов формата PDF (P-CAD 4.5).

Средства разработки приложений КОМПАС-МАСТЕР - это набор динамически подключаемых библиотек (DLL - Dynamic Link Library), которые можно использовать из любой стандартной системы программирования для Windows на языках C, C++. КОМПАС 5.x является открытой системой, что позволяет создавать дополнительные программные модули (пользовательские библиотеки), а затем применять их во время работы над документами. Таким образом, стандартные возможности чертежно-графического редактора и редактора деталей могут быть дополнены исходя из тех специальных задач, которые приходится решать пользователю. В библиотеки включено свыше 300 специальных функций для доступа к ядру КОМПАС. Функции обеспечивают построение и обработку документов, работу с геометрической моделью, организацию интерфейса между прикладной библиотекой и основной системой. Для доступа к данным различных стандартных СУБД можно использовать интерфейс ODBC (Open DataBase Connectivity). Типичный пример приложения - библиотека стандартных машиностроительных элементов.

Машиностроительная библиотека включает в себя более 200 параметрических изображений различных типовых машиностроительных элементов (болты, винты, гайки, заклепки и другой крепеж, подшипники, профили, конструктивные места, элементы соединения трубопроводов, манжеты и т.д.). Выбор параметров из стандартного ряда значительно упрощает простановку элемента на чертеже и практически исключает ошибки конструктора. В дальнейшем внесенный в чертеж элемент хранится как единое целое, и конструктор может легко отредактировать его, дважды щелкнув мышью на изображении. При простановке стандартного элемента в чертеж вносится дополнительная информация, необходимая для последующего построения спецификации. Библиотека существенно сокращает затраты времени конструктора при разработке сборочных и деталировочных машиностроительных чертежей и обеспечивает высокое качество документации.

Интегрированная система проектирования тел вращения КОМПАС-SHAFT Plus предназначена для параметрического проектирования деталей типа тела вращения (вал, втулка, цилиндрические и конические шестерни, червячные колеса и червяки, шкивы ременных передач); обеспечивается построение шлицевых, резьбовых и шпоночных участков на ступенях валов. Сложность моделей валов не ограничена, количество ступеней - любое.

Параметрические модели валов сохраняются непосредственно в чертеже и доступны для последующего редактирования средствами системы КОМПАС-SHAFT Plus. При создании и редактировании может быть изменен порядок ступеней вала (методом простого перетаскивания мышью Drag&Drop), изменен любой параметр ступени либо выполнено ее удаление. Система включает в себя модуль расчетов механических передач КОМПАС-GEARS 5 (геометрические и прочностные расчеты цилиндрических и конических зубчатых, цепных, червячных, ременных передач).

По результатам расчетов, помимо формирования контура ступени, могут быть автоматически сформированы таблицы параметров и выносные элементы с профилями зубьев. При изменении расчетных параметров передач они также автоматически корректируются.

Интуитивно понятный интерфейс и развитая система Помощи обеспечивают быстрое освоение системы. Система КОМПАС-SHAFT Plus позволяет в десятки раз увеличить скорость проектирования деталей класса тел вращения и выпуска конструкторской документации на них.

Модуль КОМПАС-SPRING обеспечивает выполнение проектного

или проверочного расчетов цилиндрической винтовой пружины растяжения или сжатия с одновременным автоматическим формированием чертежа на пружину. Расчет выполняется при минимальном количестве исходных данных и гарантирует получение необходимых конструктору параметров пружины при ее минимальной массе. В ходе расчета конструктор может варьировать различными параметрами пружины для получения наилучшего результата. Как показывает практика пользователей, КОМПАС-SPRING позволяет в 15 –20 раз повысить скорость проектирования витых пружин и выпуска документации на них.

Библиотека элементов гидравлических и пневматических схем рекомендуется для использования при разработке различных технических схем средствами КОМПАС-ГРАФИК 5. В библиотеку включено большое количество типовых изображений блоков, вентилей, гидрозамков, дросселей, емкостей, клапанов давления, кондиционеров, насосов, обратных клапанов, распределителей, средств измерений цилиндров и прочих стандартизованных элементов.

Кроме перечисленных, в состав системы входят десятки различных библиотек, в частности:

- библиотека элементов электрических схем;
- библиотека элементов станочных приспособлений;
- библиотека элементов кинематических схем;
- архитектурно-строительная библиотека;
- система проектирования металлоконструкций;
- пакет библиотек «Элементы инженерных коммуникаций»;
- пакет библиотек «Элементы химических производств»;
- пакет библиотек «Электроснабжение»;
- пакет библиотек «Автоматизация технологических процессов»;
- пакет библиотек «Коммутационные устройства»;
- библиотека трубопроводной арматуры;
- библиотека фрагментов «Строительные конструкции. Профили» и др.

Ниже приведены комплексы справочных данных, предназначенных для использования в машиностроении. *Справочник конструкционных материалов для КОМПАС-ГРАФИК* предоставляет конструктору и технологу следующую информацию:

- базы данных (обозначения и документы на поставку) по черным и цветным металлам, сплавам, неметаллическим материалам (более 200 наименований);
- физико-механические и технологические свойства конструкционных материалов, их назначение и области применения;

- более 40 видов сортамента (фасонного, листового, профильного и др.), изготавливаемого из этих материалов, включая перечни типоразмеров, выпускаемых промышленностью.

Библиотека имеет широкий набор сервисных функций, включающий в себя поиск материала по нескольким критериям (по назначению, физико-механическим свойствам, марке).

AutoCAD. Прорыв в использовании ПЭВМ для проектирования сложных конструкций связан для большинства отечественных конструкторов с системой AutoCAD, которая первоначально была только графической и предназначалась для ЭВМ сравнительно малой производительности.

Разработчик системы AutoCAD – фирма Autodesk – уже не один год работает на рынке программных продуктов для автоматизации проектирования. Она привлекает пользователей к активному участию в своей деятельности, предлагая им высказывать свое мнение о выпущенных на рынок продуктах, тестировать пробные версии новых программ, присылать пожелания о включении новых средств в разрабатываемые приложения. Основная концепция деятельности Autodesk - максимально возможное удовлетворение потребностей потенциальных пользователей; это отчетливо просматривается в истории развития приложений для автоматизации конструкторских работ. В расчетах широко применяется Excel.

Уже в начальный период использования ЭВМ на рынке появилось довольно много программ, которые позволяли проводить на экране прямые линии, окружности и т.п., но большинство из них были разработаны людьми, которые очень слабо представляли себе, в чем заключается работа инженера-конструктора. Программы работали медленно, требовалось много подготовительных операций и настроек, и многие конструкторы на спор брались вычертить за доской чертеж детали быстрее, чем опытный программист за пультом автоматической системы.

Наиболее удачной из первых систем автоматизации графических работ была система AutoCAD. Ее разработчики первыми поняли, на чем именно нужно в первую очередь сосредоточить внимание, чтобы компьютер стал действительно помощником конструктора, а не дорогой игрушкой для презентаций.

Первоначально скромные возможности в сочетании с доступностью программного и аппаратного обеспечения сделали AutoCAD одной из наиболее популярных графических систем в отечественном машиностроении. Именно с этой системой у многих связаны первые опыты

применения ЭВМ в процессе проектирования конструкций. Возможность работы без традиционных кульмана, карандаша и ластика, вкупе с возможностью создания безбумажного архива конструкторской документации, позволили системе AutoCAD быстро завоевать симпатии многих (особенно молодых) создателей машиностроительных конструкций. В данном случае речь шла только о замене чертежного инструмента на более высокопроизводительный, остальные элементы процесса проектирования оставались прежними.

Высокая производительность проектирования с использованием AutoCAD достигалась за счет автоматизации как ряда чертежных функций, так и функций управления вычерчиванием. Отличительной особенностью AutoCAD являлось широкое использование различных средств для управления изображением. В разное время в добавление к обычной командной строке, вводимой с клавиатуры, и к экранному меню, существовавшим с самых ранних версий AutoCAD, были добавлены такие способы управления изображением, как:

- выпадающие меню, которые активизируются при указании одного из пунктов главного меню и содержат возможность вызова абсолютного большинства команд AutoCAD;
- графические меню, в которых в качестве отдельных элементов используются графические образы, наглядно представляющие результаты выбора той или иной опции (или команды), например выбор стиля штриховки;
- панели инструментов, на каждой из которых помещены пиктограммы группы подобных команд (команды вычерчивания элементарных объектов, редактирования, запроса параметров объектов и т.п.).

Существуют и другие способы управления изображением, которые взаимно дополняют друг друга, и, таким образом, для каждого пользователя создается возможность использования наиболее удобной для него системы работы с изображением.

Изначально в системе AutoCAD существовала возможность вычерчивания графических примитивов с применением любых типов линий, в том числе существовала возможность создания новых типов линий, не имеющихся в стандартной библиотеке системы. Важным преимуществом системы стала автоматизация штриховки, нанесение которой занимает много времени при «ручном» черчении. Возможность автоматизированного нанесения размеров также существенно сократила время создания чертежа.

Необходимо отметить, что «по умолчанию» размерные линии и раз-

мерный текст наносились в соответствии со стандартами ISO, а не ЕСКД, что являлось недостатком для использования AutoCAD в отечественном машиностроении. Однако создателями системы была предусмотрена возможность путем изменения установочных величин размерных переменных приспособить систему автоматизированного нанесения размеров к требованиям других стандартов, в том числе ЕСКД. Кроме того, в AutoCAD была предусмотрена возможность создания новых шрифтов, что также позволяло создавать и использовать при проектировании шрифты ЕСКД.

Поскольку в чертежах часто встречаются повторяющиеся группы объектов, в AutoCAD для вычерчивания таких групп предусмотрено использование блоков. *Блоки* - это группы объектов, которые сохраняются под определенным именем и при необходимости вставляются в чертеж. Блок - это один объект, независимо от количества элементов, использованных для его создания, его можно легко перемещать, копировать, масштабировать, вращать. Главное преимущество использования блоков - уменьшение размеров файла чертежа, поскольку состав блока сохраняется только один раз, а остальные экземпляры блока представлены в файле чертежа в виде ссылок на него.

С блоком можно работать так же, как с любым объектом чертежа. Во многих САПР используются библиотеки деталей, состоящие из тысяч элементов. Для создания и поддержки таких библиотек в AutoCAD существует возможность сохранения и вставки блока. Блок можно сохранить в чертеже или в отдельном файле и в дальнейшем вставлять в любой чертеж.

На основе такого подхода в машиностроении возможно создание библиотек стандартных элементов чертежа: библиотеки подшипников, крепежных деталей и т. п. Таким образом, в понятии блока системы AutoCAD в полной мере реализован структурно-символический способ представления графической информации.

Очень важным достижением создателей системы AutoCAD явилась концепция послойных изображений, основанная на получении изображений в отдельных слоях, которые можно представить себе в виде прозрачных пленок.

При совмещении слоев из частичных изображений, имеющихся в каждом слое, можно получить законченный чертеж; это очень удобно при создании сложных чертежей машиностроительных объектов. При этом в разных слоях могут быть изображены разные детали, для каждой из которых могут существовать слои с элементами оформления

(размеры, технологические требования, штриховки и т. п.). Изображения в любом слое можно сделать невидимыми, что дает возможность при выводе сборочного чертежа исключить изображения элементов оформления чертежей отдельных деталей. Таким образом, существует возможность хранения в одном файле чертежа любой сложности и подробной информации обо всех его элементах.

Важной отличительной особенностью AutoCAD является возможность программирования необходимых функций адаптации AutoCAD к конкретной области применения, что реализуется с помощью языка AutoLISP.

На современном уровне использование ЭВМ и специального программного обеспечения только для создания чертежей недостаточно, необходимо создание трехмерных геометрических образов проектируемых объектов, совмещение геометрического моделирования с расчетами проектируемых конструкций и обеспечение связи проектирования объекта с технологической проработкой его будущего производства. Для многих отечественных предприятий автомобиле- и тракторостроения первые попытки решения проблем дальнейшего развития САПР на производстве связаны с системой AutoCAD, например появление возможности проектирования на ЭВМ пространственных (в том числе твердотельных) объектов.

