



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Тракторы»

**В. П. Бойков
Ч. И. Жданович
А. М. Сологуб**

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО
ТРАНСПОРТА**

Методическое пособие

Часть 1

**Минск
БНТУ
2014**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Тракторы»

В. П. Бойков
Ч. И. Жданович
А. М. Сологуб

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО
ТРАНСПОРТА

Методическое пособие

В 2 частях

Часть 1

ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

Минск
БНТУ
2014

УДК 629.113.62.004 (075.8)

ББК 39.8 я 7

Б78

Рецензенты:

А. И. Бобровник, Г. А. Таяновский

Бойков, В. П.

Б78 Конструирование и расчет подвижного состава городского электрического транспорта : методическое пособие : в 2 ч. / В. П. Бойков, Ч. И. Жданович, А. М. Сологуб. – Минск : БНТУ, 2014 – . – Ч. 1 : Практические работы. – 74 с.
ISBN 978-985-550-069-9 (Ч. 1).

Методическое пособие содержит пять практических работ, охватывающих порядок разработки новых изделий ГЭТ и основные темы дисциплины «Конструирование и расчет подвижного состава городского электрического транспорта» для студентов специальности 1-37 01 05 «Городской электрический транспорт», и будет полезно при выполнении курсового и дипломного проектирования по данной дисциплине.

УДК 629.113.62.004 (075.8)

ББК 39.8 я 7

ISBN 978-985-550-069-9 (Ч. 1)

ISBN 978-985-550-070-5

© Бойков В. П., Жданович Ч. И.,
Сологуб А. М., 2014

© Белорусский национальный
технический университет, 2014

СОДЕРЖАНИЕ

Практическая работа № 1. Порядок разработки и постановки продукции подвижного состава городского электрического транспорта на производство. Стадии и этапы создания.....	4
Практическая работа № 2. Общая компоновка трамвая шестиосного трехсекционного.....	16
Практическая работа № 3. Карданные передачи. Схемы, конструкции и расчеты	22
Практическая работа № 4. Рулевое управление троллейбуса. Схемы, конструкции и расчеты.....	35
Практическая работа № 5. Тормоза ленточные, Колодочные и дисковые. Схемы, конструкции и расчет.....	55

Практическая работа № 1

ПОРЯДОК РАЗРАБОТКИ И ПОСТАНОВКИ ПРОДУКЦИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА НА ПРОИЗВОДСТВО. СТАДИИ И ЭТАПЫ СОЗДАНИЯ

Цель работы: изучить порядок и подходы к разработке конструкций новой техники подвижного состава городского электрического транспорта.

Теоретические сведения

Разработка (проектирование) – это процесс составления описания, необходимый для создания еще не существующего объекта, который выполняется путем преобразования первичного описания (технического задания), оптимизации характеристик объекта и его функционирования, устранения некорректности его первичного описания и последовательного представления деталей.

Разработка и постановка продукции на производство в общем случае включает в себя следующие стадии:

- исследование и обоснование разработки продукции;
- разработка технического задания (ТЗ);
- разработка продукции;
- постановка продукции на производство.

Исследование и обоснование разработки продукции

Для предварительной проработки вопросов, связанных с обоснованием возможности и целесообразности разработки новой или модернизации (модифицирования) выпускаемой продукции, по договоренности заказчика и разработчика могут проводиться научно-исследовательские работы (НИР) или разрабатываться аванпроект.

Научно-исследовательские работы проводят для получения методами научных исследований обоснованных исходных данных для разработки ТЗ на новую и модернизируемую (модифицируемую) продукцию, а также выявления наиболее эффективных решений для использования при проведении опытно-конструкторских работ (ОКР).

Порядок выполнения НИР в соответствии с СТБ 1080

Разработка аванпроекта выполняется для более глубокой предварительной проработки комплекса вопросов, определяющих необходимость и целесообразность создания новой продукции и путей ее разработки, производства и эксплуатации.

При разработке аванпроекта в общем случае выполняются следующие работы:

- исследование состояния вопроса в области создания, производства и эксплуатации (применения) данного вида продукции;
- обоснование технико-экономических показателей продукции и изыскание путей ее разработки;
- обоснование потребности в новой продукции;
- разработка предложений по организации разработки, производства и эксплуатации продукции;
- разработка предложений по математическому, информационному и другим видам обеспечения в зависимости от особенностей продукции;
- оформление комплекта документов аванпроекта;
- составление проекта ТЗ на разработку продукции;
- рассмотрение и утверждение аванпроекта.

В процессе разработки аванпроекта, как правило, проводят патентные исследования продукции, технико-экономические расчеты, конструкторские проработки (при необходимости включая изготовление и испытание макетов и моделей), осуществляют прогнозирование основных работ по всему жизненному циклу продукции.

Разработка технического задания

Техническое задание (ТЗ) на разработку продукции является основным исходным техническим документом, определяющим необходимые и достаточные требования к разрабатываемой продукции, и, как правило, разрабатывается при проведении работ по исследованию и обоснованию разработки. Если такие работы не предусмотрены, то по согласию разработчика с заказчиком ТЗ разрабатывается и включается в состав комплекта договорных документов на разработку продукции или же его разработка может планироваться в договоре (контракте).

В результате разработки ТЗ обеспечивается формирование, как правило, полного комплекса функциональных, технологических, эксплуатационных, экономических и других требований к разрабатываемой (модернизируемой, модифицируемой) продукции.

Разработку ТЗ обычно осуществляет разработчик продукции, а утверждает заказчик или лицо (организация), уполномоченное им.

При инициативной разработке продукции ТЗ разрабатывает и утверждает разработчик.

Техническое задание подлежит согласованию с изготовителем продукции, если он определен к моменту разработки ТЗ.

Необходимость согласования ТЗ с другими организациями определяют заказчик и разработчик.

В качестве ТЗ допускается использовать другой заменяющий его документ (договор, контракт, протокол, решение и т. д.), имеющий достаточные исходные данные для разработки продукции и признанный заказчиком и разработчиком.

В ТЗ на выполнение работ по модернизации или модифицированию продукции могут приводиться только те требования, которые отличают ее от выпускаемой.

В ТЗ на разработку продукции единичного и мелкосерийного производства, собираемой на месте эксплуатации, могут приводиться требования к поставке, монтажу, наладке, испытаниям, приемке, техническому обслуживанию и ремонту, а также срокам изготовления, монтажа и сдачи в эксплуатацию конечной продукции. При необходимости устанавливаются требования к разработке, изготовлению, испытаниям и приемочному контролю составных частей продукции.

В ТЗ на разработку группы изделий (общее или групповое ТЗ), характеризуемых общностью конструкции и (или) назначения, устанавливают общие требования ко всем изделиям группы. Особенности каждого конкретного изделия группы отражают в ТЗ или, при необходимости, в частном ТЗ.

ТЗ на разработку продукции, использование которой способно причинить вред здоровью или имуществу граждан, а также окружающей среде, должно содержать требования, обеспечивающие безопасность жизни, здоровья и имущества граждан, охрану окружающей среды и электромагнитную совместимость.

Изменения в утвержденные ТЗ на разработку продукции могут вноситься на любом этапе разработки продукции на основании предложений заказчика или по согласованию с ним.

Изменение может быть оформлено в виде дополнения к ТЗ, которое согласовывают и утверждают в том же порядке, что и ТЗ на разработку.

Дополнение к ТЗ, как правило, состоит из вводной части, в которой указывают обоснование вносимых изменений, и изменяемых разделов, в которых приводят номера и содержание новых и изменяемых (отменяемых) пунктов ТЗ.

Разработка продукции

При разработке продукции выполняются работы по разработке технической документации, изготовлению и испытанию опытных образцов продукции. Основанием для выполнения работ по разработке продукции является договор между заказчиком и разработчиком.

Состав технической документации, подлежащей разработке на стадии разработки продукции, устанавливается в ТЗ. Разработанные документы рассматривают на научно-техническом совете разработчика с привлечением заказчика и изготовителя.

Общие требования и порядок разработки конструкторской документации (КД) установлены в стандартах Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Общие требования и порядок разработки технологической документации (ТД) установлены в стандартах Единой системы технологической документации (ЕСТД).

Результаты рассмотрения оформляются протоколом.

Для оценки результатов по разработке продукции и соответствия разработанной технической документации требованиям ТЗ проводят изготовление и испытания опытных образцов продукции. Необходимость изготовления опытных образцов указывается в ТЗ. Опытные образцы подвергаются предварительным и приемочным испытаниям.

При разработке единичной продукции опытные образцы, как правило, не изготавливают. Для испытания партии единичного производства изготавливают головной образец.

Опытные образцы подвергают предварительным и приемочным испытаниям в соответствии с ТЗ. Необходимость предварительных испытаний, если это не оговорено в ТЗ, определяет разработчик.

Приемочные испытания опытного образца являются обязательными и, как правило, проводятся разработчиком или изготовителем опытного образца при наличии у них условий для проведения испытаний, если иное не предусмотрено ТЗ. Если характеристики продукции могут быть полностью проверены путем экспертной оценки. Приемочные испытания опытного образца допускается не проводить.

Постановка продукции на производство

Постановка продукции на производство осуществляется с целью оценки готовности производства изготовителя к серийному выпуску (реализации) вновь разработанной, модернизированной (модифицированной) или ранее освоенной другими изготовителями продукции, в заданном объеме, стабильного качества, соответствующей требованиям НД и КД.

Основанием для начала работ по постановке продукции на производство является решение изготовителя.

Постановка продукции на производство включает в себя подготовку и освоение производства.

Постановку продукции на производство осуществляет изготовитель с участием, при необходимости, разработчика. В случае участия разработчика в работах по постановке продукции на производство объемы и сроки выполняемых им работ и условия их выполнения устанавливаются в договоре (контракте). Подготовку производства, как правило, начинают параллельно с разработкой продукции (разработкой технической документации) и изготовлением, при необходимости, отдельных составных частей продукции или продукции в целом.

Решение о возможности использования технической документации на продукцию до ее утверждения и о проведении работ по подготовке производства этой продукции принимают разработчик и изготовитель.

Разработчик и изготовитель устанавливают виды технической документации, подлежащей передаче, степень ее завершенности, комплектность, порядок рассмотрения, ответственность сторон и т. п.

До передачи полностью отработанного и утвержденного комплекта всей технической документации на продукцию разработчик и изготовитель могут принять решение о поэтапном использовании разработанных документов для подготовки производства. При этом рекомендуется оценить степень завершенности разработки, возможность использования технической документации на законченные составные части продукции, в том числе с учетом результатов их испытаний, до испытаний продукции в целом, вероятности и размера возможного риска, связанного с необходимостью изменения продукции (внесения изменений в конструкцию изделий) и технологии ее (их) изготовления.

В результате рассмотрения принимают решение о возможности и составе работ по опережающей подготовке производства.

Если изготовитель одновременно является и разработчиком продукции, то техническую документацию его подразделения могут рассматривать в рабочем порядке и по его результатам руководство изготовителя принимает соответствующее решение.

При подготовке производства изготовителем выполняются следующие работы:

- приемка от разработчика комплекта КД с literой «О₁» и ТД опытного образца с literой «О₁», изучение конструкции осваиваемой продукции и отработка ее на технологичность в соответствии со стандартами Единой системы технологической подготовки производства (ЕСТПП);

- приемка от разработчика комплекта КД, ТД и РД на специальные средства технологического оснащения и средства измерений и контроля, если разработка их предусматривалась ТЗ;

- разработка ТД, эксплуатационной документации (ЭД) и ремонтной документации (РД) (при необходимости) на продукцию, если их разработка не входила в состав работ по разработке продукции;

- разработка, изготовление и (или) приобретение средств технологического оснащения и средств измерений и контроля;

- получение заключений по проведенным экспертизам, разрешений органов государственного надзора, копии акта приемочных испытаний (приемочной комиссии);

- заключение контрактов с поставщиками покупных комплектующих изделий и материалов;

– обучение персонала, занятого на изготовлении, наладке, испытаниях, контроле, приемке, установке и монтаже продукции;

– разработка и выполнение других организационных и технологических мероприятий по подготовке производства.