Последние версии этой системы AutoCAD 2000, AutoCAD 2002 имеют возможности, позволяющие использовать ее для проектирования достаточно сложных технических объектов:

- возможность открыть сразу несколько чертежей и организовать обмен графической информацией между ними методом перетаскивания, вырезания и копирования. В каждом окне ведется своя независимая сессия редактирования. Специальное средствоDesign Center организует легкий доступ к чертежам и объектам, в них содержащимся (блокам, слоям, типам линий, формам, внешним ссылкам и т.д.) с возможностью их копирования в другие чертежи; имеется возможность частичной загрузки больших файлов;

- простота использования (имеются контекстно чувствительные всплывающие меню для всех областей экрана); новый менеджер управления слоями и новые свойства слоев: толщина линий, стиль печати, запрет вывода на печать; автотрассировка по заданным углам наклона и характерным точкам графических примитивов облегчает сложные геометрические построения; новые улучшенные средства изменения свойств объектов и образмеривания;

- новые средства управления выводом на печать (толщина линий задается напрямую через свойства слоев или графических примитивов). По одной графической модели можно создать несколько моделей пространства листа, например для компоновочного, габаритного или сборочного чертежа, содержащие необходимые виды и установки для печати. Для более удобного управления выводом на плоттер введено понятие стиля печати. Объекты можно масштабировать в единицах чертежа, процентах от текущего размера или в единицах размера шрифта;

- средства совместной работы и доступа к базам данных (редактирование блоков и внешних ссылок возможно прямо на месте вставки); доступ к чертежам через Интернет для открытия, вставки, ссылки или сохранения; организация гиперссылок между документами проекта; связывание объектов чертежа с записями в базах данных, организация запросов;

- расширенные возможности трехмерного моделирования (базируются на твердотельном ядре ACIS 4.0). Можно редактировать твердотельные объекты, динамически вращать с сохранением тонирования, в каждом видовом экране иметь свою систему координат;

- расширяемость (Visual LISP является новой интегрированной средой визуального программирования); сохраняется совместимость с AutoLISP.

Отличительной особенностью AutoCAD всегда были сравнительно невысокие требования к оборудованию. Так, для реализации версии AutoCAD 2000 достаточно возможностей персональной ЭВМ уровня Pentium 133 и выше с емкостью оперативной памяти не ниже 32 Мбайт.

В настоящее время на рынке программных продуктов имеется довольно много приложений, предназначенных для объемного моделирования изделий.

Первоначальные опыты разработчиков AutoCAD по включению в эту программу некоторых средств трехмерного моделирования не позволяли перевести ее в другой класс систем и бросить вызов признанным фаворитам в области трехмерной графики, таким, как ProEngineer и Unigraphics.

Первым шагом Autodesk в мир трехмерной графики был пакет Advanced Modeling Extension (AME), который прилагался к AutoCAD для расширения его возможностей в этом направлении. В нем уже использовались булевы операции логического конструирования, но программа не позволяла создавать поверхности сложной формы.

За этой программой последовал пакет AutoCAD Designer, в котором

уже была заложена концепция параметрического конструирования и реализован более широкий набор средств моделирования объемных объектов, но для его полноценного использования требовалось подключение дополнительных программ, в частности для формирования файлов для стереолитографии в формате STL. Однако это уже был шаг в правильном направлении, который привел к появлению на рынке программы Mechanical Desktop.

9. МАТЕРИАЛЫ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В АВТОСТРОЕНИИ

Сталь

Сталь – наиболее употребляемый материал для изготовления машин. В автомобилестроении применяются стали: углеродистая обыкновенного качества (ГОСТ 380—94) и качественная конструкционная стали (ГОСТ 1050 – 88), в том числе сталь пониженной прокаливаемости, малоуглеродистая для холодной штамповки (ГОСТ 9045 – 93), низколегированная конструкционная (ГОСТ 19282 – 73 и 19281 – 89), легированная конструкционная (ГОСТ 4543 – 71), для холодной высадки (ГОСТ 10702 – 78), конструкционная автоматная (ГОСТ 1414 – 75), в том числе свинцовистая сталь, рессорно-пружинная (ГОСТ 14959 – 79), высоколегированая и сплавы коррозионностойкие, жаростойкие и жаропрочные (ГОСТ 5632 – 72), шарико- и роликоподшипниковая (ГОСТ 801 – 78), низколегированная для отливок (ГОСТ 977 – 88); со специальными свойствами (ГОСТ 12766.5 – 90), термобиметаллы (ГОСТ 10533 – 86). Всего более 250 марок [14].

Для изготовления карданных валов применяются трубы с повышенными требованиями к качеству поверхности и допускам, металлопродукция, подвергаемая новым видам испытаний (механическим, магнитным, коррозионным и др.).

Применение дорогих высоколегированных сталей для ответственных деталей агрегатов автомобилей в массовом производстве невелико, т.к. это увеличивает стоимость автомобиля. Шестерни, валы редукторов, полуоси, рычаги управления, подвесок и пр. изготавливаются из низколегированных сталей с бором, титаном, хромом и другими добавками при соответствующей выплавке и термической обработке. Такие стали обладают высокими механическими свойствами, не уступающими свойствам дорогих и дефицитных высоколегированных сталей. Кро-

ме того, высоколегированные стали имеют существенный недостаток: детали, изготовленные из них, например шестерни, сильнее деформируются при термической обработке, чем шестерни из низколегированных сталей. Для исправления геометрии требуется вводить шлифование зубьев шестерен, что затрудняет производство при больших масштабах. Без шлифования нельзя обеспечить требуемую долговечность деталей и бесшумность работы агрегата.

В то же время высоколегированные стали лучше противостоят перегрузочным напряжениям и имеют более высокие механические свойства сердцевины.

Для трансмиссии тягачей КЗКТ применяется высоколегированная сталь 12ХН3А. Зубья шестерен тягачей после термообработки шлифуются.

При выборе марки стали для изготовления **зубчатых колес** обычно в первую очередь исходят из соответствия физико-механических свойств материала тем требованиям, которые предъявляются условиями эксплуатации этого колеса. Так, например, сталь марки 40ХГТ содержит больше углерода, чем сталь марки 18ХГТ, и применяется для тяжело нагруженных зубчатых колес с модулем выше 5 мм. В автотракторостроении зубчатые колеса изготовляются из сталей 18ХГТ, 40ХГТ, 30ХМ, 30ХГС, 40ХН, 12ХН3А, 18ХНВА, 35ХМА, 12Х2Н4А и др.

Высоколегированные стали применяются почти исключительно для изготовления ответственных деталей автомобилей, выпускаемых в малом количестве – табл. 10.

Низкая интенсивность изнашивания деталей возможна при высокой твердости поверхности, поэтому детали подвергают химико-термической обработке: цементации, нитроцементации или цианированию. Твердость при этом находится в пределах *HRC* 57-62. Если до недавнего времени шестерни коробок передач и заднего моста изготовлялись из легированной низкоуглеродистой стали и затем подвергались цементации, то в настоящее время в отечественной и зарубежной практике широко применяются низколегированные стали со средним содержанием углерода. Например, в США для шестерен главной передачи применяются стали марок 4027 и 4028 следующего состава: 0,25-0,30С; 0,7-0,9 % Mn; 0,2-0,35 % Si; 0,2-0,3 % Mo. Некоторые французские фирмы изготовляют шестерни из стали, содержащей 0,36 % С; 0,65% Mn; 0,35 % Ni; 1,0 % Cr; 0,3 % Mo; 0,3 % Si. Эти стали обладают высокой прочностью сердцевины. Наличие молибдена в стали при мелкозернистой структуре обеспечивает хорошую прокаливаемость зуба.

Таблица 10

Марка стали	Сечение, мм	Механические свойства сердцевины			Твердость поверхности HRC
		Твердость HB	Предел прочности, кгс/мм²	Предел текучести, кгс/мм²	
20ХГНР	15 25 50 75 100 150	≥400 ≥380 ≥340 ≥321 ≥302 ≥286	149 144 129 116 106 106	139 134 118 110 95 90	56—63
25Х2ГНТА	60 80 100	≥360 ≥340 ≥320	150 125 110	125 100 88	58—63
12ХН3А	40 60	≥302 ≥250	100 85	85 70	
20ХН3А	100	≥240	90	70	
12Х2Н4А	60	255—302	120	95	
20Х2Н4А	50 150	≥360 321—420	125 110	107 85	
18Х2Н4МА	80 120	321—420	140 120	130 100	
18ХГТ	20 60	≥341 ≥240	120 100	95 80	56—63
30ХГТ	60 100 150	≥300 ≥270 ≥240	110 90 85	80 75 70	

На автомобильном заводе им. Лихачева шестерни коробки передач изготовляются из стали 25ХГТ и 25ХГМ, а затем подвергают их нитроцементации на глубину 0,5-0,7 мм (твердость HRC 57-62). Для ведомой шестерни главной передачи автомобиля ЗИЛ- 4336 применяется сталь марки 30ХГТ (шестерни цементируют на глубину 0,9-1,3 мм; твердость

HRC 56-62). Наряду с этой сталью для изготовления ответственных автомобильных деталей применяются стали с повышенным содержанием углерода и незначительным количеством легирующих элементов. В связи с тем, что эти стали обладают пониженной прокаливаемостью, детали при высокой поверхностной твердости имеют достаточно мягкую сердцевину.

Рамы, колеса, каркасы кузовов и другие детали изготавливаются методом холодной штамповки из низколегированных сталей 12ГС, 14ГС, 14ХГС. Предел текучести этих сталей равен 350 МПа (3500 кгс/см^2) и выше. Применение низколегированных сталей (табл. 11) побзволяет уменьшить вес конструкции или, если это необходимо, повысить ее прочность. По данным НАМИ при использовании низколегированных сталей массу рамы грузового автомобиля можно снизить на 15 - 20% .

В связи с повышением температурного режима работы зубчатых колес и стремлением к повышению твердости для крупногабаритных зубчатых перебольшое применение получают азотированные стали марок 38ХМЮА и 35ХНЮА. Присадка бора улучшает прокаливаемость хромомолибденовых сталей и обеспечивает минимальное искажение формы при термообработке. Стали с присадкой циркония имеют мелкозернистую структуру и потому мало чувствительны к перегреву. Стали с низкой прокаливаемостью позволяют проводить контурную закалку т. в. ч. с малой твердостью сердцевины. Химический состав легированных сталей ведомых шестерен заднего моста автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-4336 в % приведен в табл. 11.

Таблица 11

Автомобиль	Марка стали	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Cu	Co
ГАЗ-53	У-6	0,54 - 0,60	2,25	0,85	0,04	0,04	0,1	0,15	0,15	Следы
ЗИЛ-4336	55пп	0,55-0,63	0,3	0,2	0,04	0,04	0,15	0,25	-	-

Для венцов зубчатых колес червячных и винтовых передач, работающих при малых скоростях и небольших усилиях, наряду со сталью широко применяется бронза.

Для зубчатых колес, работающих при скоростях до 40 - 45 м/с и небольших усилиях, хорошо зарекомендовали себя пластики: текстолит, нейлон и т. п. (например, промежуточная шестерня привода рас-

предвала двигателей автомобилей ГАЗ). Зубчатые колеса, изготовленные из этих материалов, отличаются бесшумностью в работе, плавностью передач и способностью гасить вибрации.

В приборных узлах для зубчатых колес применяется также металлокерамика, получаемая путем спекания при температуре 1160 -1180° 96% железа, 3% меди и 1% углерода. Трудоемкость изготовления зубчатых колес уменьшается, а их износостойкость, благодаря наличию смазки в металлокерамике, значительно увеличивается.

Большое влияние на эксплуатационные свойства зубчатых колес, технологию их обработки и расход металла оказывают способы получения заготовок. Стальные зубчатые колеса изготовляются из проката, поковок и штамповок. Цилиндрические зубчатые колеса различной конфигурации диаметром до 50 мм, а также плоские колеса без ступицы диаметром до 65 мм целесообразно изготовлять из штучной заготовки, отрезаемой от прутка. Цилиндрические колеса с наружным диаметром более 50 мм чаще всего изготовляются из поковок, полученных свободной ковкой и в подкладных или закрытых штампах. Поковки, полученные в закрытых штампах, имеют точность в пределах 5 -7 класса, меньший припуск и лучшее качество. Зубчатые колеса, изготовленные из этих поковок, как правило, обладают большей износостойкостью (по сравнению с колесами, изготовленными из проката) и большой усталостной прочностью при испытании на изгиб.

Изготовление зубчатых колес горячей или холодной **прокаткой** является более производительным способом при одновременном повышении их качества.

Горячая прокатка цилиндрических зубчатых колес диаметром 60—420 мм с прямыми и спиральными зубьями выполняется на прокатном стане. Заготовка при этом нагревается т. в. ч. и подается в делительные валики стана. Каретки делительных валиков сближаются до жестких упоров и зубья предварительно прокатываются. Далее зубчатое колесо подается в калибровочные валики.

Образование зубьев при прокатке происходит в результате пластической деформации металла, которая по своему характеру близка к условию всестороннего сжатия, что вызывает уплотнение металла и способствует ориентации волокон по контуру зуба. Особенно сильно уплотняются наружные слои, что благоприятно сказывается на повышении усталостной прочности и износостойкости. Так, например, статическая прочность прокатанных зубьев на излом и износостойкость в 1,5 - 3,0 раза больше фрезерованных.

Большое влияние на последовательность и содержание обработки на втором этапе оказывают процессы упрочняющей обработки. Изготовление зубчатых колес из цементуемых сталей выполняется в следующей последовательности: зубонарезание, промежуточный контроль, цементация, механическая обработка с целью снятия цементованного слоя с незакаливаемых поверхностей, протягивание шлицевого отверстия, закалка, отпуск, шлифование отверстий и торцов, зубошлифование или шевингование, притирка зубчатой пары и подбор пар, испытание на шум, окончательный контроль.

Следует заметить, что для зубчатых колес, подвергающихся цементации и закалке, целесообразно применение шлицевых соединений с посадкой по внутреннему диаметру шлицев. Детали с повышенной твердостью **поверхности и вязкой сердцевиной** изготовляют из малоуглеродистой и легированной стали деформированием и механической обработкой.

Требования к рессорной стали. В процессе эксплуатации автомобиля в большинстве случаев листы рессоры подвержены деформациям: растяжению, сжатию, изгибу, кручению и срезу. К материалу и конструкции этих весьма ответственных деталей шасси автомобиля предъявляются особые требования. Перегрузка рессоры, неудачная конструкция, несоответствие материала, отсутствие достаточно прочного крепления, недостаток смазки между листами могут служить причиной преждевременного разрушения листов рессор.

Необходимо, чтобы материал готовой рессоры мог выдерживать высокие статические и динамические напряжения и чтобы при нормальной работе после разгрузки рессоры сохраняли способность принимать свое первоначальное положение. Такие качества можно получить только в том случае, когда сталь отвечает следующим требованиям:

- на поверхности не должно быть обезуглероженных участков, трещин, плен, волосовин и других пороков;
- после термической, обработки сталь должна иметь предел текучести 11 – 12,5 МПа (110 -125 кгс/мм^2), предел прочности 12 – 14 МПа (120 -140 кгс/мм^2), удлинение 8 - 6%, сжатие 40 -30%;
- излом термически обработанной стали должен быть волокнистым;
- при термической обработке сталь должна обладать стойкостью к образованию трещин.

Несмотря на самую тщательную обработку и подбор стали, поломки рессор из-за недостаточной усталостной прочности достаточно часты. Объясняется это тем, что поверхностные слои рессорных листов

после прокатки и термической обработки имеют значительно более низкий предел выносливости, не превышающий половины предела выносливости средних слоев. Ликвидировать эту разницу можно поверхностным упрочнением (наклеп дробью, пластическая осадка, обкатка роликами и т. п.).

Автомобили ранних конструкций имели рессоры из углеродистой стали, содержавшей около 1 % С. Однако в связи со значительно возросшими требованиями к прочности и долговечности автомобильных рессор, а также в связи с достигнутыми успехами в термической обработке в настоящее время для снижения массы автомобильных рессор применяют, как правило, легированные стали. Углеродистые стали используют для рессор только в тех случаях, когда решающее значение имеет не излишняя масса, а стоимость.

Рессорно-пружинные изделия изготовляются из углеродистой и легированной стали (типа 65, 70, 65Г, 50С2, 60С2, 50ХГФА, 60С2ХФА), обладающей высокими значениями предела упругости, а также модуля упругости и выносливости, достаточной вязкостью и пластичностью; минимальным или полностью отсутствующим обезуглероженным слоем, высокой прокаливаемостью. Для изготовления рессор автомобилей используют главным образом легированные стали 60С2А, 55С2, 50ХГ и 50ХГА (ГОСТ 14959–79). Твердость, по которой принимают от завода-изготовителя рессорную термически обработанную сталь, не должна превышать *HB* 285 для стали 55С2 и *HB* 302 для сталей 60С2А, 50XF и 50ХГА.

Сталь 50ХГ отличается высокой устойчивостью переохлажденного аустенита, что способствует удовлетворительной прокаливаемости при охлаждении в масле рессорных полос толщиной 12–14 мм, используемых для рессор грузовых автомобилей большой грузоподъемности. Малая склонность к обезуглероживанию позволяет нагревать листы из стали 50ХГ с длительными выдержками, обеспечивающими высокую степень гомогенизации аустенита.

Сталь 50ХГА является модификацией основной марки с суженными пределами по марганцу и хрому, что позволяет несколько повысить предел текучести при сохранении предела прочности на том же уровне. Сталь 60С2 отличается малой склонностью к перегреву при закалке и малой чувствительностью к отпуску, что позволяет использовать ускоренные методы нагрева листов при термической обработке. Однако низкая прокаливаемость и большая чувствительность к обезуглероживанию не позволяют использовать эту сталь для изготовления рессор с большой толщиной листов.

Глубина обезуглероженного слоя для рессорной стали всех марок кроме легированных кремнием не должна превышать 2 % для полос толщиной до 8 мм включительно и 1,5 % для полос толщиной более 8 мм. Для рессорной стали, легированной кремнием, глубина обезуглероженного слоя не должна превышать 2,5 % для полос толщиной до 8 мм включительно и 2,0 % для полос толщиной более 8 мм.

Рессорные стали, подвергнутые термической обработке и отпуску по нормам, имеют весьма высокие показатели статической прочности. Прочность же рессорных листов, не подвергнутых поверхностному упрочнению или шлифованию, при действии на них переменных напряжений значительно ниже.

В настоящее время в производстве листовых рессор широко используют дробеструйный наклеп их листов в свободном и напряженном состояниях. Основной эффект поверхностного упрочнения получается в результате остаточных напряжений сжатия обрабатываемой поверхности и повышения пластической деформации тонкого поверхностного слоя. Эта деформация локализует развитие микро- и макроконцентратор, имеющих место в поверхностных слоях проката.

Исследования показывают, что напряжение сжатия, равное 900 МПа (9000 кгс/см^2) на поверхности листа, наклепанного в напряженном состоянии, является оптимальным. При этих условиях усталостная прочность рессор (например, автомобиля ЗИЛ-130) в лабораторных условиях увеличивается в 1,6-2 раза.

Зависимость распределения остаточных напряжений сжатия в поверхностном слое рессорного листа от способа его обработки приведена на рис. 80.

Все три метода обработки (пластическая осадка, дробеструйный наклеп и дробеструйный наклеп под напряжением) создают на поверхности листа различные остаточные напряжения сжатия, а следовательно, по-разному влияют на предел выносливости листа. Наивысшие остаточные напряжения и на наибольшей глубине от поверхности листа создает наклеп под напряжением. Однако на конечный результат может влиять и последовательность операций.

Опыт показывает, что наилучшие результаты для рессорных листов в отношении прочности и вязкости получаются в том случае, когда после термической обработки и отпуска твердость стали *HB* 363–444. Модуль упругости $E = (2{,}0–2{,}2)10^6$ кгс/см^2. Обычно в расчетах принимают $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ кгс/см^2.

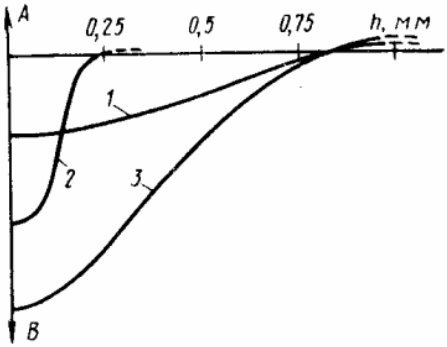


Рис. 80. Зависимость распределения остаточных напряжений сжатия в поверхностном слое рессорного листа от способа его обработки: 1– пластическая осадка; 2 – дробеструйный наклеп; 3– дробеструйный наклеп под напряжением; h – расстояние от поверхности; А и В – остаточные напряжения, соответственно растяжения и сжатия

Максимальные напряжения, допускаемые при расчете рессор, обычно в несколько раз больше допускаемых напряжений для деталей другого назначения. Существует мнение, что материалы, когда их применяют для рессор, можно нагружать до предела текучести и даже выше. Считают также, что материал рессор должен быть улучшен приданием ему максимальной прочности. Такая точка зрения возникла в результате того, что конструктор всегда стремится уменьшить размеры рессоры, а следовательно, максимально снизить ее массу. Необходимые габаритные размеры рессоры обратно пропорциональны второй степени максимальных напряжений, поэтому рекомендуется данное напряжение выбирать настолько большим, насколько это возможно из условий удовлетворительной работы рессоры.

Наблюдая за деформацией рессоры, можно довольно точно определить действительное максимальное рабочее напряжение в ее листах, в то время как для других деталей эту величину определить трудно. В действительности удовлетворительная работа рессоры зависит не только от максимальных напряжений. Рессоры ломаются не только от недостатка статической прочности, но и от усталости, которую определяют средними (статическими) напряжениями и амплитудой динамических напряжений.

Для изготовления кузовов автомобилей применяются стальные листы и ленты высших групп отделки поверхности, листы с повышен-

ными требованиями по плоскостности, прутки горячекатаные обточенные, прутки горячекатаные, обработанные дробью, шлифованные прутки с повышенными требованиями по кривизне, термообработанные листы, ленты, прутки и проволока, ленты с обрезными кромками без заусенцев, прутки со снятой фаской, горячекатаные стали с травленной поверхностью, сталь с нормированными неметаллическими включениями (лист, лента, сорт), сталь с нормированным обезуглероженным слоем, сталь, подвергаемая магнитной дефектоскопии, сталь с нормированной микроструктурой, фасонные горячекатаные и холоднокатаные профили, листы, ленты, проволока и трубы с покрытиями (лужение, цинкование, меднение, свинцевание, пластифицирование).

Кузовные детали изготовляют штамповкой из холоднокатаной стали (08кп, 08Ю, 08Фкп, 10кп, 15кп, 20кп, 08, 10, 15, 20) с высокими пластическими свойствами при деформации в холодном состоянии, достаточными механическими свойствами ($\sigma_т / \sigma_в$ не менее 0,50, твердость не более *HRB* 50, глубина выдавливания по Эриксену не менее 24 %) и оптимальными геометрическими размерами и допусками, высокой «планшетностью», определенным уровнем шероховатости поверхности (R_z = 0,8…1,6 мкм) для лицевых деталей легковых автомобилей, хорошей свариваемостью и обрабатываемостью.

Малонагруженные детали изготовляются гибкой и штамповкой из деформируемой стали Ст 2, Ст 3.

Для изготовления штампованных деталей (рам, кузовов, колес, сцеплений и т.п.) широко используются **низколегированные стали**, которые прочнее углеродистых. По данным американских фирм, уменьшение массы детали при применении листовой и полосовой низколегированной стали составляет 25 %. По данным НАМИ применение низколегированных сталей позволяет снизить массу рамы на 15 – 20 %. Использование низколегированной стали 14ГС для деталей рамы и кузова автомобиля МАЗ-5335 снизило массу автомобиля на 100 кг.

Коррозиоустойчивая сталь типа «Кортен», применяемая в США для кузовов легковых автомобилей, имеет предел текучести 32 – 35 кг/мм^2. Применение этой стали дало возможность уменьшить толщину нижних коробчатых сечений кузова с 1,22 до 0,69 мм, вследствие чего вес кузова снизился примерно на 20 %, а стоимость на 10 %.

Большое значение при снижении веса и повышении прочности конструкции имеет однородность механических свойств материала изделия. При высокой однородности можно уменьшить запасы прочности, обусловленные изменением показателей механических свойств металла. Для

повышения однородности механических свойств металла суживают пределы содержания углерода (сталь типа «селект») и вводят контроль прокаливаемости детали.

Термообработка сталей

В автостроении широкое распространение получили стали, подвергаемые химико-термической обработке:

- хромоникелевая (12ХН3А, 20ХН3А, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А) с содержанием 0,6-1,6% Cr и 2,7-3,6% Ni;
- хромомарганцевотитановая, содержащая 1,0 -1,3% Cr; 0,8- 1,1% Мп; 0,03 - 0,09% Ti (18ХГТ, 30ХГТ);
- хромомарганцевоникельтитановая (15ХГН2ТА, 20ХГНТР, 15Х2ГН2ТРА), содержащая 0,7 - 1,0 % Cr; 0,7 - 1,0 % Mn; 1,4 - 1,8 % Ni; 0,03 - 0,09 % Ti;
- хромомарганцовистая с бором (20ХГР, а также 15ХГНР, 14ХГ2НР);
- хромомарганцовистая с молибденом (25ХГМ);
- хромоникельмолибденовая (20ХН2М, 22ХНМ), содержащая 0,4 - 0.6 % Cr; 0,4 - 0,7 Mn и 1,6 - 2,0 % Ni; 0,2 - 0,3 % Mo.

Стали этой группы обладают оптимальной прочностью и суммарной прокаливаемостью упрочненного слоя и сердцевины (оптимальная микроструктура и твердость упрочняемого слоя), выносливостью при знакопеременных контактных и изгибающих нагрузках, хорошими противоизносными характеристиками рабочей поверхности и способностью воспринимать упрочняющую цементацию (глубина 1,0 - 1,5 мм).