На этапе освоения производства выполняются следующие работы:

– изготовление образцов продукции установочной серии в соответствии с требованиями КД с литерой «О₁» и разработанного (доработанного) технологического процесса для производства продукции по ТД с литерой «О₁»;

– квалификационные испытания образцов установочной серии;

– дальнейшая отработка (при необходимости) конструкции изделий на технологичность в соответствии со стандартами ЕСТПП;

– корректировка (при необходимости) КД и ТД по результатам изготовления и испытания установочной серии, а также оснащение технологического процесса изготовления продукции с присвоением КД и ТД литеры «А».

ГОСТ 8802–78. Вагоны трамвайные пассажирские

Настоящий стандарт распространяется на вновь изготавливаемые четырехосные пассажирские трамвайные вагоны исполнения У по ГОСТ 15150–69 и ГОСТ 15543–70, предназначенные для движения на городских линиях шириной колеи 1524 мм.

Основные параметры вагонов должны соответствовать указанным ниже:

Длина вагона (по кузову), мм 15000±300

Ширина вагона (по кузову), мм 2600±50

Высота вагона (по кузову), мм 3100±50

Масса тары, т, не более 19,5

Число дверей пассажирского помещения, шт. 3

Высота опорной площадки нижней ступеньки над головкой рельса для порожнего вагона, мм, не более:

при пневматической системе подвески кузова 320

других системах подвески 360±10

Расстояние от головки рельса до нижней точки оборудования (кроме рельсовых тормозов) при максимальной нагрузке, мм, не менее 105

Конструктивная скорость, км/ч, не менее 75

Время разгона вагона при номинальной нагрузке и напряжении на горизонтальном участке до скорости 40 км/ч, с, не более	16
Длина тормозного пути вагона с номинальной нагрузкой при торможении со скоростью 40 км/ч, м, не более:	
при служебном торможении	65
экстренном торможении	30
Установившаяся скорость вагона при движении с номинальной нагрузкой при номинальном напряжении контактной сети на горизонтальном участке пути, км/ч	62
Скорость изменения ускорения при пуске и замедлении при служебном торможении, м/с ³ , не более	2

Технические требования

Вагоны должны быть изготовлены в соответствии с требованиями настоящего стандарта и техническими условиями.

Вагоны должны быть приспособлены для работы в одиночку и в составе поезда из двух вагонов.

Конструкция одиночного вагона в составе поезда из двух вагонов должна предусматривать возможность его работы на путях с уклонами до 0,100 протяженностью не более 1000 м.

Одиночные вагоны, а также двух- и трехвагонные поезда должны обеспечивать прохождение криволинейных участков парковых путей радиусом 16 м со скоростью 10 км/ч и вписываться в габарит подвижного состава на кривых участках пути радиусом 20 м.

Вагон должен работать от контактной сети постоянного тока напряжением по ГОСТ 6962–75.

СТП АКСМ 4.5-09–2003. Управление конструкторской документацией

Настоящий стандарт устанавливает порядок разработки, согласования, утверждения, введения, учета, выдачу подразделениям, внесения изменений в конструкторскую документацию.

Требования настоящего стандарта предприятия распространяются на документацию, разрабатываемую на предприятии, и обязательны для применения ОГК, ОГТ, ПСО, УМТСиК.

Планирование, разработку и согласование КД проводит ОГК в соответствии с СТП 4.4-01-97 и СТП АКСМ 4.4-06-2002.

Утвержденная главным конструктором рабочая КД регистрируется и передается исполнителем в ОГТ для прохождения технологического контроля.

При наличии замечаний после их устранения и согласования с ОГТ ОГК передает комплект КД по служебной записке в ОССиМ.

После проведения подготовки производства ОГТ передает копии КД по «Журналу сдачи документации ОГТ» ОТиЭ для проведения расчета затрат на производство, после чего ОГТ передает копии КД в ПСО.

После изготовления опытного образца и успешного проведения приемосдаточных, предварительных и приемочных испытаний КД присваивается литера О₁.

После успешного проведения квалификационных испытаний установочной серии продукции КД присваивается литера А.

ГОСТ 7495–70. Тrolleyбусы городские одноэтажные пассажирские

Конструкция троллейбусов должна обеспечивать возможность их эксплуатации на дорогах с усовершенствованным капитальным покрытием I и II категории с уклоном до 8 %.

Пассажировместимость троллейбуса следует определять по ГОСТ 10022–75.

Дорожный просвет троллейбусов, укомплектованных шинами основного размера, – не менее 150 мм при нагрузке. Из расчета нормы площади на одного стоящего пассажира – 0,125 м² и заполнении всех мест для сидения передний и задний углы свеса не должны быть менее 6°, кроме зоны подножек.

Минимальный радиус поворота троллейбуса – не более 12 м.

Троллейбус должен быть рассчитан на нагрузку 700 кгс на 1 м² площади, предназначенной для стоящих пассажиров, и заполнение всех мест для сидения.

Нагрузка, приходящаяся на переднюю ось, не должна быть более 36 % общего веса троллейбуса.

Троллейбус при номинальной нагрузке и напряжении контактной сети должен развивать скорость не менее:

60 км/ч – на горизонтальном участке;

43 км/ч – на подъеме с уклоном 3 %.

Время разгона троллейбуса с места на горизонтальном участке дороги до скорости 50 км/ч – не более 26 с.

Условная расчетная скорость сообщения троллейбуса на условном маршруте с эквивалентным уклоном дороги до 0,3 % – не менее 25 км/ч при номинальной нагрузке и напряжении контактной сети, скорости на перегоне 50 км/ч, замедлении не более $1,5 \text{ м/с}^2$, среднем расстоянии между остановочными пунктами 350 м, длительностью стоянки 8 с и 10%-м запасом времени на нагон.

Расчетная скорость троллейбуса – не менее 70 км/ч.

Троллейбус должен иметь оборудование для бескондукторного обслуживания пассажиров.

Комплектность. Троллейбус необходимо укомплектовать запасными частями и набором инструмента.

К каждому троллейбусу в обязательном порядке прилагаются паспорта на машину в целом, на тяговый двигатель, мотор-компрессор и вспомогательный двигатель по ГОСТ 2.601–68.

Требования безопасности. У каждой двери троллейбуса на видном и доступном месте должны быть установлены и обозначены надписями включатели для экстренного открывания данной двери.

Троллейбусам необходимо иметь аварийные выходы через окна левого и правого бортов и люки. Число выходов в зависимости от длины троллейбуса должно соответствовать:

– при длине 10,5 м – 11 м;

– длине 11,5 м – 12 м.

Размер аварийного выхода в свету должен быть не менее 600×800 мм. Аварийные люки – открываться изнутри без помощи инструмента. Стекла окон, являющихся аварийными выходами, должны легко удаляться или разбиваться изнутри при помощи специальных ручек или молоточков.

Крепления каркасов сидений к кузову должны выдерживать длительную нагрузку от горизонтальной силы, равной весу сидящих на сиденьях пассажиров, приложенной на высоте 0,7 м от уровня пола,

а также кратковременную 20-кратную перегрузку от собственного веса сиденья в сборе, действующую в горизонтальной плоскости.

Поручни входа и выхода, а также подножка должны иметь электроизоляционное покрытие.

При движении троллейбуса со скоростью 45 км/ч на горизонтальном участке сухой дороги с асфальтовым покрытием уровни шума не должны превышать:

80 дБ(А) – в кабине водителя;

85 дБ(А) – в пассажирском помещении;

85 дБ(А) – на расстоянии 7,5 м от троллейбуса.

Внешний вид трамвая шестиосного трехсекционного с габаритными размерами приведен на рис. 1.1.

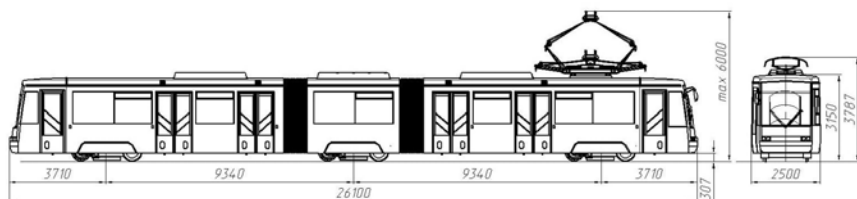


Рис. 1.1. Трамвай шестиосный трехсекционный

Карта технического уровня проектируемого изделия ПС ГЭТ

Наименование технико-экономических показателей	Единицы измерения	Значение показателей на начало планируемого периода			Оценка конструктивных и эксплуатационных показателей	Источник информации
		Планируемый образец	Лучший отечественный аналог	Лучший зарубежный аналог		
		Трамвай шестиосный	743	Alstom (Франция)		
1	2	3	4	5	6	7
Габаритные размеры: длина ширина высота	мм	26046 2500 3150	26046 2500 3150	24795 2650 3200	На уровне аналогов	Результат патентного поиска в РНТБ
Мощность ТЭД	кВт	80	80	145	Ниже уровня аналогов	
Количество ТЭД	шт.	4	4	4	На уровне аналогов	

Окончание табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7
Тип системы управления		Тиристорно-импульсная	Тиристорно-импульсная	Тиристорно-импульсная	На уровне аналогов	Каталог продукции Белкоммунмаш, 2002 – 2005 г.
Число мест для сидения	шт.	66	66	54	Выше уровня аналогов	
Полная вместимость	чел.	302	302	264	Выше уровня аналогов	
Максимальная скорость на горизонтальном участке	км/ч	75	75	75	На уровне аналогов	
Вид механического тормоза		Дисковый	Барабанный	Дисковый	Выше уровня аналогов	

Вывод: практическая работа позволяет изучить порядок и подходы к разработке конструкций новой техники ПС ГЭТ, а также составить конструкторскую схему «Трамвай шестиосный трехсекционный».

Практическая работа № 2

ОБЩАЯ КОМПОНОВКА ТРАМВАЯ ШЕСТИОСНОГО ТРЕХСЕКЦИОННОГО

Цель работы: скомпоновать и рассчитать основные габаритные размеры трамвая шестиосного трехсекционного.

Определение основных параметров компоновки

К основным параметрам компоновки ПС ГЭТ относятся габаритная длина L_T , передний и задний свесы C_3 и $C_п$, база L , база тележки L_T , габаритная ширина B_T , габаритная высота H , дорожный просвет h , колея колес k' .

Схема трамвая трехосного с двумя ведущими мостами представлена на рис. 2.1.

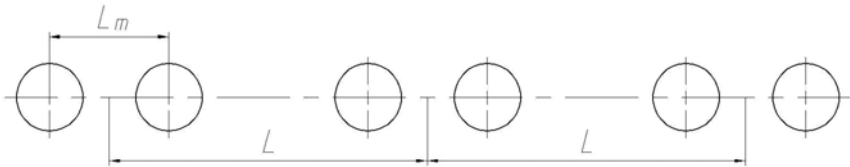


Рис. 2.1. Схема трамвая шестиосного трехсекционного

Эта схема характеризуется расчетной базой L и базой тележки L_T . Для такой схемы габаритная длина

$$L_T = 2L + C_п + C_3 = 2 \cdot 9340 + 3710 + 3710 = 26100 \text{ мм},$$

где $C_п$ и C_3 – передний и задний свесы, мм;

L – база трамвая, мм.