Тонкостенные детали и зубчатые колеса среднего модуля изготовляют из стали 45РП и 58 деформированием и механической обработкой с применением обработки т.в.ч., в результате которой достигается (несмотря на сквозной прогрев) слой высокой твердости *(HRC* 58) на глубине 1—2 мм, причем твердость сердцевины составляет *HRC* 30—45. За один прием осуществляется поверхностная закалка колеса и упрочнение сердцевины зуба.

Особенностью стали 58 является высокое значение критической скорости закалки, измеряемой числом градусов в секунду (°С/с). Например, если для стали 45 $v_{кр}$ = 100 - 200° С/с, то для стали 58 $v_{кр}$ = 700 - 1500° С/с.

Поверхностно-упрочняемая сталь пониженной прокаливаемости предназначается для замены легированной цементуемой стали. Сталь 58 в основном предназначена для изготовления зубчатых колес модуля 5—8 мм. Однако работы, проведенные на ЗИЛе и ГАЗе, показали, что

эту сталь можно с успехом применять для изготовления зубчатых колес и других автомобильных деталей широкой номенклатуры. В частности, показано, что уровень усталостной прочности зубчатых колес из поверхностно-закаленной стали марки 58 примерно равен уровню усталостной прочности зубчатых колес из цементуемой стали 20Х2Н4А (3,5 % Ni). По стойкости против контактного разрушения цементуемая сталь и поверхностно-закаленная сталь также близки между собой. Условный предел прочности при изгибе (т. е. характеристика статической прочности) для поверхностно-закаленной стали пониженной (регламентированной) прокаливаемости на 20-30 % выше, чем у цементуемой стали, в том числе и хромоникелевой.

При правильном назначении режимов индукционного нагрева и низкотемпературного отпуска поверхностно-упрочняемая сталь пониженной прокаливаемости способна заменить легированную цементуемую сталь в том числе с содержанием никеля до 3,5 %.

Эта сталь обладает стабильной низкой прокаливаемостью, которая мало изменяется в рабочем интервале температур закалки (критический диаметр 6-15 мм); высокой статической, динамической и контактной (в зависимости от условий работы детали) прочностью в закаленном состоянии; мелким и устойчивым зерном аустенита, мало изменяющимся при повышении температуры закалки от 800 до 900° С; отсутствием склонности к образованию закалочных трещин; хорошей ковкостью и обрабатываемостью резанием.

Внедрение стали 58 на ЗИЛе взамен стали 30ХГТ для ведомого цилиндрического зубчатого колеса позволило сэкономить 60 т марганца и 70 т хрома в год. Перевод изготовления ведомого конического зубчатого колеса заднего моста со стали 12Х2Н4А на сталь 58 позволяет экономить 100 т никеля и 40 т хрома в год.

Сильно нагруженные детали **с** высокой прочностью поверхностных слоев и **вязкой сердцевиной** (типа валов, шатунов, осей, зубчатых колес) изготовливаются из улучшаемой углеродистой и легированной стали (типа 25, 35, 40, 45, 35Г2, 40Г2, 30Х, 38ХА, 40Х, 45Х, 30ХГСА, 30ХМ, 45ХН, 38ХГН, 25Х2Н4ВА, 40Р) деформированием и механической обработкой.

Сталь этих групп обладает высокой усталостной прочностью; высоким сопротивлением сжатию, изгибу, срезу; вязкостью при циклическом и динамическом нагружении; высокой износостойкостью.

Коленчатые валы большинства отечественных двигателей изготовляют из углеродистой стали 45 «селект», а также из конструкционной

легированной стали 40Х, 40ХНМА, 45ХН, 40Г2, 50Г, 50ХФА, 38ХГН, 35ХГС, 35ХМ, 35ХНМ и др., подвергают предварительному улучшению – закалке и высокому отпуску или нормализации с последующим поверхностным упрочнением шеек (химико-термическая обработка, закалка т.в.ч.). Тяжело нагруженные валы изготовляются из стали 12ХН3А.

Поковки из углеродистой стали должны быть нормализованы, а из легированной закалены и отпущены. Твердость после отпуска – *НВ* 163 - 269, разность показаний не должна превышать 50 единиц о шкале *НВ*.

Цементация. В тех случаях, когда размеры зубчатых передач определяются прочностью элементов зацепления, предусматривают высокую поверхностную твердость зубьев, наиболее часто применяется цементация, заключающаяся в науглероживании поверхностного слоя металла при взаимодействии со средой, содержащей углерод, при температуре 900—1000°С. Наиболее распространены два вида цементации: газовая и в твердом карбюризаторе. Поверхностный слой, насыщенный в процессе цементации углеродом в количестве 0,8—0,9 %, после закалки приобретает твердость инструментальной высокоуглеродистой стали, а сердцевина сохраняет среднюю твердость и высокую вязкость. В результате достигается наибольшая сопротивляемость зубьев как поверхностному выкрашиванию, износу и заеданию, так и поломке.

Для цементации используются малоуглеродистые легированные стали. Толщина цементованного слоя должна быть достаточно большой, чтобы предотвратить подслойные разрушения металла. Вместе с тем, излишне толстый цементованный слой, не давая выигрыша в прочности зубьев, увеличивает продолжительность процесса цементации и вызывает повышенное коробление деталей. Толщина цементованного слоя принимается примерно равной 0,25 модуля *(m)* при *m* менее 4 мм и $0{,}5\sqrt{m}$ при *m* более 4 мм без учета припуска на шлифование зубьев.

Необходимость шлифования зубьев после цементации и закалки обусловлена их короблением, т. е. изменением формы в процессе термохимической и термической обработки. Шлифованием достигается высокая точность зубьев, но этот процесс сопряжен с возможностью образования поверхностных дефектов: шлифовочных прижогов и трещин. Современные методы контроля позволяют обнаруживать дефекты, имеющие значительные размеры и резко снижающие прочность зубьев. Но микроскопические дефекты остаются, и приходится либо мириться с их существованием и связанным с этим некоторым снижени-

ем нагрузочной способности, либо в особо ответственных передачах устранять мельчайшие дефекты дополнительной поверхностной обработкой (электрополированием, холодной калибровкой и др.).

Размеры шлифуемых поверхностей зубьев ограничивают рабочими участками профилей. Переходные кривые (выкружки) не шлифуются, и припуск на них не оставляется, поэтому зубья, нарезанные под цементацию, имеют в основании поднутрение, образованное специально спроектированным инструментом. Выход шлифовального круга в поднутрение исключает образование ступеньки на границе шлифованного профиля и нешлифованной выкружки. Прочность зубьев при изгибе с нешлифованной выкружкой выше примерно в 1,3 – 1,5 раза.

Коробление деталей в процессе цементации и закалки является причиной технологических затруднений, резко возрастающих с увеличением размеров деталей. Поэтому для крупных зубчатых колес предпочтительны методы поверхностного упрочнения, дающие минимальное искажение исходной геометрии зубьев. К таким методам относятся поверхностная закалка и азотирование зубьев.

Поверхностная закалка по контуру впадины с использованием нагрева т. в. ч. применяется пока для модулей не менее 4 – 5 мм. Толщина закаленного слоя при данном методе поверхностного упрочнения зависит от частоты тока, времени нагрева, формы индуктора и зазоров между индуктором и закаливаемой впадиной. Это позволяет при отработке технологического процесса на образцах добиваться рационального изменения толщины закаленного слоя по контуру впадины. Толщина закаленного слоя назначается в пределах 0,25 - 0,4 модуля зубьев шестерни.

Закалка только боковых поверхностей зубьев без охвата выкружки, как правило, недопустима, поскольку прочность зубьев при изгибе снижается в несколько раз из-за резкой концентрации напряжений в конечных точках закаленного слоя. Для поверхностной закалки наиболее удобны стали 40Х, 40ХН, 45ХН и 35ХМ. При больших сечениях для получения твердости сердцевины *HB* і 260 могут быть использованы стали 34ХН1М, 40ХН2МА, 38ХН3МА и т. п.

Азотирование – поверхностное насыщение стали азотом при нагреве до 480–700° в атмосфере аммиака с целью придания металлу высокой твердости, износоустойчивости и выносливости. Температура нагрева зависит от марки стали и требуемого качества слоя. Образуются соединения железа и легирующих элементов с азотом (нитриды). Азотированию подвергаются стали, легированные хромом, никелем, молибденом, алюминием. Нитриды алюминия имеют наибольшую твердость (до *HRC* 70).

Однако опыт применения азотированных шестерен в общем машиностроении выявил и недостатки, присущие особенно сталям, легированным алюминием: почти полное отсутствие прирабатываемости из-за высокой износостойкости азотированного слоя, слабая связь азотированного слоя с сердцевиной, обусловленная высокими напряжениями растяжения в граничной зоне и приводящая к отслаиванию поверхностного слоя, большая чувствительность к перегрузкам, ударным и динамическим нагрузкам. В меньшей степени эти недостатки свойственны сталям, не содержащим алюминия. При азотировании требуется более высокая точность изготовления и сборки передач, чем при других видах поверхностного упрочнения зубьев.

Для упрочнения зубчатых колес применяются два вида азотирования – изотермическое и двухступенчатое. Изотермическое азотирование производится при температуре 480 –560° путем длительного нагрева зубчатых колес в муфельных или шахтных печах. После выдержки при этой температуре в течение 18 – 20 час. азотируемые детали охлаждаются со скоростью 100 – 150° в час.

Насыщение поверхности азотом приводит к изменению структуры поверхностного слоя с увеличением его объема и к созданию благодаря этому остаточных напряжений сжатия. В результате образования нитридов железа и других входящих в состав стали элементов поверхностный слой приобретает высокую твердость (950–1200 кгс/мм^2). Влияние режимов (температуры и длительности) азотирования на твердость и глубину азотированного слоя иллюстрируется графиками.

Максимальное содержание азота на поверхности – до 2,5 %, глубже – доли процента. Практически глубина азотирования зубчатых колес ограничивается 0,4–0,5 мм. Твердость азотированного слоя сохраняется при повторных нагревах до 600–650°, что обеспечивает повышенную износостойкость при высоких температурах. Наибольший упрочняющий эффект азотирование дает на хромомолибденоалюминиевых сталях.

Перед азотированием зубчатые колеса проходят предварительную термическую обработку (закалку с высоким отпуском), чистовую механическую обработку. Участки, не подлежащие азотированию, изолируются. Азотирование зубчатых колес обеспечивает высокую твердость и износоустойчивость рабочих поверхностей зубьев. Так, например, азотирование и предварительная обкатка под нагрузкой повышают усталостную прочность на изгиб на 20—25%. Наибольшее значение предела выносливости достигается при сравнительно небольшой глубине азотированного слоя.

Ступенчатый режим процесса азотирования сокращает продолжительность азотирования в два раза, но вызывает некоторое снижение твердости слоя (с 1000 – 1200 до 900 кгс/мм^2). Такое снижение поверхностной твердости (с более плавным уменьшением твердости по сечению слоя) не сказывается отрицательно на усталостной прочности азотированных деталей. Азот, диффундируя в поверхность стальных деталей, образует с железом и легирующими элементами (алюминием, хромом, молибденом) химические соединения – нитриды.

Азотирование создает высокую поверхностную твердость зубьев и без закалки, а следовательно, с минимальными деформациями. После азотирования конфигурация детали может сохраняться неизменной, а наружные размеры увеличиваются на 10—20 мкм. Отсутствие коробления достигается при следующих условиях: заготовка детали должна быть подвергнута термическому улучшению (закалке с высоким отпуском), причем температура отпуска должна быть не ниже температуры азотирования; после механической обработки, связанной со значительным съемом стружки, следует давать промежуточный отпуск для снятия внутренних напряжений. В процессе азотирования механические свойства сердцевины не изменяются и остаются такими, какими они были после термического улучшения. Поэтому для азотирования применяются среднеуглеродистые легированные стали типа 40Х, 40ХН, 40ХН2МА, 38ХН3МА и др. Желательно обеспечивать твердость сердцевины не ниже *НВ* 260. Поверхностная твердость после азотирования у низколегированных сталей (40Х, 40ХН, 30ХГТ) *HV* 600—750, у высоколегированных *HV* 750—900. Глубина азотированного слоя составляет обычно 0,1 модуля шестерни, но не более 0,7 мм.

Большое распространение получили зубчатые передачи, в которых поверхностному упрочнению до высокой твердости подвергаются только зубья шестерни, а колесо изготовляется из термически улучшенной стали и имеет среднюю твердость (*НВ* 260-300). Передачи с высоким перепадом твердости сохраняют за счет колеса удовлетворительную прирабатываемость, поэтому их можно изготавливать с более низкой точностью, чем высокотвердые пары, а также применять в тех механизмах, где вследствие недостаточной жесткости деталей и других конструктивных особенностей высокая точность зацепления не может быть обеспечена.

Шестерни в передачах с высоким перепадом твердости подвергают цементации, азотированию или закалке т.в.ч. Цементованные и азотированные зубья, имеющие очень высокую поверхностную твердость,

должны быть гладкими, иначе они будут изнашивать колесо. Поэтому цементованные зубья шлифуют после цементации и закалки, а азотируемые зубья перед азотированием либо шлифуют, либо притирают в паре с колесом, чтобы сгладить микронеровности и одновременно улучшить пятно контакта в передаче. При закалке т. в. ч. поверхностная твердость зубьев шестерни несколько меньше, поэтому можно не производить их шлифования или притирки: они полируются о зубья колеса при работе под нагрузкой.

Для достижения высокой твердости требуется более дорогая сталь, с большим содержанием легирующих элементов. Но увеличение твердости позволяет значительно поднять нагрузочную способность и долговечность передачи.

Если размеры зубчатой передачи определяются не прочностью, а конструктивно, то из улучшенных сталей средней твердости выполняют не только колеса, но и шестерни. Такие передачи по сравнению с передачами с высоким перепадом твердости имеют значительно меньшую нагрузочную способность, которую ограничивает долговечность зубьев шестерни. Материалы и термообработку шестерни и колеса подбирают таким образом, чтобы нижний предел твердости шестерни был не менее верхнего предела твердости колеса.

Цианирование (нитроцементация) зубчатых колес небольших размеров применяется в целях повышения их усталостной прочности и износоустойчивсти. В процессе цианирования поверхностный слой деталей насыщается углеродом и азотом и вследствие структурных превращений приобретает высокую твердость и остаточные напряжения сжатия.

Упрочненный слой при нитроцементации сравнительно тонкий, как и при азотировании, но очень прочный и твердый (*HRC* 60 - 63). Сердцевина такая же прочная, как и при цементации, поскольку деталь подвергается закалке и низкому отпуску. Данный вид поверхностного упрочнения обусловливает заметное коробление деталей, однако ввиду малой толщины упрочненного слоя финишное шлифование зубьев обычно не производится. Поэтому до нитроцементации шестерни обрабатывают с высокой точностью и принимают различные меры для уменьшения коробления (например, нитроцементация и закалка в штампах). Для нитроцементации используют стали, пригодные и для цементации: 18ХГТ, 30ХГТ, 25ХГМ.

После закалки структура цианированного слоя состоит в основном из мартенсита. Аналогично процессу цементации, качество поверхнос-

тного слоя при цианировании определяется концентрацией углерода и азота и глубиной слоя. Цианирование повышает выносливость деталей и резко уменьшает их чувствительность к концентраторам напряжений. Цианированный слой по сравнению с цементованным обладает более высокой износоустойчивостью.

В производстве зубчатых колес применяется два вида цианирования - жидкое и газовое. По режиму работы эти виды цианирования делятся на среднетемпературное и высокотемпературное цианирование.

Жидкое цианирование. Для цианирования в жидкой среде применяются ванны, содержащие в расплавленном состоянии цианистые соли.

При среднетемпературном жидком цианировании, проводимом при температуре 820–850°, применяются ванны следующего состава: 50 % NaCN+50 % NaCl (через каждые 6 час. освежают NaCN и NaCl); 9 % цианплава ГИПХ+36 % NaCl + 55 % $CaC1_2$ (ванну освежают через каждые 3–4 час. добавкой цианплава и нейтральных солей).

В результате среднетемпературного жидкого цианирования за 0,5–1,5 час. достигается глубина цианированного слоя в 0,15–0,45 мм при содержании 0,5–0,7 % углерода и 0,8–1,2 % азота. С повышением температуры ванны, наряду с ускорением процесса, увеличивается относительная степень насыщения слоя углеродом. В последние годы все большее распространение получает высокотемпературное жидкое цианирование, отличающееся большей скоростью процесса и возможностью получения значительной глубины слоя.

Высокотемпературное жидкое цианирование производится при температуре 900–980° в ваннах следующего состава: 80—84 % $BAC1_a$+ 10 % NaCl (не более) + 6–10 % NaCN. Освежение ванны производится NaCl и $BaC1_2$ с отношением 1 : 4. Зеркало ванны покрывают тонким слоем беззольного чешуйчатого или серебристого графита. Высокотемпературное жидкое цианирование дает возможность получить слой глубиной 0,6–1,8 мм с содержанием 0,8–1,1 % углерода и 0,2–0,3 % азота. Для высокотемпературного цианирования чаще всего применяются электродные ванны с шамотовой футеровкой, стойкость которой доходит до 5–8 месяцев.

Скорость цианирования при температуре 940–950° в ванне при загрузке в нее 750 кг солей и 100–150 кг деталей характеризуется следующими данными. При глубине слоя 0,5-0,6 мм время цианирования 1 ч, при глубине 0,8 – 0,9 мм - 2 ч, при глубине 1 – 1,1 мм - 3 ч, при глубине 1,2 –1,3 мм - 4 ч, при глубине 1,4 –1,5 мм - 5 ч.

Газовое цианирование. Процесс насыщения поверхностного слоя углеродом и азотом при газовом цианировании аналогичен процессу насыщения при жидком цианировании, но имеет ряд преимуществ — не требует применения дорогостоящих цианистых солей и облегчает автоматизацию процесса. Стоимость газового цианирования в два раза ниже стоимости жидкого цианирования.

Среднетемпературное газовое цианирование проводится при 820–850°. В качестве насыщающей среды применяется цементующий газ в смеси с 20–30% NH_3. Для газового цианирования применяются те же печи, что и для газовой цементации: шахтные муфельные цементационные электропечи, безмуфельные шахтные электропечи. При среднетемпературном газовом цианировании за 4–12 час. может быть получена глубина слоя в 0,45–1,2 мм. В слое содержится углерода 0,5–0,7 %, азота 0,8–1,2 %.

Высокотемпературное газовое цианирование при 900–980° обеспечивает увеличение глубины слоя до 1,8 мм. Высокотемпературное газовое цианирование так же, как и высокотемпературное жидкое цианирование, приводит к большей концентрации углерода и к меньшему содержанию азота в насыщенном слое. Содержание углерода в слое повышается до 0,8–1,1 %, содержание азота соответственно снижается до 0,2–0,3 %.

Цианированию подвергаются зубчатые колеса из среднеуглеродистых сталей марок 20Х, 35Х, 30ХГТ, 40Х и т. д. При среднетемпературном цианировании зубчатые колеса подвергаются закалке непосредственно с температуры цианирования и низкому отпуску в масляной ванне при температуре 180–200°. После высокотемпературного цианирования зубчатые колеса охлаждаются на воздухе, а затем их нагревают до требуемой температуры, производят закалку и низкий отпуск. Глубина цианированного слоя назначается с учетом величины нагрузки и сечения зуба и обычно изменяется в пределах 0,15–0,5 мм.

Благодаря высокой твердости цианированного слоя и наличию в нем остаточных напряжений сжатия, зубчатые колеса приобретают высокую износоустойчивость и повышенный предел выносливости при изгибе.

Нагрев т. в. ч. В производстве зубчатых колес получили применение два вида поверхностной закалки: закалка с нагревом т. в. ч. и газопламенная закалка. Наибольшее распространение получила закалка с нагревом т. в. ч. Газопламенная поверхностная закалка применяется в основном для упрочнения зубчатых колес больших модулей, изготовленных из среднеуглеродистых сталей. Т.в.ч. - экономичный и высо-

копроизводительный процесс, позволяющий во многих случаях для изготовления зубчатых колес использовать простую углеродистую сталь взамен легированной.

Для проведения операции поверхностной закалки т. в. ч. зубчатое колесо устанавливается внутри индуктора, по которому пропускается переменный ток большой силы. При этом в охватываемой индуктором поверхности индуцируется переменный ток, вызывая нагрев тонкого поверхностного слоя до температуры закалки и выше.

Глубина проникновения тока в металл зависит от частоты тока f, удельного сопротивления металла p, магнитной проницаемости. Чем больше частота тока, тем меньше глубина его проникновения и, следовательно, глубина закалки.

Изменение твердости зубьев модулей 4, 6 и 8 мм после газопламенной закалки показано на рис. 81. Цифрой 1обозначены кривые, показывающие изменение твердости по контуру зуба на расстоянии 1 – 1,5 мм от поверхности, цифрами 2 – в плоскости симметрии поперечного сечения зуба.

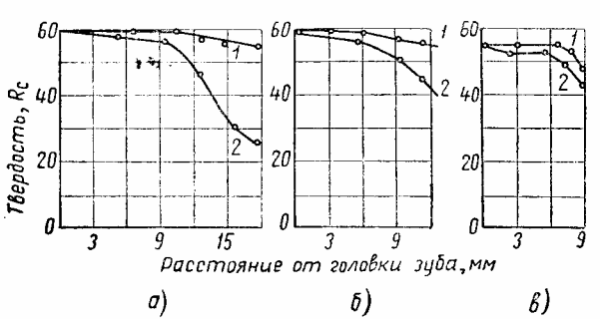


Рис. 81. Изменение твердости зуба шестерни:
а – модуль 8 мм; б - модуль 6 мм; в - модуль 4 мм

Дробеструйная обработка зубчатых колес. Применение в производстве зубчатых колес обработки их дробью объясняется большим упрочняющим эффектом наклепа работающих в условиях циклического изгиба зубчатых колес, изготовленных из высокопрочных термообработанных сталей.

С целью повышения выносливости при переменных нагрузках зубчатые колеса, которые прошли окончательную механическую, термическую или химико-термическую обработку, иногда упрочняют дробью. В отдельных случаях после дробеструйной обработки проводится чистовое шлифование со снятием слоя 0,02–0,05 мм, что не сказывается

отрицательно на эффекте упрочнения.

Наибольшее распространение дробеструйная обработка зубчатых колес получила в сочетании с такими видами химико-термического и термического поверхностного упрочнения, как цементация, цианирование и поверхностная закалка с нагревом т. в. ч. Такое сочетание отдельных видов упрочняющей обработки известно под названием комплексного упрочнения.

Применение дробеструйной обработки после цементации или цианирования значительно повышает эксплуатационные свойства зубчатых колес. В цементованном или цианированном поверхностном слое, в силу некоторой структурной неоднородности слоя, и особенно вследствие наличия остаточного аустенита, возможно возникновение внутренних растягивающих напряжений, снижающих сопротивляемость материала усталостным разрушениям.

Прочностные свойства низкоуглеродистой стали зависят не только от состава, но и от поверхностной обработки, которая повышает прочность детали. Нагартовка при штамповке, чеканке, протяжке и калибровке повышает сопротивляемость деформации и разрушению деталей. Это следует учитывать и использовать при конструировании из ленты или листа дисков и ободьев колес, труб карданного вала и задних мостов, валов рулевых механизмов, втулок поворотных цапф и т.п. Например, надежность соединения при запрессовке в корпус втулки и трубы с натягом может быть обеспечена только в том случае, если они изготовлены из калиброванной ленты.

Окончательная отделочная операция в виде упрочнения (наклепа) поверхности деталей дробью применяется в массовом производстве таких деталей, как рессоры, пружины, шестерни, поворотные кулаки и пр. После обработки шестерен дробью передаваемый ими крутящий момент может быть увеличен на 30%. Однако применение дробеструйной обработки не всегда эффективно. Так, долговечность рессор грузовых автомобилей, подвергнутых дробеструйной обработке, несколько повышается при испытаниях на стенде, но в эксплуатации аналогичных результатов получить не удается - сказывается отрицательное действие агрессивной среды, разрушающей поверхностный упрочненный слой рессор.

Напряжения сжатия, повышающие усталостную прочность деталей, возникают не только при механическом наклепе, но также и при термической обработке, в частности, закалке т.в.ч.

Поверхностное упрочнение всех видов должно широко применяться.

Нельзя допускать разупрочнения металла в процессе изготовления детали, например вследствие отжига или при сварке. Конструктор должен обеспечить сохранение наклепа там, где это необходимо, на всех стадиях производства с помощью соответствующих требований на чертежах и в технических условиях.

Чугун

Серый чугун широко применяется для изготовления автомобильных деталей. На грузовом автомобиле, например, масса деталей из серого чугуна составляет до 10% от его собственной массы

Получил распространение модифицированный чугун, который отличается большей прочностью по сравнению с серым чугуном (предел прочности серого чугуна 120- 320 МПа (1200-3200 кгс/см^2), модифицированного 380 МПа (3800 кгс/см^2)). Перспективным является чугун с шаровидным графитом, получаемый путем модифицирования, при перлитной структуре он имеет предел прочности 500-800 МПа (5000-8000 кгс/см^2), у того же чугуна с ферритной основой предел прочности равен 400-550 МПа (4000-5500 кгс/см^2). При этом ферритный чугун обладает лучшей обрабатываемостью.