Передний и задний свесы существенно влияют на развесовку, характер колебаний ПС при пуске, торможении и движении, а также на вписывание его в горизонтальные кривые плана и вертикальные кривые продольного профиля пути. Передний и задний свесы характеризуются:

✓ расстояниями от наиболее выступающей точки соответственно передней и задней стенок кузова до оси соответствующих колес, центра сдвоенных колес или центра тележки;

✓ углами свеса – углами между плоскостью дорожного покрытия и плоскостью, проходящей через центры точек опирания колес на дорожное покрытие и низшую точку кузова в области соответствующего свеса.

Углы свеса определяют возможность проходимости вертикальных кривых продольного профиля пути. Для рельсового ПС они практического значения не имеют. Для безрельсового ПС их нормируют.

Ширина колеи

$$K' = 1524 \text{ мм.}$$

Габаритная ширина

$$B_r = 2500 \text{ мм.}$$

Габаритная высота H определяется высотой от крайней точки токоприемника в опущенном состоянии до опорной поверхности:

$$H = 3187 \text{ мм.}$$

Колесная формула определяется из условия возможности движения по сцеплению:

$$G_{\text{вд}} \varphi \geq G_{\text{тр}} \psi,$$

где $G_{\text{вд}}$ – вес, приходящийся на ведущий мост или тележку;

φ – коэффициент сцепления колеса с рельсом;

$G_{\text{тр}}$ – вес транспортного средства;

ψ – коэффициент дорожного сопротивления.

Для определения сцепных качеств и преодоления дорожного сопротивления принимается коэффициент сцепного веса:

$$K_{\phi} = \frac{G_{\text{вд}}}{G_{\text{тр}}} \quad (K_{\phi} = 0,25-0,77).$$

При проектировании учитываются правила ЕЭК ООН, директивы ЕЭС, государственные стандарты, НТД, которые оговаривают вес, основные конструктивные элементы, обеспечивающие безопасность перевозки пассажиров.

Для троллейбуса должен соблюдаться минимальный радиус поворота $R_{\text{min}} = 12$ м при коридоре, равном 6–7 м. Трамвай должен вписываться в кривые рельсового пути при повороте.

Коэффициент использования габаритной ширины применяется при проектировании кузовов трамвая:

$$a_{\text{ш}} = \frac{B_{\text{в}}}{B_{\text{г}}} = 0,912-0,954,$$

где $B_{\text{в}}$ – внутренняя ширина салона для пассажиров на уровне сидений;
 $B_{\text{г}}$ – габаритная ширина.

$$a_{\text{ш}} = \frac{2320}{2500} = 0,928.$$

Ширина прохода

$$B_{\text{п}} = B_{\text{в}} - 2(B_{\text{с}} + B_{\text{з}}),$$

где $B_{\text{с}}$ – ширина сиденья, приблизительно равна 900 мм;

$B_{\text{з}}$ – расстояние между бортом и подушкой сидения (зазор) в пределах 10–70 мм, но чаще 30 мм.

$$B_{\text{п}} = 2320 - 2(900 + 40) = 440 \text{ мм.}$$

Высота уровня пола определяется высотой тележки и примерно равна 900 мм.

Полезная площадь изделия ГЭТ, т. е. сумма площадей, включающая площадь пассажирского салона, проходов, устройств безопасности и обогрева, определяется по формуле

$$F_{\text{пол}} = F_{\text{сид}} + F_{\text{ст}} + F_{\text{прох}} + F_{\text{быт}} = 63,55 \text{ м}^2.$$

Габаритная площадь

$$F_{\text{габ}} = L_{\text{г}} B_{\text{г}} = 26,1 \cdot 2,5 = 65,25 \text{ м}^2.$$

Коэффициент использования габаритной площади характеризует правильность использования этой площади:

$$K_{\text{пп}} = \frac{F_{\text{пол}}}{F_{\text{габ}}} \cdot 100 \% = \frac{63,55}{65,25} \cdot 100 = 97,4 \ \%.$$

Расчетная площадь на одного стоячего пассажира в расчетах принимается равной 0,1–0,3 м², сидящего пассажира 0,3–0,43 м², расчетная площадь для стоящих пассажиров – от 20 до 64 % в зависимости от исполнения изделия ГЭТ и его загрузки.

В расчетах коэффициент перегрузки принимается 1,16–2,41.

Удельная мощность в расчетах при номинальной нагрузке находится в пределах 7,3–12 кВт/т.

За счет стоячих мест предельные параметры изделия ГЭТ рассчитываются при плотности наполнения $\gamma_{\text{ст}} = 0,1 \text{ м}^2/\text{чел.}$ в часы пик, т. е. 10 чел. на 1 м².

Номинальная вместимость: $\gamma_{\text{ст}} = 0,2 \text{ м}^2/\text{чел.}$, т. е. 5 чел. на 1 м². Расчетный вес пассажира 63,5–75 кг.

Номинальная нагрузка трамвая характеризуется данными технического паспорта и технических условий на изделие и рассчитывается.

Вес транспортного средства при номинальной вместимости

$$m_{\text{ном}} = m_{\text{сн}} + (n_{\text{сид}} + n_{\text{ст}} + n_{\text{обсл}})(q + q_{\text{баг}}),$$

где $m_{\text{сн}}$ – снаряженная масса транспортного средства: $m_{\text{сн}} = 30,85 \text{ т}$;

$n_{\text{сид}}$ – число сидящих пассажиров (65);

$n_{\text{ст}}$ – число стоящих пассажиров (118);

$n_{\text{обсл}}$ – количество обслуживающего персонала (один кондуктор);

q – вес человека (70 кг);

$q_{\text{баг}}$ – вес багажа (5 кг).

В расчетах принимается: $\gamma_{\text{ст}} = 0,2 \text{ м}^2/\text{чел.}$, $q_{\text{баг}} = 5 \text{ кг}$.

$$m_{\text{ном}} = 30850 + (65 + 118 + 1)(70 + 5) = 44650 \text{ кг.}$$

Координаты центра масс:

$$x_c = \frac{G_1 x_1 + G_2 x_2 + G_3 x_3 + G_4 x_4}{G_1 + G_2 + G_3 + G_4} =$$
$$= \frac{13050 \cdot 18550 + 3710 \cdot 4500 + 13050 \cdot 3300 + 22390 \cdot 4500}{18550 + 4500 + 3300 + 4500} = 13050 \text{ мм;}$$

$$y_c = \frac{G_1 y_1 + G_2 y_2 + G_3 y_3 + G_4 y_4}{G_1 + G_2 + G_3 + G_4} =$$
$$= \frac{1250 \cdot 18550 + 1250 \cdot 4500 + 1250 \cdot 3300 + 1250 \cdot 4500}{18550 + 4500 + 3300 + 4500} = 1250 \text{ мм;}$$

$$z_c = \frac{G_1 z_1 + G_2 z_2 + G_3 z_3 + G_4 z_4}{G_1 + G_2 + G_3 + G_4} =$$
$$= \frac{1790 \cdot 18550 + 500 \cdot 4500 + 450 \cdot 3300 + 500 \cdot 4500}{18550 + 4500 + 3300 + 4500} = 1270 \text{ мм,}$$

где G_1 – вес кузова: $G_1 = 18550 \text{ кг}$;

x_1 , y_1 , z_1 – координата центра масс кузова по осям, мм:
 $x_1 = 13050$, $y_1 = 1250$, $z_1 = 1970$;

G_2 – вес задней тележки: $G_2 = 4500 \text{ кН}$;

x_2, y_2, z_2 – координаты центра масс задней тележки по осям, мм:
 $x_2 = 3710, y_2 = 1250, z_2 = 500$;

G_3 – вес средней тележки: $G_3 = 3300$ кН;

x_3, y_3, z_3 – координаты центра масс средней тележки по осям, мм:
 $x_3 = 13050, y_3 = 1250, z_3 = 450$;

G_4 – вес передней тележки: $G_4 = 4500$ кН;

x_4, y_4, z_4 – координаты центра масс передней тележки по осям, мм: $x_4 = 22390, y_4 = 1250, z_4 = 500$.

За ось x принята ось, содержащая габаритную длину, за ось y – ось, содержащая габаритную ширину, за ось z – ось, содержащая габаритную высоту вагона.

Снаряженный вес трамвая

$$G_{\text{сн}} = m_{\text{сн}} g = 30850 \cdot 9,81 = 302,64 \text{ кН.}$$

Схема «Трамвай шестиосный трехсекционный» представлена на рис. 1.1 практической работы № 1.

Вывод: выполненная работа позволяет скомпоновать и рассчитать основные габаритные размеры трамвая шестиосного трехсекционного.

Практическая работа № 3

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ. СХЕМЫ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТЫ

Цель работы: изучить схемы и конструкции карданных передач, а также их расчет.

Определение основных параметров компоновки

Карданная передача – это механизм трансмиссии, состоящий из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров, предназначенных для передачи крутящего момента между агрегатами, оси валов которых не совпадают или могут изменять свое относительное положение.

К карданным передачам предъявляют следующие требования:

- обеспечение равномерного вращения валов двух соединенных деталей во всем эксплуатационном режиме;

- отсутствие резонансных явлений в диапазоне эксплуатационной скорости;

- обеспечение минимальных динамических нагрузок, вызванных неравномерностью вращения и несбалансированностью вала, а также минимум шума при работе карданной передачи;

- обеспечение критической частоты вращения карданной передачи, более высокой, чем частота вращения, максимально возможная по условиям эксплуатации;

- высокий КПД;

- большая долговечность и надежность конструкции.

Схемы карданных передач троллейбуса представлены на рис. 3.1.

Основными элементами карданной передачи являются шарниры, которые по кинематическим свойствам подразделяются на шарниры равных и неравных угловых скоростей, а по наличию фиксированных осей качания – на полные и полукарданные шарниры.

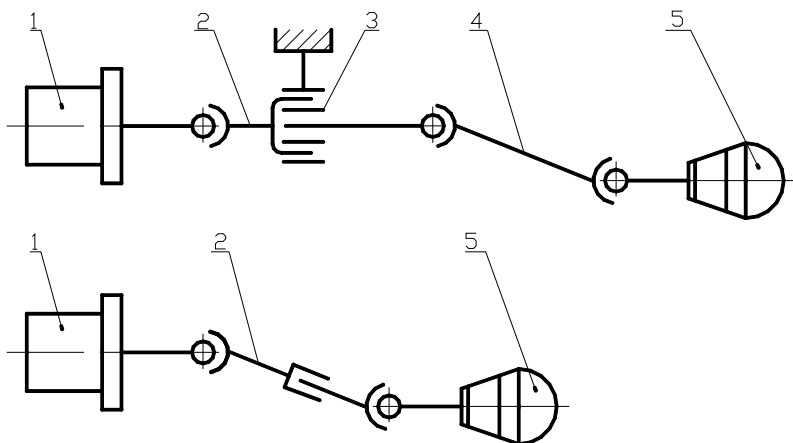


Рис. 3.1. Схемы карданных передач троллейбуса:
 1 – электродвигатель; 2, 4 – карданные валы; 3 – промежуточная опора;
 5 – ведущий мост

Полный карданный шарнир – это шарнир, который имеет фиксированные оси качания.

Полукарданный шарнир – это шарнир, не имеющий фиксированных осей качания. Полукарданные упругие шарниры допускают угловые отклонения осей валов до 5° , а жесткие шарниры – до 2° и некоторое их продольное перемещение.