Большие возможности для снижения массы деталей открывает применение высокопрочных модифицированных чугунов, чугунов с шаровидным графитом и перлитного ковкого чугуна.

Ковкий чугун применяется для весьма напряженных деталей; в том числе шатунов двигателя, изготовливаемых из перлитного ковкого чугуна. Применение высокопрочных чугунов позволило расширить номенклатуру деталей, получаемых литьем. Требования, предъявляемые к толщине стенок, обусловливаются не только прочностью, но также жесткостью и технологическими условиями. Это относится прежде всего к таким деталям, как блок цилиндров двигателя, корпус коробки передач, балка заднего моста и др. Достижения в литейной технологии позволяют отливать стенки толщиной 3,5 мм и повысить ее равномерность. Для получения равномерной прочности и твердости во всех сечениях фирма Крайслер добавляет в чугун 0,0005—0,0008% олова.

Общим требованием к конструкции литых деталей является следующее: уменьшение толщины стенок там, где это возможно, и повышение жесткости и прочности детали путем местного усиления напряженных мест, создания правильных переходов, исключающих перегрузки и местные деформации, а также путем целесообразного расположения ребер и их конфигурации.

Модифицированные чугуны являются хорошими антифрикционными материалами, противостоящими комбинированным нагрузкам, износу и усталостным разрушениям. Поэтому они широко применяются для изготовления коленчатых и распределительных валов. Опыт ЗИЛа показал, что наилучшим вариантом для легковых автомобилей является литой распределительный вал, закаленный т.в.ч. до твердости HRC 52, и толкатели с тарелкой, наплавленной отбеленным чугуном. Эта пара отличается высокой долговечностью и сопротивляемостью сложным нагрузкам (трение и контактные нагрузки). Чугун, из которого отлит распределительный вал, имеет следующий состав: 3,0—3,2 % C; 2,0—2,2 % Si; 0,6—0,8 % Mn; до 0,1 % S; до 0,2 % P; 1,1—1,25 Cr; 0,5—0,7 % Mo; 0,4—0,5 % Ni; 0,08—0,12 % Ti. Попытки применить стальной распределительный вал высокой твердости даже при смазке самого высокого качества не дали удовлетворительных результатов.

Чугун по сравнению со сталью имеет еще одно существенное преимущество. В деталях из модифицированного чугуна при одних и тех же деформациях напряжения ниже и распределяются они в опасных сечениях более равномерно, чем в стальных деталях. Эти преимущества в сочетании с высокими противоизносными свойствами привели к широкому распространению модифицированного чугуна для отливки коленчатых валов.

Материалы червячных и глобоидных передач. Основными причинами выхода из строя червячных передач с цилиндрическими червяками являются износ или заедание зубьев. Это обусловлено большими скоростями скольжения в червячном зацеплении. При отсутствии износа нагрузочная способность ограничивается выкрашиванием рабочих поверхностей зубьев червячных колес. Сравнительно редко, но встречаются поломки витков червяков или зубьев колес, а также поломки червяков по телу. Достаточная прочность зубьев при изгибе обеспечивается при числе зубьев колеса до 60—70. При большем числе зубьев колеса требуется проверка их на прочность при изгибе.

Допускаемые напряжения изгиба для оловянистых бронз: $[\sigma_F]$ = 40-50 МПа (400-500 кгс/см^2) при нереверсивной нагрузке и $[\sigma_F]$ = 25-35 МПа (250 - 350 кгс/см^2) при реверсивной нагрузке (большие значения - для кокильного и центробежного литья). Наибольшая кратковременная нагрузка для бронз не должна вызывать напряжения, превышающие 0,8 σ_T (100-120 МПа).

Для серых чугунов допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ = 0,1$s_{ВИ}$

при нереверсивной и $[\sigma_F] = 0{,}06\ \sigma_{ВИ}$ при реверсивной нагрузке. ($\sigma_{ВИ}$ - предел прочности чугуна при изгибе, например, для СЧ 18-36 $\sigma_{ВИ} = 360$ МПа). Наибольшая кратковременная нагрузка для чугунов не должна вызывать напряжения, превышающие $0{,}6\ \sigma_{ВИ}$.

Подшипниковые материалы

Для повышения износостойкости трущихся деталей и повышения долговечности опор скольжения подбирают такие сочетания материалов шипа и подшипника, при которых коэффициент трения достаточно мал. Рабочие поверхности шипа и подшипника изнашиваются в основном в условиях недостаточного смазывания. Такие пары называют антифрикционными. Но так как валы изготовляют, как правило, из конструкционной стали, название «антифрикционные материалы» относится к материалам вкладышей подшипников. Номенклатура таких материалов обширна. В нее входят черные и цветные металлы и сплавы, древеснослоистые пластики, синтетические и композиционные составы и др. Для опор приборов применяются искусственные и естественные минералы.

Серый чугун относится к группе самых дешевых антифрикционных материалов, но область его применения для подшипников скольжения ограничена. Он предназначается главным образом для опор тихоходных валов при скорости скольжения V до 1 м/с, среднем давлении $p \leq 1$ МПа и спокойной без ударов нагрузке. В передачах, включаемых периодически через продолжительные интервалы, при скорости скольжения $V < 0{,}3$ м/с допускается увеличение p до 3 МПа.

Отливки из **антифрикционного чугуна** марок АЧС, АЧВ и АЧК по ГОСТ 1585–85 предназначаются для узлов трения, работающих с непрерывным смазыванием, при условии тщательного монтажа, исключающего перекосы, увеличенных на 15 – 50% зазорах по сравнению с установленными для сопряжения стальных валов с бронзовыми вкладышами, приработки на холостом ходу с постепенным повышением нагрузки до рабочей. Твердость чугунного вкладыша должна быть ниже твердости рабочей поверхности вала

Предельные значения среднего давлении p и произведения среднего давления на скорость скольжения pV для подшипников из серого чугуна в табл. 12.

Таблица 12

Марка	Твердость *HB*	Условия работы	МПа	V м/с	МПа·м/с
АЧС-1	180–241	В паре с закаленным или нормализованным валом	9,0 0,05	0,2 2	1,8 0,1
АЧС-2	180–229		6,0 0,1	0,75 3	4,5 0,3
АЧС-3	160–190	В паре с сырым (в состоянии поставки) или термически обработанным валом	6,0 0,1	0,75 3	4,5 0,3
АЧС-4	180–229	В паре с закаленным или нормализованным валом	15	3	45
АЧС-5	180–290		20 30	1,0 0,4	20 12
АЧВ-1	210–260		12	1,0	12
АЧВ-2	167–197	В паре с сырым валом	0,5 12	5 1,0	2,5 12
АЧК-1	187–229	В паре с термически обработанным валом	12 0,5	1,0 5	12 2,5
АЧК-2	167–197	В паре с сырым валом	12 0,5	1,0 5	12 2,5

Приведенные в табл. 12 значения *pv* относятся к режиму пуска машины и не распространяются на опоры, эксплуатируемые в условиях жидкостной смазки. Предельные значения среднего давлении *p* и произведения среднего давления на скорость скольжения *pV* для подшипников из серого чугуна.

Особо высокими антифрикционными свойствами обладают оловянные литейные **бронзы** – оловянно-фосфорные и оловянно-цинко-свинцовые; их применяют в опорах машин, в условиях длительной эксплуатации, когда требуется высокая надежность и большая износостойкость. Для оловянно-фосфорных допускаемая удельная нагрузка $p \leq 15$ МПа, скорость скольжения $V \leq 10$ м/с и $pV \leq 15$ МПа · м/с. Для оловянно-цинковых бронз соответствующие показатели примерно на 30—50 %

Бронзы алюминиево-железные характеризуются высокой механической прочностью и износостойкостью. Применяются для опор, несущих повышенную нагрузку (порядка $p \leq 20$ I при умеренной скорости $V \leq 4$ м/с и $p\ V \leq 20$ МПа · м/с.

Свинцовые бронзы применяют для подшипников, испытывающих значительную ударную нагрузку, например для вкладышей двигателей внутреннего сгорания при $p \leq$ 25 МПа; $V \leq 12$ м/с; $pV \leq$ 40 МПа . м/с

Антифрикционные **белые сплавы (баббиты)** по механическим показателям уступают бронзовым, поэтому их применяют только для покрытия (заливки) рабочих поверхностей тонким слоем, порядка нескольких десятых долей миллиметра. Такой слой обеспечивает высокую износостойкость трущихся поверхностей, предохраняет от задиров и заедания в периоды пуска и останова машины; прочность же подшипников обеспечивается более высокими механическими свойствами основы – вкладышей из бронзы или чугуна.

Порошковые втулки из бронзографита или железографита с пористостью до 30%, пропитанные смазочными жидкими или твердыми материалами, могут применяться как в условиях недостаточной смазки, так и при жидкостном режиме. В зависимости от окружной скорости V в диапазоне от 0,5 до 3 м/с величину p принимают соответственно от 5 до 2,5 МПа.

Резина и пластмасса

Резина и пластмасса получили большое распространение для изготовления автомобильных деталей. Эти материалы по-разному реагируют на нагрузочные, скоростные и температурные режимы и воздействие среды, в условиях которой они работают. В связи с этим важно знать основные особенности указанных конструкционных материалов.

Натуральная и синтетическая резины не теплостойки. При температуре выше 120 -130° С механическая прочность резины резко снижается, что исключает возможность применения ее при более высоких температурах.

Обладающая большой поглощающей способностью резина незаменима для изготовления шин, в упругих муфтах, буферах, промежуточных опорах карданных валов, подвесках автомобиля и двигателя. Пористая латексная резина применяется для подушек сидений. Поролон значительно легче и дешевле, но со временем теряет свои качества и рассыпается.

Для изготовления накладок тормозов и сцепления применяют композиции, пропитанные искусственными смолами. Такие накладки теплостойки при 300° С. Добавки к композициям меди, цинка или свинца повышают теплоотдачу, вследствие этого теплостойкость накладок может быть повышена до 400° С и более.

Рассматривая эти композиции, необходимо, кроме теплостойкости, отметить еще одно важное свойство, от которого зависят эксплуатационные свойства автомобиля, – плавность торможения и разгона. Распространенный дефект – отсутствие плавности движения в процессе разгона (дерганье, скрип) зависят, в частности, от характеристик трения покоя и скольжения между накладкой и барабаном при различных температурах и средах. На рабочей поверхности дисков из асбестовой композиции не должна образовываться лакообразная пленка, так как она значительно ухудшает фрикционные свойства. Необходимо, чтобы продукты износа образовывались в виде коксующихся пылевидных частиц, которые легко удаляются с рабочей поверхности.

Для дисков фрикционов автоматических коробок передач нашла применение металлокерамика, которая допускает большие удельные нагрузки и имеет высокий хороший коэффициент трения при работе в масляной среде, где температура превышает 100^0 С.

На стальном диске фрикциона металлокерамика закрепляется методом спекания. Она может применяться также для изготовления поршневых колец, направляющих втулок клапанов и других деталей. Благодаря свойству удерживать смазку, металлокерамика обладает высокой износостойкостью.

Тормозные накладки из порошковой композиции работают при температуре 400-540° С и удельной нагрузке до 23 кгс/см^2 при коэффициенте трения 0,15-0,35.

Пластмасса широко применяется в кузовостроении для декоративных деталей, в том числе деталей, покрытых пленкой под хромированные. Для легковых автомобилей применяются также звукопоглощающие пластические и мягкие отделочные материалы.

Широко применяются пластмассы для подшипников скольжения как антифрикционный материал. Основным недостатком пластмассы при изготовлении из нее подшипников является плохая теплопроводность; для устранения этого недостатка подшипники делают комбинированными. Распространение получили, например, трехслойные подшипники, состоящие из стальной ленты, пористой бронзы, пропитанной смесью тефлона и свинцового порошка, и рабочей поверхности толщиной 0,025 мм, представляющей собой смесь двух последних компонентов. Максимальная частота вращения, допускаемая для подобных подшипников, достигает 8000 об/мин. Ткани из тефлона или хлопчатобумажного и стеклянного волокон допускают максимальную скорость до 15 м/мин. Подшипники из этих тканей применяются в сочленениях подвески и

шаровых шарнирах рулевого управления.

Некоторые пластмассы отличаются большой стойкостью по отношению к агрессивным средам (кислотам, щелочам).

При конструировании необходимо шире использовать пластмассы и точнее формулировать требования, которые следует предъявлять к химической промышленности, исходя из режимов работы деталей.