В трансмиссиях современных ГЭТ преобладают полные карданные шарниры, осевая компенсация в которых обеспечивается установкой скользящей вилки на шлицах карданного вала.

Основные параметры карданных валов

Карданный вал характеризуется геометрическими параметрами, основным из которых является длина. Под *длиной* L_k карданного вала понимают расстояние между центрами шипов крестовин карданных шарниров, установленных на концах карданного вала. Допустимую длину $L_{k, \max}$ определяют, исходя из критической частоты вращения. Критическая частота вращения – это частота, при которой происходит потеря устойчивости прямолинейной формы оси вращающегося вала.

Критическая частота вращения карданного вала определяется по формуле

$$n_{\text{кр}} = \frac{1,185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{L_{\text{к}}^2}, \text{ об/мин,}$$

где D и d – соответственно наружный и внутренний диаметры карданного вала, см;

$L_{\text{к}}$ – длина карданного вала, см.

В соответствии с ГОСТ 37.001.053–88 «Валы карданные. Технические требования к установке. Нормы дисбаланса» норму дисбаланса определяют динамическим состоянием карданного вала. Допустимой является длина, при которой максимальная частота вращения карданного вала соответствует максимальной скорости движения ГЭТ и не превышает 70 % расчетной критической частоты вращения вала. Исходя из этого, допустимую длину вала рассчитывают в следующем порядке:

1. Определяют максимальную частоту вращения карданного вала:

$$n_{\text{max}} = 2,65 V_{\text{тс max}} u_{\text{вк}} / r_{\text{ст}},$$

где $V_{\text{тс max}}$ – максимальная скорость движения транспортного средства, км/ч;

$u_{\text{вк}}$ – передаточное число от карданного вала к ведущим колесам;

$r_{\text{ст}}$ – статический радиус колеса, м.

2. Находят максимальный крутящий момент M на карданном валу. Для этого необходимо взять меньший из двух моментов: по сцеплению и по двигателю.

2.1. Максимально возможный момент по сцеплению

$$M_{\varphi} = \varphi G_{\text{сц}} r_{\text{ст}},$$

где φ – коэффициент сцепления колес с опорной поверхностью (максимальные значения: $\varphi = 0,7$ для троллейбуса, $\varphi = 0,25-0,35$ – для трамвая);

$G_{\text{сц}}$ – сцепной вес (вес транспортного средства, приходящийся на ведущие мосты или на ведущие оси), Н.

2.2. Максимально возможный момент по двигателю

$$M_k = M_{\text{тэд max}} u_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}},$$

где $M_{\text{тэд max}}$ – максимальный момент тягового электродвигателя, Н·м;

$u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии, $u_{\text{тр}} = u_{\text{ко}}$ для ГЭТ (для других транспортных средств между двигателем и карданным валом может еще находиться коробка передач);

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

Если максимальный момент не указан в каталоге, то его следует принимать в два–три раза большим номинального.

2.3. Из значений момента по сцеплению и по двигателю выбирается наименьшее (это и будет максимальный момент на карданном валу):

$$M = \min(M_{\text{ф}}, M_k).$$

3. Выбирают размеры наружного и внутреннего диаметров карданного вала. В ГОСТ 5005–88 приведены размеры сечения труб (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Размеры труб карданного вала, мм (ГОСТ 5005–88)

Внутренний диаметр	Толщина стенки	Внутренний диаметр	Толщина стенки	Внутренний диаметр	Толщина стенки
45	2,5	71	1,6	94	–
46	2,0		1,8		3,5
	2,5		1,9		4,0
55	1,8		2,0		(4,5)
	2,0		2,1	4,0	
	2,5	2,2	104	4,5	
	3,5	2,5		5,0	
63	3,5	3,0	(5,5)		

Окончание табл. 3.1

Внутренний диаметр	Толщина стенки	Внутренний диаметр	Толщина стенки	Внутренний диаметр	Толщина стенки
66	2,0	82	2,5	Примечание. Трубы, указанные в скобках, изготавливаются по согласованию с потребителем	
			3,0		
			3,5		
			4,0		
			(4,5)		

Момент, который сможет выдержать труба при кручении, определяется по формуле

$$M_T = \frac{\pi \tau_k}{16 \cdot 10^3} \cdot \frac{D_H^4 - D_B^4}{D_H^4}, \quad (3.1)$$

где D_H – наружный диаметр трубы, мм (см. табл. 3.1);

D_B – внутренний диаметр трубы

$$D_B = D_H - 2\delta, \text{ мм,}$$

где δ – толщина стенки, мм;

$\tau_k = 100\text{--}120$ МПа – напряжение кручения.

Момент M_T должен быть не меньше максимального момента M на карданном валу, но и не должен намного его превышать. Для подбора размеров вала для всех элементов таблицы можно рассчитать значение M_T (например, в таблицах Excel) по формуле (3.1) при $\tau_k = 100\text{--}120$ МПа.

4. Определяют допустимую длину карданного вала:

$$L_{k \max} = \sqrt{\frac{0,83 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{k \max}}}, \text{ см.}$$

5. Углы установки карданных валов при номинальной нагрузке в статическом состоянии ГЭТ не должны быть более 4–8 градусов.

Основные размеры карданного шарнира

В качестве определяющего размера карданного шарнира принимают размер H (рис. 3.2).

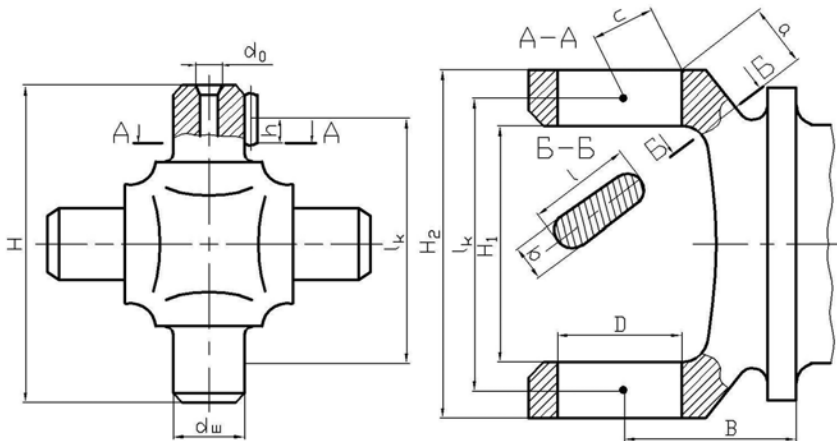


Рис. 3.2. Основные размеры крестовины и вилок

Значение H должна быть больше либо равно меньшей из величин:

$$H \geq 1,57 \sqrt[3]{M};$$

$$H \geq 1,57 \sqrt[3]{85 G_{\text{сц}} r_{\text{ст}} \varphi / u_0},$$

где M – момент на карданном валу, Н·м;

$G_{\text{сц}}$ – максимальный вес транспортного средства, приходящийся на мост, к которому подводится момент через рассчитываемую карданную передачу, Н;

$r_{\text{ст}}$ – радиус колеса, м;

φ – коэффициент сцепления шин с дорогой, равный 0,7;

u_0 – передаточное число главной передачи.

Предварительный выбор вида шлицевого соединения вилки с валом и его параметров производят, ориентируясь на данные существующие конструкции.

Выбранные параметры должны соответствовать ГОСТ 633–88, ГОСТ 1139–88 или отраслевой нормали автостроения ОН 025333–80. После выбора размеров деталей карданной передачи проводят проверочные расчеты.

Расчет деталей карданных передач

Расчет карданной крестовины

Определяют следующее:

1. Расчетный крутящий момент M на карданном валу, определяемый по моменту двигателя и моменту сцепления ведущих колес. При расчете карданной передачи зачастую ее расчетный момент принимают по моменту сцепления колес.

2. Условно сосредоточенную нормальную силу, действующую в середине шипа:

$$P_{\text{ш}} = 103M / (l_{\text{к}} \cos \gamma),$$

где M – момент, Н·м;

$l_{\text{к}}$ – расстояние между серединами игольчатых роликов противоположно расположенных карданному подшипнику, мм;

γ – угол установки.

3. Напряжение изгиба шипа в сечении

$$\sigma_{\text{и}} = P_{\text{ш}} h / W_{\sigma},$$

где h – плечо силы $P_{\text{ш}}$, мм;

W_{σ} – момент сопротивления шипа, мм³.

Для шипа без отверстия для смазывания

$$W_{\sigma} = 0,1d_{\text{ш}}^3.$$

Для шипа с отверстием d_0 для смазывания

$$W_{\sigma} = 0,1d_{\text{ш}}^3 \left[1 - (d_0 / d_{\text{ш}})^4 \right].$$

Оценку напряжения шипа при изгибе производят, сопоставляя значения $\sigma_{\text{и}}$ со средним статистическим уровнем напряжения изгиба в выполненных конструкциях $\sigma_{\text{и}} = 200\text{--}300$ МПа.

4. Напряжение среза шипа в сечении А–А (см. рис. 3.2):

$$\tau_{\text{с}} = 4P_{\text{ш}} / (\pi d_{\text{ш}})^2;$$

$$\tau_{\text{с}} = 4P_{\text{ш}} / \left(\pi (d_{\text{ш}}^2 + d_0^2) \right);$$

$$\tau_{\text{с}} = 60\text{--}100 \text{ МПа.}$$

В вилке шарнира возникают напряжения изгиба и кручения. Под действием силы $P_{\text{ш}}$, приложенной на плече a , напряжение изгиба

$$\tau_{\text{и}} = P_{\text{ш}} a / W_{\tau}.$$

5. Напряжение кручения в опасном сечении Б–Б, возникающее под действием $P_{\text{ш}}$, приложенной на плече c , по формуле

$$\tau_{\text{к}} = P_{\text{ш}} c / W_{\tau}.$$

6. Момент сопротивления, зависящий от формы опасного сечения Б–Б. Во многих случаях оно может быть заменено прямоугольником с размерами b и l .

$$W_b = lh^2/6;$$

$$W_{\tau} = klb^2.$$

Для отклонений l/b берутся из ряда: 1; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 4; 10. Значения коэффициента k соответственно:

0,208; 0,231; 0,239; 0,246; 0,258; 0,267; 0,282; 0,312.

7. Напряжение в выполненной конструкции находится в следующих пределах:

$$\sigma_{\text{и}} = 50\text{--}80 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{к}} = 80\text{--}160 \text{ МПа}.$$

Расчет игольчатого подшипника карданного шарнира

При расчете подшипника определяются следующие параметры:

1. Эквивалентный крутящий момент на карданном валу

$$M_{\text{эkv}} = P_{\text{кд}} r_{\text{ст}} / u_{\text{тр}},$$

где $P_{\text{кд}}$ – эквивалентное тяговое усилие на колесах троллейбуса, мощность к которому подводится через рассматриваемый вал, Н.

2. Радиальная нагрузка на подшипник

$$P_{\text{рз}} = 103 M_{\text{кэ}} / (l_{\text{k}} \cos \gamma), \text{ Н}.$$

3. Фактор качательного движения в подшипнике

$$n = \gamma / \alpha,$$

где γ – угол между осями валов, соединяемых карданным шарниром;

α – центральный угол между игольчатыми роликами: $\alpha = 360/z$.

Если $n > 1$ и является дробным числом, то его значение округляют до меньшего целого числа. Если $0,9 < n < 1$, то принимают $n = 1$.

4. Коэффициент $k_{\text{к}}$, который учитывает влияние качательного движения на срок службы подшипника:

$$k_{\text{к}} = 0,1z/k_{\alpha},$$

где k_{α} – поправочный коэффициент: $k_{\alpha} = 0,83(n + 1)$.