Легкие сплавы, сплавы на алюминиевой и магниевой основах получили большое распространение в мировом автомобильном производстве. Это объясняется в первую очередь возможностью существенно снизить вес конструкции. Алюминиевые сплавы широко применяются для изготовления блоков и картеров двигателей, коробок передач, а также в кузовах. Алюминиевые сплавы широко используются для весьма ответственных высоконагруженных деталей тонкостенных вкладышей двигателей, так как эти сплавы обладают высоким коэффициентом теплопроводности и хорошими антифрикционными свойствами.

10. СМАЗКА

Важнейшим конструктивным элементом зубчатых передач является смазка, свойства которой определяют нагрузочную способность и долговечность передач в такой же степени, как и свойства материалов зубчатых колес. Чаще всего передачи смазывают жидким маслом.

Основное назначение смазки – создание между зацепляющимися зубьями масляной пленки, предотвращающей непосредственный металлический контакт. Чем больше вязкость смазки, тем труднее она выдавливается из зоны контакта и, следовательно, тем толще масляная пленка и меньше повреждение поверхностей зубьев. Более вязкое смазочное масло лучше демпфирует удары в зацеплениях, а также гасит вибрации зубчатых колес, корпуса и других деталей, снижая тем самым общий уровень шума передачи. Поэтому обычно для передач с малой и средней скоростью применяют высоковязкие масла. С повышением скорости возрастают потери энергии на перемешивание масла, и чтобы передача не перегревалась, вязкость масла приходится снижать.

При выборе сорта масла для механизма обычно приходится учитывать ряд противоречивых требований. Например, для повышения износостойкости и сопротивления заеданию зубьев смазка должна быть более вязкой, а для лучшего разбрызгивания (с тем, чтобы смазать подшипники качения и более эффективно отвести теплоту от зубчатых колес к корпусу), для снижения потерь на перемешивание смазки, для

более свободного прохождения масла через трубопроводы и **фильтры** и т. д. – желательно иметь менее вязкую смазку. Эти требования удается удовлетворить при использовании присадок к маслам, улучшающих их антизадирные свойства, повышающих вязкость и маслянистость, предотвращающих вспенивание, понижающих температуру застывания и т. д.

Пластичные смазки. По своим свойствам пластичные (консистентные) смазки занимают промежуточное место между твердыми смазочными материалами и маслами. В самом простом случае смазка состоит из двух компонентов: жидкой основы (минеральные, растительные, синтетические и другие масла) и загустителя (твердые углеводороды, различные мыла, высокодисперсные силикагели и бентониты, другие продукты органического и неорганического происхождения). Однако современные смазки в своем составе содержат присадки, улучшающие антиокислительные, антикоррозионные, противозадирные, противоизносные, адгезионные и другие эксплуатационные характеристики. Нередко в состав смазок с целью улучшения их несущей способности вводят различные наполнители (графит, дисульфид молибдена, порошкообразные металлы или их окислы, слюду и др.).

Принципиальными отличиями смазок от масел также является наличие у них предела прочности и зависимость их вязкости не только от температуры, но и от скорости сдвига или деформации.

Преимуществами смазок перед маслами являются: способность удерживаться в негерметичных узлах трения, работоспособность в более широких температурном и скоростном диапазонах применения, лучшая смазывающая и несущая способность, более высокие защитные свойства от коррозии, работоспособность в контакте с водой и другими агрессивными средами, большая экономичность применения.

К недостаткам смазок следует отнести: плохую охлаждающую способность, более высокую склонность к окислению, сложность подачи к узлу трения.

Зная особенности и свойства смазок, определив условия работы и оценив конструкцию трущихся пар, можно правильно выбрать смазку для конкретного узла трения.

11. ОКРАСКА АВТОМОБИЛЯ И ДЕТАЛЕЙ

Качество лакокрасочных покрытий автомобиля определяется подготовкой поверхности под окраску, свойствами лакокрасочных материалов, способами окраски и сушкой лакокрасочных покрытий. Процесс

подготовки поверхности кузова под окраску включает двойное обезжиривание перед фосфатированием, причем первое обезжиривание осуществляют погружением кузова в ванну до оконных проемов с одновременной струйной обработкой верхней части.

Хорошее обезжиривание достигается, например, при использовании эмульсионного способа очистки следующим составом в процентах: 0,6 – 2,0 % ДС-РАС натриевый; 0,75 – 1,0 % эмульгатора ОП-10; 5 – 30 % трихлорэтилена; 0,5 % ингибитора; 0,5 % пирофосфата натрия; остальное - вода.

Покрытия обычно бывают многослойными: грунтовочный слой, шпатлевка и несколько красочных слоев.

Показатели технических характеристик лакокрасочных материалов и покрытий определяют и оценивают по следующим стандартам: ГОСТ 15140 - 78 – адгезию; ГОСТ 8420 - 74 – условную вязкость; ГОСТ 19007 - 73 – время высыхания; ГОСТ 17537-72 – содержание нелетучих; ГОСТ 8784 –75 – укрывистость; ГОСТ 6806 -73 – прочность при изгибе; ГОСТ 4765 -73 – прочность при ударе; ГОСТ 5233 - 89 – твердость; ГОСТ 896 - 69 – блеск покрытий; ГОСТ 6589 -74 – степень перетира.

Грунтовки выполняют важные защитные функции в комплексном лакокрасочном покрытии. Грунтовки изолирующего типа, содержащие инертные пигменты и наполнители (не образующие ннгибирующих соединений), обеспечивают защиту металла от коррозии за счет высокого сопротивления пленки проникающему действию ионов электролитов, образующихся при эксплуатации покрытий.

При использовании фосфатирующих грунтов происходит образование фосфатного слоя на поверхности металла, сопровождающееся его пассивированием.

Фосфатирующие грунтовки ВЛ-02, ВЛ-08, ВЛ-023. В их состав, кроме пленкообразующего (поливинилбутираля), антикоррозионных пигментов и растворителей, входит в качестве отдельного компонента кислотный разбавитель, представляющий собой смесь фосфорной кислоты, спирта и воды. Их изготовляют непосредственно перед применением путем смешивания основы и кислотного разбавителя в соотношениях. При смешивании происходят реакции, обеспечивающие фосфатирование металла и его дополнительное пассивирование.

Алкидные глифталевые и фенольная ФЛ-ОЗК грунтовки образуют покрытия с высокой антикоррозионной стойкостью при сравнительно коротком цикле сушки.

Особенно быстрое высыхание грунтовок ГФ-073 и ГФ-089 обеспе-

чивается составом алкидной смолы, модифицированной бензойной кислотой.

Грунтовка ЭФ-083 на основе эпоксиэфирной смолы обладает высокими защитными свойствами и выполняет, кроме того, дополнительную функцию – образование плотного покрытия, уменьшающего впитывание эмали и, таким образом, повышающего блеск и декоративность комплексного покрытия (т.е. функция аналогична той, которую выполняет эмаль ГФ-571).

Эмали и лаки. Синтетические покрывные эмали. Покрытия на их основе должны сохранять декоративные свойства – высокий блеск, сохранность цвета – в течение 3 – 5 лет. При этом не должно происходить существенного старения покрытия, т. е. изменения физико-механических свойств покрытий, приводящего к нарушению их целостности и снижению антикоррозионных свойств.

В состав эмалей МЛ-152, МЛ-197, МЛ-12 входят алкидные смолы, модифицированные синтетическими жирными кислотами и касторовым маслом, меламиноформальдегидные смолы с различной реакционной способностью (в зависимости от температуры сушки эмалей).

В состав эмали МЛ-1110 входят в качестве алкидной части высококачественные этрифталевые смолы, модифицированные насыщенными жирными кислотами, кокосовым и касторовым маслами. Наличие этих модификаторов обеспечивает хорошие физико-механические свойства покрытий, а также их высокую атмосферостойкость и стойкость к действию повышенных температур.

Добавление в указанные эмали алкидных смол, модифицированных касторовым маслом, обусловлено необходимостью пластифицировать алкидномеламиновую композицию и повысить адгезию покрытия. Вместе с этим повышается склонность покрытий к пожелтению, изменению цветового тона при их пересушке. Таких недостатков лишены безмасляные эмали МЛ-1121 и АК-1146. Первая делается на основе этрифталевой смолы, модифицированной альфаразветвленными кислотами, и меламиноформальдегидной смолы, а в состав второй входит акриловый сополимер в сочетании со специальной безмасляной алкидной смолой. Декоративные свойства эмалей обеспечиваются введением в них высококачественных органических и неорганических пигментов, составом растворителей и специальных добавок.

Как в производстве, так и в применении эмалей весьма важно учитывать влияние компонентов на свойства покрытий, особенно на их декоративный вид – розлив и блеск.

Оценку розлива можно произвести по средней высоте специально образованного рельефа, измеряемого с высокой точностью с помощью профилографа-профилометра.

Синтетические эмали специального назначения защищают от коррозии различные детали и узлы автомобилей.

Эмаль КЧ-190 содержит в своем составе алкидно-акриловую смолу, хлорированный каучук и пластификатор. Такой состав позволяет получить в сочетании с антикоррозионными пигментами прочное быстровысыхающее покрытие.

Бензостойкость эмалей ФЛ-787 и ФА-5104 обусловлена специальными фенольными смолами, входящими в их состав.

Высокая термостойкость эмали КО-828 достигается при использовании полиорганосилоксановой смолы и специальной пигментной композиции.

Водоразбавляемые эмали представляют собой суспензии пигментов в растворе алкидно-эпоксидного пленкообразующего и могут быть использованы для окраски деталей электроосаждением.

Эмаль УР-1154 алюминиевого цвета на основе алкидной смолы, модифицированной изоцианатом, предназначена для окраски дисков колес электроосаждением.

*Порошковые краски.*Возможность использования для антикоррозионной защиты однослойных покрытий порошковыми красками представляет большие технологические и экономические преимущества.

Декоративные и отделочные лаки, эмали, шпатлевки и мастики. Декоративные эмали для окраски по металлу содержат в своем составе алкидные, меламиноформальдегидные (МЛ-279, МЛ-158), эпоксиэфирные (ЭФ-1118) и модифицированные масляные (МС-278, МА-224) смолы.

12. ЗАЩИТА ОТ КОРРОЗИИ

Пульверизатором или кистью наносят один или два слоя покрытия. Сушка каждого слоя покрытия 24 ч при 18—20° С.

Рекомендуемый срок возобновления покрытия НГ-216 – 1 раз в год, а при эксплуатации машины на солевых дорогах и хранении на открытых площадках – 2 раза в год (весна, осень).

Защита от коррозии наружной поверхности двигателя. Перед нанесением покрытия НГ-216 необходимо протереть все наружные поверхности агрегатов ветошью, смоченной бензином, и просушить. Покрытие наносят в один слой кистью или пульверизатором. Покрытие не

взаимодействует с резиновыми и пластмассовыми деталями, при попадании на них не вызывает набухания. Длительность сушки перед эксплуатацией – 24 ч.

Защита от коррозии внутренних поверхностей кузова (внутренних полостей дверей, коробок, дверных порогов, оконных стоек), *лонжеронов и других профилей коробчатого сечения*. Применяют защитное масло НГ-208, а для длительной защиты и при эксплуатации автомобилей на открытых площадках - защитное покрытие НГ-216. Для нанесения защитных продуктов все внутренние поверхности дверных филенок, корпусов фар, порогов дверей и других профилей коробчатого сечения необходимо зачистить от ржавчины наждачной шкуркой и протереть ветошью, смоченной бензином, просушить. Покрытие наносят на поверхность кистью или тампоном. Тщательно промазывают нижние пазы и неплотности в дверях, в которые возможно попадание агрессивного электролита, особенно при эксплуатации автомобилей зимой на дорогах, посыпанных солью.

Защитное покрытие рекомендуется возобновлять 1 раз в год со снятием дверных панелей независимо от условий хранения автомобиля.

Защита хромированных деталей (рамы, ободья колес, бамперы и др.). Рекомендуется применять защитное пленочное покрытие «Масплин», образующее в отличие от НГ-216 светлую, полупрозрачную, воскообразную пленку. Перед нанесением покрытия детали необходимо обезжирить бензином и просушить. Покрытие наносить кистью в один слой; время сушки 24 ч при 18-20° С. Срок возобновления покрытия – 2 раза в год.

Покрытия НГ-216, «Масплин» и НГ-208 можно легко удалить ветошью, смоченной бензином.

Защита запасных деталей, механизмов из черных и цветных металлов и всех металлокерамических изделий в условиях хранения. Металлические запасные части можно защищать покрытием НГ-216 и маслом НГ-208, а металлокерамические изделия пропитывать маслом НГ-210, которое обеспечивает надежное хранение в упаковке в течение нескольких лет, а также удлиняет срок службы изделий. Запасные детали из черных и цветных металлов перед нанесением защитных продуктов НГ-216, НГ-208 подготовляют обычным способом и наносят методом окунания или кистью. На новые детали защитные средства наносят без предварительной подготовки.

Внутренняя консервация двигателя. В случае эксплуатации двигателя на рабоче-консервационном масле М-8ГИ (с присадкой фирмы

Любризол) консервацию двигателя на период хранения в гараже сроком до 1 года можно не производить. Во всех остальных случаях при хранении в гараже двигатели необходимо консервировать 1 раз в 2 года, а при безгаражном хранении внутреннюю поверхность двигателя консервировать 2 раза в год маслом НГ-207. Обычное масло сливают из картера, заливают консервационное масло НГ-207, после чего двигатель запускают на холостом ходу на 15—20 мин, и оставляют в картере на срок хранения. Перед эксплуатацией консервационное масло сливают и в картер заливают обычное масло без каких-либо операций расконсервации. Эксплуатация автомобиля на масле НГ-207 допускается до первой смены масла.

Для консервации в период хранения на складе, для предварительной сборки на автомобиле и для сборки на заводе **рабочих и главных цилиндров тормозов и сцеплений** применяют консервационную жидкость НГ-213. Ее рекомендуется применять также для внутренней консервации металлоизделий, хранимых на закрытых складах во всех климатических зонах. Применение ее позволяет совместить работы по сборке и консервации тормозных систем на заводах, дает возможность продлить срок службы тормозных и гидравлических систем, повышает надежность работы этих систем, в ряде случаев повышает готовность машин к эксплуатации. Жидкость особенно подходит для механизмов, содержащих детали из немаслостойкой резины.

Основные физико-химические характеристики консервационных масел:

Синтетические эмали специального назначения защищают от коррозии различные детали и узлы автомобилей.

Эмаль КЧ-190 содержит в своем составе алкидно-акриловую смолу, хлорированный каучук и пластификатор. Такой состав позволяет получить в сочетании с антикоррозионными пигментами прочное быстровысыхающее покрытие.

Бензостойкость эмалей ФЛ-787 и ФА-5104 обусловлена специальными фенольными смолами, входящими в их состав.

Высокая термостойкость эмали КО-828 достигается при использовании полиорганосилоксановой смолы и специальной пигментной композиции.

Приложение

КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

Легковые автомобили

Масса легковых автомобилей нормируется в зависимости от рабочего объема двигателя, который определяет тип автомобиля. При нормированной массе устанавливается определенная вместимость кузова.

Основным базовым параметром, определяющим положение легковых автомобилей в параметрическом ряду, является рабочий объем двигателя. По этому параметру легковые автомобили делятся на следующие классы: особо малый класс – до 1,2 л, малый – 1,2 –1,8 л, средний – 1,8–3,8 л, большой – свыше 3,5 л, высший – рабочий объем двигателя не регламентируется. Параметрический ряд легковых автомобилей и соответствующие ему индексы обозначений приведены в табл. 13.

Таблица 13

Рабочий объем двигателя, л	До 1,2	1,2 – 1,8	1,8-3,5	Более 3,5
Индекс обозначения	11	21	31	41

Пример: автомобиль ВАЗ-2110. Первые две цифры характеризуют рабочий объем двигателя этого автомобиля (1,2 – 1,8 литра), последние две – заводской номер модели.

В европейских, а также некоторых азиатских странах существует тенденция к созданию легковых автомобилей большего размера и более комфортабельных. Изготавливать очень дешевые автомобили типа «Ока» ВАЗ-1111, имеющие ограниченную вместимость и предельно простую отделку, в этих странах в основном прекратили и перешли к выпуску малолитражных автомобилей и автомобилей среднего класса, а также дорогих автомобилей, что можно объяснить повышением уровня благосостояния населения в этих странах. Поставлявшая на мировой рынок миллионы небольших легковых автомобилей Япония также увеличила размеры своих автомобилей, снабжая их такими сложными устройствами, как автоматическая коробка передач, кондиционер, ABS и пр.

В Европе и США в эксплуатации находятся легковые автомобили различных типов, в том числе восьмиместные с двигателями мощностью 350 кВт и рабочим объемом более 7 л. Но в каждой стране имеет-

ся группа автомобилей наибольшего распространения. В Европе основная масса легковых автомобилей имеет двигатели с рабочим объемом до 1,8 л, но и в пределах этого рабочего объема выпуск и сбыт автомобилей различных типов в разных государствах не одинаков.

Шасси легковых автомобилей делятся на две подгруппы: шасси дорожных автомобилей и шасси автомобилей высокой проходимости. В безрамных конструкциях автомобилей (легковые, автобусы) под термином «шасси» следует понимать всю совокупность агрегатов и систем, собранных на основании кузова. Шасси легковых автомобилей высокой проходимости отличаются колесной формулой. Путем установки различных кузовов создаются модификации: автомобили общего назначения, специализированные и специальные, когда на шасси размещается специальное оборудование.

Автобусы

Автобусы делятся:

по назначению - на городские, пригородные, междугородные, туристские, школьные, служебные (ведомственные), местные;

по форме кузова - на вагонные и капотные, одиночные и сочлененные, одноэтажные, полутора- и двухэтажные.

Масса автобусов зависит от их длины (или полезной площади) и назначения (городской, пригородный, междугородный). Характерной величиной является также масса, приходящаяся на 1 м длины автобуса

По габаритной длине автобусы делятся на микроавтобусы: длина до 5,5 м, малые – 5,5 - 7,5 м, средние – 8 - 9,5 м, большие – 10,5 - 12 м. Сочлененные автобусы имеют длину свыше 16,5 м. В системе обозначений автомобильного подвижного состава перечисленные автобусы имеют индексы, указанные в табл. 14.

Таблица 14

Габаритная длина, *м*	До 5,5	6-7,5	8-9,5	10,5-12	Более 16,5
Индекс обозначения	22	32	42	52	62

В классификацию автобусов входят две подгруппы шасси: дорожных и высокой проходимости; последние отличаются колесной формулой. Путем установки различных кузовов и оборудования создаются модификации автобусов: городские, пригородные, междугородные и др. Специальные автобусы имеют дополнительное оборудование (лабораторное и др.).

Классификация позволяет систематизировать шасси автомобилей и автомобили различных марок по основным признакам. Как было указано выше, для удовлетворения потребностей в автомобилях разной грузоподъемности и пассажировместимости, приспособленных для работы в различных районах страны, создаются семейства шасси автомобилей. Для создания специализированных модификаций на шасси устанавливаются различные кузова и оборудование.

При специализации автомобиля путем установки кузова того или иного назначения можно превратить легковой автомобиль в грузовой или полугрузовой, грузовой - в автобус или грузопассажирский автомобиль и т.д.

Грузовые автомобили

Основным базовым параметром, по которому базовые грузовые автомобили располагаются в параметрическом ряду, является полная масса автомобиля, т.е. масса автомобиля с грузом. Индексы грузовых автомобилей в системе обозначений автомобильного подвижного состава приведены в табл.15.

Грузоподъемность автомобиля и число несущих и ведущих осей зависят от дорожных условий и ограничений.

Допустимое среднее давление автомобиля на дорожное покрытие для дорог группа А должно быть равно 0,65 МПа (6,5 кг/см^2) при максимальной осевой массе 10 т, для дорог группы Б – 5,5 кг/см^2 при максимальной осевой массе 6 т.

Таблица 15

Грузовой автомобиль	Полная масса автомобиля, т						
	До 1,2	1,2-2	2-8	8-14	14-20	20-40	Более 40
С бортовой платформой	13	23	33	43	53	63	73
Седельные тягачи	14	24	34	44	54	64	74
Самосвалы	15	25	35	45	55	65	75
Цистерны	16	26	36	46	56	66	76
Фургоны	17	27	37	47	57	67	77
Специальные	19	29	39	49	59	69	79

Для повышения производительности автомобильного транспорта допускаемые нагрузки должны использоваться полностью. Поэтому базовые двухосные автомобили должны иметь нагрузки на оси в соответствии с дорожными ограничениями. Повышение грузоподъемности автомобиля возможно при переходе на многоосную схему шасси. Это

целесообразно, хотя многоосные автомобили имеют более низкий коэффициент тары, чем двухосные.

Грузовые автомобили малой грузоподъемности, у которых нагрузка на ось ниже пределов дорожных ограничений, используются преимущественно на коротких маршрутах в городах и населенных пунктах. Грузоподъемность этих автомобилей определяется назначением, грузопотоками и грузоподъемностью используемого шасси автомобиля.

Подгруппа внедорожных грузовых автомобилей включают преимущественно карьерные и строительно-дорожные самосвалы. Автомобили, входящие в эту подгруппу, в основном имеют двухосную схему (4х2), что объясняется отсутствием для них дорожных ограничений. Нагрузки на ось и габаритная ширина их выходит за пределы допустимых величин. компоновка указанных грузовых автомобилей может быть компактной и обеспечивать хорошую маневренность.

Для землеройных и транспортных работ получили распространение одноосные тягачи - МОАЗ-546, МАЗ-529, БЕЛАЗ-531. Их колесная формула 2г2, работать они могут с полуприцепами (скреперы, самосвалы и т.п.).

Особую подгруппу составляют автомобили повышенной и высокой проходимости, имеющие все ведущие колеса (4х4, 6х6, 8х8) и другие приспособления для повышения проходимости (подкачка шин на ходу, лебедка и т.п.).

В отличие от **специализированны***х* автомобилей, которые служат для различных грузовых или грузопассажирских перевозок, **специальные** автомобили предназначены для выполнения разнообразных нетранспортных функций, например, пожарные автомобили, автокраны, коммунальные и пр.

Грузоподъемность самосвала снижается из-за веса кузова и самосвальных устройств. Так, грузоподъемность автомобиля ЗИЛ-130 – 6 т, грузоподъемность самосвала на базе автомобиля ЗИЛ-130 – 5,25 т, грузоподъемность самосвала на базе автомобиля МАЗ-53352 – 8,0 т при грузоподъемности автомобиля МАЗ-53352 8,4 т.

Общий вес груза и полуприцепа, приходящийся на седельно-сцепное устройство, не должен превышать грузоподъемность седельного тягача.

Шасси делятся на три основные группы: грузовые, легковые и автобсные. Каждая группа, в свою очередь, делится на подгруппы по признаку дорожных условий, т.к. дорожные условия определяют основные конструктиные особенности шасси: общее число колес и число ведущих колес (колесная формула), компоновку шасси и т.д.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ Р 15.201-2000 «Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения. Порядок разработки и постановки продукции на производство».

2. Дементьев Ю.В. САПР в автомобиле- и тракторостроении: Учебник для студ. высш. учеб. заведений / Ю.В. Дементьев, Ю.С. Щетинин; Под общ. ред. В.М. Шарипова. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 224 с.

3. Островцев А.Н. Основы проектирования автомобилей. – М.: Машиностроение. 1968. – 204 с.

4. Гольд Б.В., Оболенский Е.П., Стефанович Ю.Г., Трофимов О.Ф. Прочность и долговечность автомобилей. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.

5. Клебанов Б.М., Гинзбург А.Е. Зубчатые передачи в машиностроении. – Л.: Машиностроение, 1978. – 120 с.

6. Гельфгат А.Б., Ошноков В.А. Рамы грузовых автомобилей. – М.: Машгиз, 1959. - 232 с.

7. Чередников А.А. Автобусы: Устройство, техническое обслуживание, эксплуатация. – М.: Транспорт, 1999. – 216 с.

8. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/ Под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984, - 272 с., ил.

9. Пархиловский И.Г.. Автомобильные листовые рессоры. – М.: Машиностроение, 1978. – 232 с., ил.

10. Успенский И.Н., Мельников А.А. Проектирование подвески автомобиля. – М.: Машиностроение, 1976. - 168 с., ил.

11. Погорелов В.И. AutoCAD 2005 для начинающих. – СПб.: БХВ-Петербург, 2004. – 400 с., ил.

12. Съёмщикова Л.С. Создаем чертежи на компьютере в AutoCad 2005/2006. – М.: ДМК Пресс, 2006. – 192 с., ил.

13. Ганин Н.Б. КОМПАС-3D V7: Самоучитель. – М.: ДМК Пресс, 2005. 384 с., ил.

14. Microsoft Excel 2000: Справочник / Под ред. Ю.В. Колесникова. – СПб.: Издательство «Питер», 1999. – 480 с., ил.

15. Дорфман В.С., Летчфорд Н.И., Либерман Э.И и др. Современные материалы в автомобилестроении: Справочник. – М.: Машиностроение, 1977. – 271 с.

Учебное издание

Тверсков Борис Михайлович

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Учебное пособие

Редактор Н.А. Леготина

Подписано к печати	Формат 60x84 1/16	Бумага тип.№1
Печать трафаретная	Усл.печ.л.14,75	Уч.-изд.л 14,75
Заказ	Тираж 100	Цена свободная

РИЦ Курганского государственного университета
640669, г. Курган, ул.Гоголя, 25
Курганский государственный университет