5. Усталостный износ подшипника в условных единицах, накопленный за 1 км пробега троллейбуса:

$$R_{1л} = 10^3 u_{вк} \frac{(P_{rэ} k_T K_б)^{3,83}}{2\pi r_{к0}},$$

где k_T – температурный коэффициент; при рабочей температуре до 100 °С $k_T = 1$; при $T = 125$ °С $k_T = 1,05$; при $T = 150$ °С $k_T = 1,1$;

$K_б$ – коэффициент безопасности в расчетах: $K_б = 1,1-1,2$.

6. Расчетный срок службы игольчатого подшипника в шарнире

$$S_n = 105 k_k C^{3,33} / R_{1л}, \text{ км пробега,}$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н:

$$C = AZ^{2/3} d_p l_{рэф},$$

где A – постоянный коэффициент; для игольчатых подшипников без сепараторов $A = 40$, с сепаратором $A = 60$;

d_p и $l_{рэф}$ – соответственно диаметр и эффективная длина (длина контакта) игольчатого ролика, мм.

При расчетах срок службы карданного подшипника не должен быть меньше планируемого срока службы троллейбуса до капитального ремонта.

Игольчатый подшипник проверяют по статической грузоподъемности:

$$P_{rj} = P_{rэ} M_{kj} / M_{кэ},$$

где $P_{rэ}$ и $M_{кэ}$ – определяются по ранее приведенным формулам;

M_{kj} – максимальный динамический момент на карданном валу.

Должно соблюдаться следующее условие: $P_{rj} < C_0$;

C_0 – выбирается по каталогу.

При оценке статической грузоподъемности используют значение

$$C_0 = 22z d_p l_{рэф}.$$

Расчет трубы карданного вала

При расчете трубы карданного вала определяются следующие параметры:

1. Критическая частота вращения карданного вала. Для карданного вала, имеющего трубную часть и стержень, определяют приведенную длину вала:

$$L_{\text{пр}} = L_{\text{тр}} + l_{\text{тр}},$$

где $L_{\text{тр}}$ – длина трубчатой части вала, м;

$l_{\text{тр}}$ – длина трубы, заменяющей стержень:

$$l_{\text{тр}} = L_{\text{ст}} \sqrt{\sqrt{D^2 + d^2} / d_{\text{ст}}}, \text{ м,}$$

где $L_{\text{ст}}$ и $d_{\text{ст}}$ – соответственно условная длина и диаметр стержня, м.

2. Напряжение кручения трубы. При расчете на кручение необходимо определить угол закручивания трубы θ_k :

$$\theta_k = \frac{180L_{\text{тр}}M}{I_{\tau}G\pi},$$

где G – модуль упругости при кручении; для стали $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа.

3. Полярный момент инерции сечения

$$I_{\tau} = \pi(D^4 - d^4) / 32 \text{ – при расчете нестандартных труб.}$$

При расчете шлицевого соединения скользящей вилки определяют номинальное напряжение смятия боковых поверхностей шлицев. Условие прочности при смятии

$$\sigma_{\text{см}} = 15\text{--}25 \text{ МПа.}$$

Соосность осей шлицевой втулки и вала шлицевого соединения обеспечивается центрированием рабочих поверхностей соединения. Для получения необходимой соосности отношение рабочей длины шлицев к их наибольшему диаметру должно быть не менее 2.

В шлицевом соединении карданного вала применяют шлицы эвольвентного профиля с центрированием по наружной поверхности шлицев, с дополнительным центрированием внутренней поверхности шлицев втулки по гладкой цилиндрической поверхности скользящей вилки.

Применяют также прямобоочные шлицы с центрированным соединением по наружному диаметру и боковым поверхностям. Трубы карданного вала обычно тонкостенные, изготовленные из тонкой холоднокатаной или горячекатаной ленты из малоуглеродистых сталей 15, 20, 30.

При работе карданной передачи возникают значительные центробежные и боковые силы, вызывающие шумы и вибрации, приводящие к преждевременному износу деталей. Максимально допустимая норма остаточного дисбаланса карданного вала на каждом конце вала при любом его положении на балансировочном станке не должна превышать 10^{-2} см.

Карданные передачи, состоящие из двух карданных валов, балансируются совместно.

Допустимой является длина карданного вала, при которой расчетная критическая частота его вращения на 43 % превышает максимальную частоту вращения вала при максимальной скорости троллейбуса.

В каталогах фирмы GWB указывается, что расчетный нагрузочный режим работы карданной передачи тяжелее на 20 % при угле наклона вала $3-6^\circ$ и на 45 % при угле свыше 6° , чем нагрузочный режим при угле наклона $1-3^\circ$.

Принято, что углы установки карданных валов не должны иметь нулевых значений, а при номинальной нагрузке в статическом состоянии троллейбуса эти углы не должны быть более 4° .

Для обеспечения возможного изменения длины карданного вала во время движения применяются подвижные шлицевые соединения. При перемещении шлица карданного вала, нагруженного крутящим моментом, возникает осевая сила

$$P = M_{\mu} / r ,$$

где M – передаваемый крутящий момент, Н;

μ – коэффициент трения;

r – радиус середины шлицев, м.

Наличие значительных осевых сил способствует быстрому изнашиванию шлицевых соединений, что приводит к увеличению дисбаланса карданной передачи, возникновению вибрации и уменьшению долговечности не только карданной передачи, но и соединяемых ею агрегатов. Поэтому осевые силы в карданной передаче необходимо уменьшить, что возможно прежде всего понижением коэффициента трения в шлицах за счет применения соответствующих сортов смазки, повышением твердости и уменьшением поверхностей обрабатываемых поверхностей шлицев.

Вывод: практическая работа позволяет изучить схемы и конструкции карданных передач и их расчет.

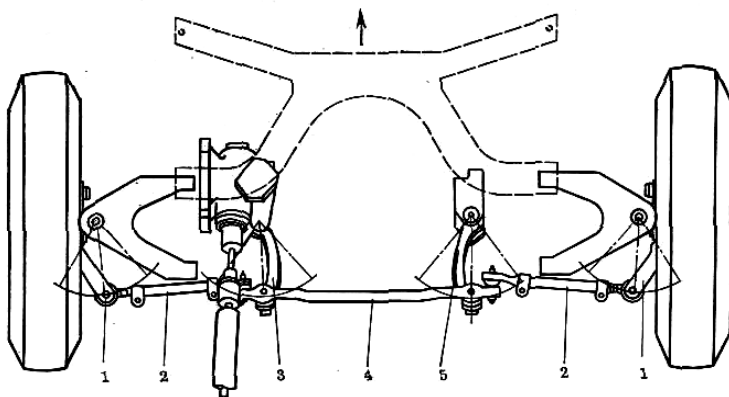


Рис. 4.2. Рулевое управление с независимой подвеской:
 1 – поворотные рычаги; 2 – боковые тяги; 3 – сошка; 4 – средняя поперечная тяга;
 5 – маятниковый рычаг

Схема рулевого управления с усилителем 6 показана на рис. 4.3. При повороте рулевого колеса 13, например, вправо, сошка 12 рулевого механизма 14 повернется по часовой стрелке и через шток 10 сместит золотник 9 распределителя 8 назад по отношению к принятому направлению движения автомобиля. В результате жидкость от насоса 2 по магистрали 11 подается через распределитель в полость А и силовой цилиндр 7 начинает поворачивать управляемые колеса 4 вправо. Полость Б в это время соединяется через распределитель со сливной магистралью 1. После прекращения поворота рулевого колеса управляемые колеса вследствие давления рабочей жидкости на поршень цилиндра продолжают поворачиваться вправо. При этом с помощью рычага 5 и тяги 3 корпус распределителя смещается назад и перекрывает поступление жидкости в полость А цилиндра распределителя, в результате чего прекращается поворот управляемых колес. Таким образом управляемые колеса поворачиваются в соответствии с поворотом рулевого колеса (кинематическое слежение).

- 118 Н (12 кгс) для рулевого управления с усилителем;
- 588 Н (60 кгс) для рулевого управления с усилителем в случае прекращения действия усилителя.

Суммарный (кинематический) люфт рулевого колеса для автомобиля (троллейбуса) с усилителем рулевого управления, стоящего на дороге с сухим, твердым и равным покрытием, не должен превышать 10° . При выходе из строя усилителя рулевого управления должна быть сохранена возможность управления троллейбусом.

Оценочными параметрами рулевого управления являются кинематическое и силовое передаточные числа, а также КПД рулевого привода и рулевого механизма.

Рулевой механизм

Рулевой механизм, являющийся редуктором, обеспечивает увеличение крутящего момента, создаваемого водителем на рулевом колесе. Увеличение крутящего момента пропорционально угловому передаточному числу рулевого механизма, в общем случае равного

$$u_M = \frac{d_\alpha}{d_\phi},$$

где d_α , d_ϕ – элементарные углы поворота рулевого колеса и вала сошки.

Максимальная величина углового передаточного числа для машин разных типов и классов находится в пределах $u_M = 15\text{--}25$, в некоторых случаях доходит до 40. При его выборе исходят из того, что за один-два полных оборота рулевого колеса управляемые колеса машины должны из нейтрального положения успевать поворачиваться на максимальные углы ($35\text{--}40^\circ$). С увеличением u_M затрачиваемое для осуществления маневрирования усилие на рулевом колесе уменьшается, однако одновременно возрастет количество оборотов рулевого колеса, которое требуется выполнить, чтобы повернуть управляемые колеса на необходимые углы.

Передаточное число может быть постоянным или переменным. Рекомендуемый закон изменения $u_M = f(a)$ показан на рис. 4.4. Для

рулевых управлений с усилителем особых требований к характеру изменения передаточного числа не предъявляется, и оно обычно постоянно. Рулевой механизм в таких рулевых управлениях служит в основном лишь для включения в работу золотников усилителя и для обеспечения кинематического и силового действия этой системы. Однако передаточное число и здесь должно быть достаточно большим, чтобы при выходе из строя усилителя водитель мог бы некоторое время управлять машиной без излишнего напряжения.

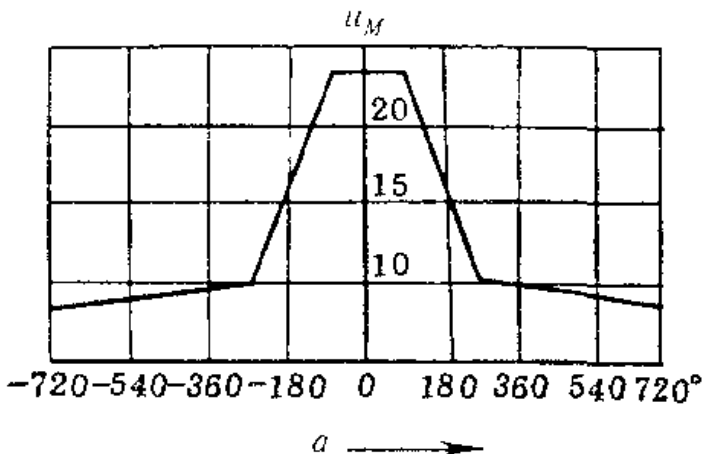


Рис. 4.4. Рекомендуемое изменение передаточного числа рулевого механизма

Рулевой механизм должен быть обратимым, чтобы не препятствовать стабилизации управляемых колес, и иметь высокий КПД в прямом направлении (от рулевого вала к валу сошки) – не ниже 70 % при моменте на валу сошки, составляющем 20 % от максимального, и несколько меньший КПД в обратном направлении.

Во всех кинематических звеньях рулевого управления – от рулевого колеса до управляемых колес – зазоры (люфты) сводятся до минимума. Люфты обуславливаются ослаблением крепления рулевого колеса и сошки, износом деталей рулевого механизма, шарниров рулевого вала, тяг рулевого привода. Люфты при нейтральном положении управляемых колес, соответствующем прямолинейному движению троллейбуса, должны быть минимальны. В этом положе-

нии рабочие поверхности деталей рулевого механизма подвержены наиболее интенсивному изнашиванию, т. е. люфт рулевого колеса в среднем положении увеличивается быстрее, чем в крайних. Чтобы при регулировке зазоров не происходило заклинивание в крайних положениях, зацепление рулевого механизма выполняется с увеличенным зазором в крайних положениях, что достигается конструктивными и технологическими мероприятиями. В процессе эксплуатации разница в зазорах зацепления в среднем и крайних положениях уменьшается. Следует иметь в виду, что при наличии усилителей некоторый люфт рулевого колеса даже при нейтральном положении неизбежен. Это объясняется тем, что для включения усилителя в работу необходим некоторый осевой ход золотника и соответствующий этому ходу люфт рулевого колеса. Отсутствие люфтов в рулевом управлении при нейтральном положении управляемых колес предотвращает «рыскание» троллейбуса и его неустойчивое движение.

По типу передачи различают следующие рулевые механизмы: «червяк-ролик», «червяк-шестерня», «червяк-сектор», «винт-кривошип», «винт-рейка-шестерня», «шестерня-рейка». В рулевом управлении троллейбуса применяется более совершенный в сравнении с другими механизмами рулевой механизм «винт-рейка-шестерня». В рулевой паре этих механизмов имеет место не трение скольжения, а трение качения: между винтами 3 и гайкой 2 размещены 90–120 шариков диаметром 7–9 мм (рис. 4.5). Входные и выходные концы нарезки гайки замыкаются двумя направляющими трубками 1, заполненными шариками. В результате получаются два замкнутых «ручья», в которых при вращении винта циркулируют шарики. Поступательное перемещение гайки преобразуется в угловое перемещение с помощью рейки, конструктивно объединенной с гайкой, и вала сектора 7 с закрепленной на нем сошкой.

Механизм отличается удобством компоновки совместно с распределителем гидроусилителя, а при необходимости – и с его силовым цилиндром, имеет высокий прямой КПД, достаточную надежность и долговечность.

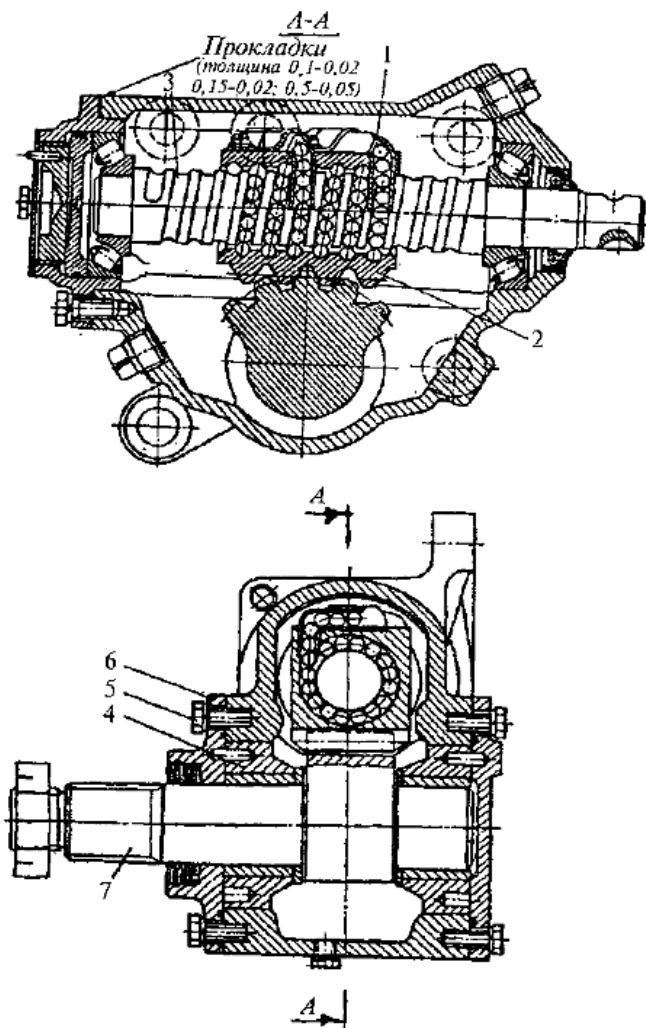


Рис. 4.5. Рулевой механизм «винт-рейка-шестерня»

Передаточное число рассматриваемого комбинированного рулевого механизма определим на основании следующего. В результате поворота рулевого колеса на угол α гайка с рейкой переместится на расстояние

$$l = \frac{\alpha}{360} t, \quad (4.1)$$

где t – шаг винтового канала, образованного канавками винта и гайки.

Вследствие этого сектор повернется на угол φ , которому соответствует длина дуги его начальной окружности

$$l = \frac{\varphi}{360} 2\pi R_{\omega}. \quad (4.2)$$

Решая совместно равенства (4.1) и (4.2), найдем искомое передаточное число рулевого механизма:

$$u_M = \frac{\alpha}{\varphi} = \frac{2\pi R_{\omega}}{t}.$$

Регулировка зацепления рейка-сектор производится приближением сошки к рейке с помощью втулок 4, в которых располагаются подшипники вала (см. рис. 4.5). Для этой цели центр окружности, на которой располагаются болты 5 крепления крышек 6 к картеру рулевого механизма, смещен относительно оси вращения вала сошки. Для изменения расстояния между рейкой и сектором достаточно отвернуть болты крепления, повернуть крышки вместе с втулками до очередного совпадения их отверстий с резьбовыми отверстиями в картере и снова завернуть болты.

Конструирование и расчет рулевого привода

Рулевой привод, представляющий собой систему тяг и рычагов, служит для передачи усилия от сошки на поворотные цапфы и осуществления заданной зависимости между углами поворота управляемых колес. При проектировании рулевых управлений выполняют кинематический и силовой расчет рулевого привода и прочностной расчет узлов и деталей рулевого управления.

Основной задачей кинематического расчета рулевого привода является определение углов поворота управляемых колес, нахождение передаточных чисел рулевого механизма, привода и управления в целом, выбор параметров рулевой трапеции и согласования кине-

матики рулевого управления и подвески. Исходя из геометрии поворота троллейбуса (рис. 4.6) при условии, что управляемые передние колеса катятся без проскальзывания и их мгновенный центр поворота лежит на пересечении осей вращения всех колес, наружный α_1 и внутренний α_2 углы поворота колес связаны зависимостью

$$\operatorname{ctg}\alpha_1 - \operatorname{ctg}\alpha_2 = \frac{l_0}{L}, \quad (4.3)$$

где l_0 – расстояние между точками пересечения осей шкворней с опорной поверхностью.

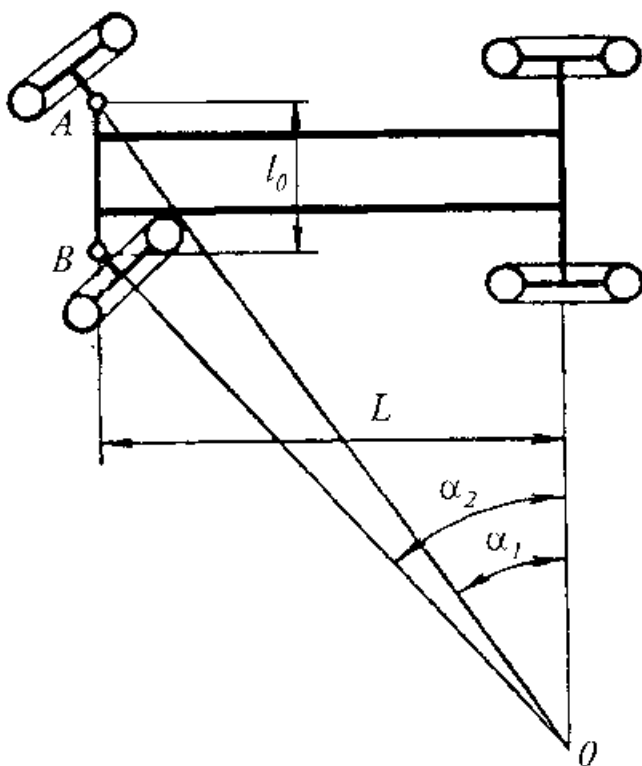


Рис. 4.6. Схема поворота троллейбуса без учета боковой эластичности шин

Из полученного выражения (4.3) следует, что разность котангенсов углов поворота внешнего и внутреннего управляемых колес всегда должна быть величиной постоянной, а мгновенный центр поворота троллейбуса (точка 0) – лежать на продолжении неуправляемой оси.

Только при соблюдении этих теоретических условий все колёса троллейбуса на повороте будут двигаться без скольжения, т. е. иметь чистое качение. От рулевой трапеции требуется, чтобы она обеспечивала вытекающие из геометрии поворота соотношения между углами поворота управляемых колёс.

Параметрами рулевой трапеции являются:

шкворневая ширина l_0 (рис. 4.7, а);

расстояние n между центрами шаровых шарниров рычагов трапеции;

длина m и угол θ наклона рычагов поворотных цапф.

Подбор параметров трапеции при жестких в боковом направлении управляемых колесах начинается с определения угла θ наклона рычагов трапеции. Они располагаются таким образом, чтобы $a = (0,7-0,8)L$ при заднем расположении поперечной тяги. Угол θ для максимальных теоретических углов $\alpha_{1\max}$ и $\alpha_{2\max}$ может быть найден по формуле

$$\theta = \arctg \left[\frac{\sin \alpha_{2\max} - \sin \alpha_{1\max}}{2 - (\cos \alpha_{1\max} - \cos \alpha_{2\max})} \right]$$

или по графикам, приведенным на рис. 4.7, б. Значение угла $\theta = 66-74^\circ$, а отношение длины рычагов к длине поперечной тяги $m/n = 0,12-0,16$. Длину m принимают возможно большей по условиям компоновки. Тогда

$$n = \frac{l_0}{1 + (2m/n) \cos \theta}.$$

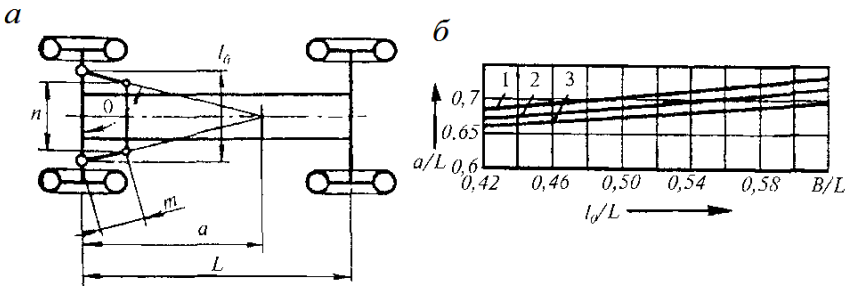


Рис. 4.7. Схема рулевой трапеции (а) и зависимость a/L от l_0/L 1–3 при m/n , равном соответственно 0,12; 0,14; 0,16

Общее кинематическое передаточное число рулевого управления, определяемое передаточными числами механизма u_M и привода $u_{пк}$, равно отношению полного угла поворота рулевого колеса α_{1max} к углу поворота колеса от упора до упора:

$$u_{py} = \frac{\alpha_{1max}}{\alpha_{1max} + \alpha_{2max}}.$$

Для нормальной работы рулевого привода максимальное значение углов α_1 и α_2 находится в пределах $\alpha_{1max} + \alpha_{2max} = 65-70^\circ$. Для троллейбусов суммарное число оборотов рулевого колеса при повороте управляемых колес на $40^\circ (\pm 20^\circ)$ от нейтрального положения не должно превышать 3,5 ($\alpha_{max} = 1260^\circ$) без учета угла свободного поворота рулевого колеса, что соответствует $u_{py} \leq 31,5$.

Схематическую компоновку рулевого привода выполняют для определения размеров и расположения в пространстве сошки, тяг и рычагов, а также передаточного числа привода. При этом стремятся обеспечить одновременную симметричность крайних положений сошки относительно ее нейтрального положения, а также равенство кинематических передаточных чисел привода при повороте колес как вправо, так и влево. Если углы между сошкой и продольной тягой, а также между тягой и поворотным рычагом в его крайнем положении приблизительно одинаковы, то эти условия выполняются.

В силовом расчете определяются усилия:

необходимые для поворота управляемых колес на месте, развиваемые цилиндром усилителя;

на рулевом колесе при работающем и неработающем усилителе;

на рулевом колесе со стороны реактивных элементов распределителя;

на колесах при торможении;

на отдельных деталях рулевого управления.

Сила F , необходимая для поворота управляемых колес на горизонтальной поверхности троллейбуса, находится исходя из суммарного момента M_{Σ} на цапфах управляемых колес:

$$M_{\Sigma} = M_f + M_{\varphi} + M_{\beta} + M_{\lambda},$$

где M_f – момент сопротивления перекачиванию управляемых колес при повороте вокруг шкворней;

M_{φ} – момент сопротивления деформации шин и трения в контакте с опорной поверхностью вследствие проскальзывания шины;

M_{β} , M_{λ} – моменты, обусловленные поперечным и продольным наклоном шкворней (рис. 4.8).

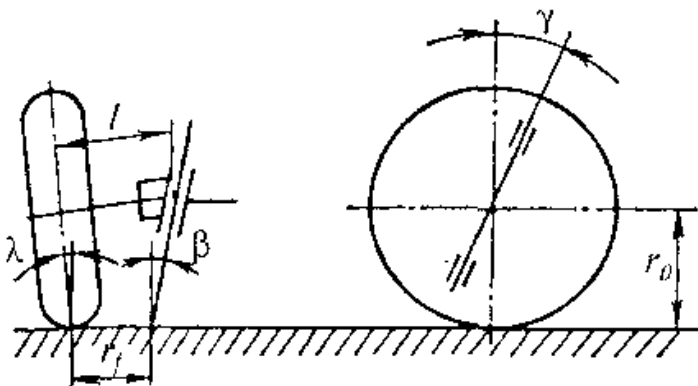


Рис. 4.8. К расчету момента сопротивления повороту колеса

Момент сопротивления перекачиванию управляемых колес при повороте вокруг шкворней определяется зависимостью

$$M_f = fG_1 r_f = fG_1 \left[l - \frac{\pi r_0 (\lambda + \beta)}{180} \right],$$

где f – коэффициент сопротивления перекачиванию;

G_1 – осевая нагрузка, передаваемая управляемыми колесами;

r_f – радиус обкатки колеса вокруг оси шкворня: $r_f = 0,06-0,08$ м;

l – длина цапфы;

r_0 – расчетный радиус колеса;

λ – угол развала колес;

β – угол наклона шкворня.

Момент сопротивления деформации шин и трения в контакте с опорной поверхностью вследствие проскальзывания шины определяются зависимостью

$$M_\varphi = \varphi G_1 r_\varphi,$$

где r_φ – плечо силы трения скольжения относительно центра отпечатка шины.

Если принять, что давление по площади отпечатка распределяется равномерно, то

$$r_\varphi = 0,5\sqrt{r_c^2 - r_0^2},$$

где r_c – свободный радиус колеса.

В случае когда $r_0 \approx 0,96r_c$, $r_\varphi = 0,14r_c$.

При расчетах коэффициент сцепления с опорной поверхностью выбирают максимальным: $\varphi = 0,8$.

Моменты, обусловленные поперечным и продольным наклоном шкворней:

$$M_\beta = 0,5G_1 r_f \sin \beta (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2) \approx G_1 r_f \sin \beta \sin \alpha_c;$$

$$M_\gamma \approx -G_1 r_0 \sin^2 \gamma \sin \alpha_c,$$

где α_c – средний угол поворота колеса:

$$\alpha_c = (\alpha_1 + \alpha_2) / 2 ;$$

γ – угол наклона шкворня назад.

Усилие на ободе рулевого колеса

$$F_p = \frac{M_\Sigma}{R_p \eta u_{py}},$$

где R_p – радиус рулевого колеса;

η – КПД рулевого управления: $\eta = 0,7-0,85$.

Полученное значение F_p сопоставляют с допустимым $[F_p]$ на рулевом колесе. Принимают $[F_p] = 118 H$. Если $F_p > [F_p]$, необходима установка усилителя.

Гидравлический и динамически расчет усилителя

Гидравлический расчет выполняется для определения основных характеристик и размеров элементов гидроусилителя:

диаметра и хода поршня силового цилиндра;

подачи насоса;

размеров распределителя;

диаметров трубопроводов.

При проектировании усилителя вначале выбирается схема его компоновки. Затем из кинематического расчета находится ход $x_{п}$ поршня силового цилиндра. Его диаметр определяется по известному из силового расчета усилию $F_{ц}$ и по максимальному давлению в гидросистеме:

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4F_{ц}}{\pi p_{\max}} + d_{ш}^2},$$

где $d_{ш}$ – диаметр штока поршня.

Подача насоса Q_n выбирается из условия

$$Q_n \geq \frac{A_{\text{ц}} n_p R_p}{u_{\text{рц}} \eta_n (1 - \Delta)},$$

где $A_{\text{ц}}$ – активная площадь поршня цилиндра усилителя;

n_p – частота вращения рулевого колеса;

$u_{\text{рц}}$ – передаточное число части привода, расположенного между рулевым колесом и поршнем цилиндра;

η_n – объемный КПД насоса;

Δ – утечка жидкости в гидравлической системе.

Диаметр золотника определяется по формуле

$$d_3 = \frac{Q_n}{2\pi\delta_3} \sqrt{0,5\xi\rho / \Delta p}.$$

Внутренний диаметр трубопроводов определяется по формуле

$$d_{\text{т}} = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi v}},$$

где Q_i – расход жидкости на рассматриваемом участке трубопровода;

v – максимально допустимая скорость течения жидкости.

Полученное значение $d_{\text{т}}$ округляют до ближайшего значения в нормальном ряду (ГОСТ 16516–80).

Прочностной расчет рулевого управления

Расчет деталей рулевого управления на прочность производится при достижении наибольших значений нагрузок в рулевом управлении, которое достигается при повороте управляемых колес стоящего на месте троллейбуса. Рулевой вал рассчитывается на момент

$$M_p = F_p \frac{D_p}{2}.$$

Диаметр обода рулевого колеса D_p нормируется (ГОСТ 37.001.0.62–75) и для существующих конструкций находится в пределах 380–550 мм. Рулевой вал рассчитывается на кручение и жесткость. Напряжение кручения вала рулевого механизма рассчитывается при максимальных углах закручивания, не превышающих $5,5\text{--}7,5^\circ$, и составляет $\tau = 25\text{--}75$ МПа.

Наиболее сильно нагруженным местом рулевых механизмов является зацепление. Элементы зацепления рассчитываются на прочность по напряжению изгиба $\sigma_{\text{и}}$ и износ по контактным напряжениям сжатия. Кроме того, рулевые механизмы проверяются на жесткость по величине допускаемых деформаций, а отдельные сопряжения – на удельное давление и смятие. Сектор выполняется из стали 20ХНЗА с твердостью поверхности не менее 58 HRC.

Окружное усилие, действующее на винт:

$$F_1 = \frac{F_p R_p}{r_1},$$

где r_1 – радиус начальной окружности винта.

Усилие на начальной окружности зубьев сектора равно усилию, действующему вдоль оси винта:

$$F_{\text{ос}} = \pm \frac{F_p R_p}{r_1} \text{tg}\beta_1,$$

где β_1 – угол подъема винтовой линии винта.

Радиальное усилие, действующее в зацеплении:

$$F_{\text{рад}} = F_1 \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}\beta_1} = \frac{F_p R_p}{r_1} \frac{\text{tg}\alpha}{\text{tg}\beta_1},$$

где α – угол зацепления.

Долговечность шариковой пары рулевых механизмов зависит от контактных напряжений сжатия. Напряжение сжатия в паре «шарик-поверхность канавок» определяется по формуле

$$\sigma_{сж} = m^3 \sqrt{\frac{4F_{oc} E^2 (1/d_{ш} - 1/d_{к})^2}{i \sin \beta_1 \cos \delta}},$$

где m – коэффициент, зависящий от кривизны соприкасающихся поверхностей (для выполненных конструкций $m = 0,6-0,8$);

E – модуль упругости (для сталей $E = 200$ ГПа);

$d_{ш}$ – диаметр циркулирующего шарика;

$d_{к}$ – диаметр канавки винта (гайки);

i – число одновременно находящихся под нагрузкой шариков в нарезке винта;

δ – угол контактов шариков: $\delta = 40-45^\circ$.

Внутренний диаметр резьбы находится исходя из условия устойчивости

$$d_i \geq 0,056 \sqrt{\frac{n l_p F_{oc}}{k}},$$

где n – запас устойчивости, $n = 3-7$;

l_p – рабочая длина винта;

k – коэффициент приведенной длины: для двухопорного винта с одной самоустанавливающейся гайкой $k = 2,5$, при несамустанавливающимися опорах $k = 3,3$.

Диаметр шариков при проектном расчете принимают в зависимости от шага резьбы t : $d = (0,40-0,65) t$. Минимальное число рабочих шариков в гайке, воспринимающих осевую нагрузку:

$$z_{p \min} = \frac{F_{oc}}{q \lambda \sin \delta \cos \beta_1},$$

где q – нагрузка на шарик, действующая по нормали к поверхности контакта;

λ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между шариками: $\lambda = 0,8-0,9$.

Угол подъема винтовой линии

$$\psi = \operatorname{arctg} \left(\frac{t}{\pi d_{\text{ш}}} \right).$$

При уменьшении δ от 45 до 30° число рабочих шариков увеличивается в 1,5 раза, а при их неизменном числе в 1,5 раза вырастает нагрузка на один шарик. При этом увеличивается и сила, выталкивающая шарик в выпускной канал. В рулевом механизме применяются 102 шарика. Большим изгибающим напряжением при неработающем усилителе подвергаются зубья сектора и винта.

Пренебрегая небольшой конусностью зацепления, выражение для подсчета изгибных напряжений можно записать в виде

$$\sigma = \frac{F_p R_p u_{\text{рм}}}{r_2 y b_2 t_2 k_{\Sigma}},$$

где r_2 – радиус начальной окружности сектора;

y – коэффициент формы зубьев;

b_2 – длина зубьев сектора;

k_{Σ} – коэффициент перекрытия: $k_{\Sigma} = 1,5-1,8$.

Расчет рычагов и тяг привода определяют с учетом их места расположения и конструктивной формы. Основные размеры деталей рулевого привода определяют с учетом передающихся через них усилий. Наиболее интенсивно нагружены сошка, продольная тяга, рычаг поворотной цапфы и шарниры. Сошка изготавливается из стали 40Х и рассчитывается на изгиб и кручение в сечении у основания от действующей силы $F_{\text{и}}$, приложенной к пальцу (рис. 4.9).

Опасные напряжения возникают в точках x и y :

для точки x

$$\sigma_3 = F_{\text{и}} \sqrt{\frac{d^2}{W_{\text{и}}^2} + \frac{4e}{W_k^2}};$$

для точки y

$$\tau = \frac{F_{и}e}{W_k},$$

где $W_{и}$ и W_k – моменты сопротивления сечения А–А соответственно изгибу и кручению.

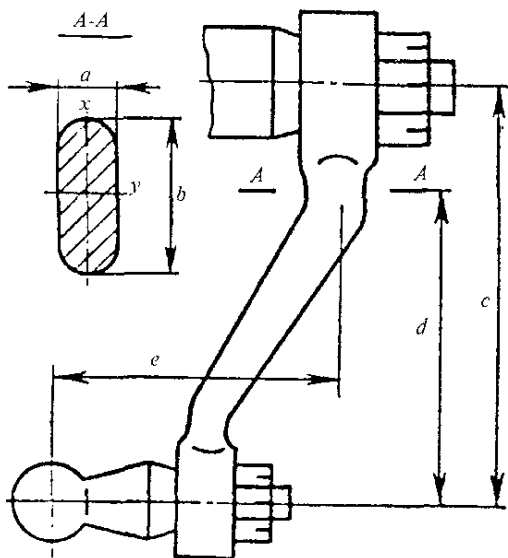


Рис. 4.9. К расчету рычага рулевого управления

Продольная рулевая тяга рассчитывается по усилию $F_{и}$. При этом критическое напряжение $\sigma_{кр}$ продольного изгиба определяется по формуле

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{l_T^2 A_T},$$

где $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости при растяжении;

I – момент инерции среднего сечения тяги;

l_T – длина тяги;

A_T – площадь сечения тяги.

Продольная и поперечная тяги проверяются на устойчивость:

$$F_{\text{сж}} \leq \frac{\pi^2 EI}{l_{\text{т}}^2},$$

где $F_{\text{сж}}$ – сила сжатия тяги.

Ширина рычагов и тяг проверяется по контактным напряжениям ($\sigma_{\text{к}} < 25\text{--}30$ МПа). Размеры шаровых пальцев выбираются в зависимости от нагрузки G_1 на управляемые колеса, которая у троллейбуса достигает 90 кН. Следовательно, диаметр сферы D исходя из рекомендаций НАМИ (ОСТ 37.001.233–80), должен быть равен 50 мм.

Вывод: практическая работа позволяет изучить схемы и конструкцию рулевого управления, а также его расчет.

Практическая работа № 5

ТОРМОЗА ЛЕНТОЧНЫЕ, КОЛОДОЧНЫЕ И ДИСКОВЫЕ. СХЕМЫ, КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ

Цель работы: изучить схемы, конструкции и расчет ленточных, колодочных и дисковых тормозов.

Теоретические сведения

Исполнительным органом тормозных систем являются тормозные механизмы, в которых усилие, вызванное тормозным приводом, преобразуется в тормозной момент. По конструктивному исполнению рабочих элементов тормозные механизмы разделяют на барабанные, ленточные, дисковые и конические.

Рабочими элементами барабанных тормозных механизмов являются колодки, взаимодействующие с наружной или внутренней поверхностью тормозного барабана. У ленточных тормозных механизмов рабочим элементом является гибкая лента, взаимодействующая с тормозным барабаном. Дисковые тормоза могут иметь рабочие элементы в виде целых дисков или отдельных сегментных колодок. Рабочий элемент конического тормоза выполнен в виде конуса. Последние две конструктивные разновидности объединяются в одну группу тормозов с осевым нажатием.

В троллейбусах применяются барабанные, дисковые и ленточные тормоза. Барабанные и дисковые тормоза расположены в колесах троллейбуса и служат для создания искусственного сопротивления его вращению, а следовательно и движению троллейбуса. Барабанные и дисковые тормозные механизмы при торможении преобразуют кинетическую энергию вращающихся и поступательно движущихся масс троллейбуса в тепловую энергию, рассеиваемую ими в окружающую среду.

Ленточные тормоза

Ленточный тормоз используется в каждом из двух головных механизмов штангоуловителя троллейбуса, который затормаживает диностартер, охватывая его барабан тормозными колодками после

отключения штангоуловителя. Это необходимо для исключения самопроизвольного подъема токоприемника после притягивания его к крыше троллейбуса и повторного включения штангоуловителя.

В ленточных тормозах торможение осуществляется за счет трения гибкой стальной ленты о наружную поверхность цилиндрического тормозного шкива или внутреннюю поверхность цилиндрического барабана. Повышение коэффициента трения достигается путем закрепления на рабочей стороне ленты накладки из фрикционного материала. При одинаковых замыкающих усилиях, коэффициенте трения и диаметрах шкивов (барабанов) тормозной момент ленточного тормоза значительно больше колодочного. Угол обхвата лентой тормозного шкива обычно составляет 270° . Допустимое давление на фрикционный материал 0,8 МПа, а коэффициент трения не превышает 0,35.

Эффективность ленточных тормозов зависит от способа закрепления концов тормозной ленты. По этому принципу ленточные тормоза разделяются на следующие типы:

- простые без серводействия;
- простые с серводействием;
- двойные;
- плавающие.

Лучшим с точки зрения получения минимальных усилий на рычаге управления и работы в обоих направлениях считается плавающий ленточный тормоз.

Простой ленточный тормоз без серводействия

Оба конца тормозной ленты крепят к рычагу (рис. 5.1).

Момент трения тормоза

$$M_T = (F_{S1} - F_{S2})R;$$

$$F_{S1} = F_{S2}e^{\mu\alpha};$$

$$M_T = F_{S2}(e^{\mu\alpha} - 1)R.$$

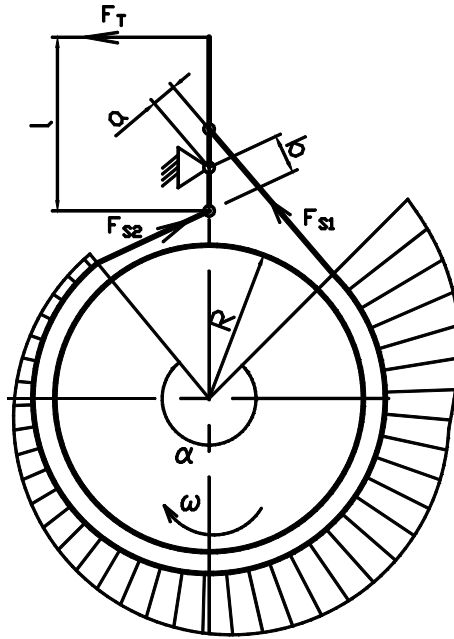


Рис. 5.1. Простой ленточный тормоз без серводействия

Из уравнений равновесия тормозного рычага

$$F_T l = F_{S1} a + F_{S2} b;$$

$$F_T \frac{l}{a} = F_{S2} \left(e^{\mu\alpha} + \frac{a}{b} \right).$$

При $a = b$ обозначим $u_T = \frac{l}{a}$, тогда

$$F_T = \frac{M_T (e^{\mu\alpha} + 1)}{(e^{\mu\alpha} - 1)} = \frac{M_T}{\frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha} + 1} R u_T}.$$

Для сравнительной оценки примем $\mu = 0,3$, $\alpha = 5,236$ рад. Тогда $e^{\mu\alpha} = 4,81$ и

$$F_T = \frac{M_T}{0,656Ru_T}.$$

Эффективность торможения не зависит от направления вращения тормозного барабана.

Простой ленточный тормоз с серводействием

Расчетная схема ленточного тормоза с серводействием приведена на рис. 4.2.

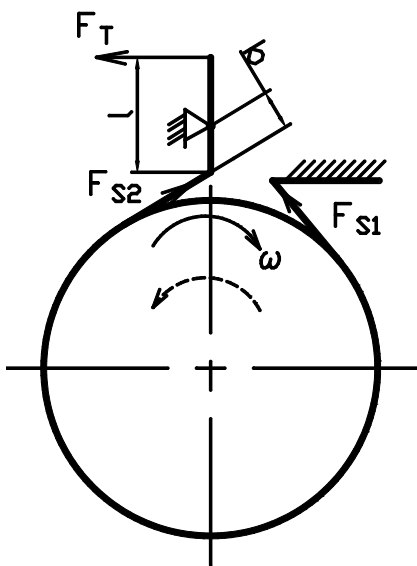


Рис. 5.2. Расчетная схема простого ленточного тормоза с серводействием

Момент трения ленточного тормоза

$$M_T = (F_{S1} - F_{S2})R;$$

$$F_{S1} = F_{S2} e^{\mu\alpha};$$

$$M_T = F_{S2} (e^{\alpha\mu} - 1) R;$$

$$F_T = F_{S2} \frac{b}{l} = \frac{F_{S2}}{u_T};$$

$$F_T = \frac{M_T}{(e^{\mu\alpha} - 1) R u_T}.$$

При $\mu = 0,3$, $\alpha = 300^\circ$

$$F_T = \frac{M_T}{3,82 R u_T}.$$

Тормоз без самоусиления получается при вращении барабана в обратную сторону. Момент трения в таком тормозе

$$M_T = F_{S2} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\alpha}} \right) R = F_{S2} \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} R;$$

$$F_T = \frac{M_T}{\frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha}} R u_T}.$$

При $\mu = 0,3$, $\alpha = 300^\circ$

$$F_T = \frac{M_T}{0,792 R u_T}.$$

Двойной ленточный тормоз (рис. 5.3) представляет собой ленточный тормоз, в котором листы крепятся неподвижно к кронштейну в средней части, а оба конца листа затягиваются рычажным механизмом.

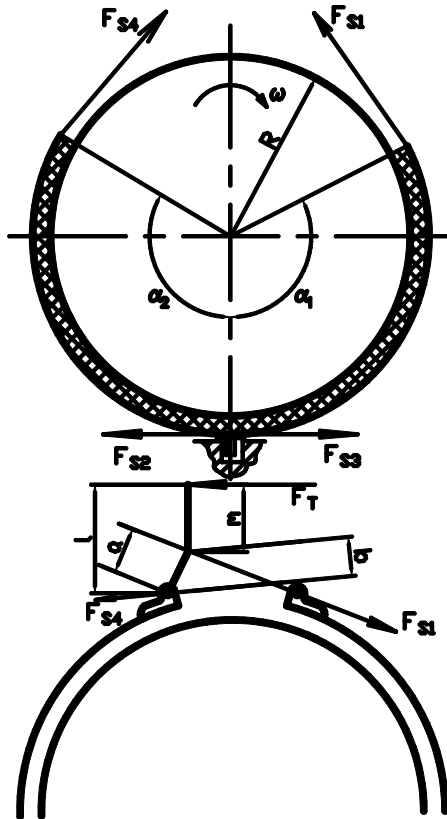


Рис. 5.3. Двойной ленточный тормоз

Момент трения тормоза не зависит от направления вращения:

$$M_T = (F_{S1} - F_{S2} + F_{S4} - F_{S3})R = \left(F_{S1} \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_1}} + F_{S4} (e^{\mu\alpha_2} - 1) \right) R;$$

$$F_{S1} = F_T \frac{l}{a}; \quad F_{S2} = F_T \frac{m}{b}.$$

Подставляя выражения для F_{S1} и F_{S2} в уравнение для M_T , найдем

$$M_T = \left[\frac{l}{a} \cdot \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_1}} + \frac{m}{b} (e^{\mu\alpha_2} - 1) \right] F_T R;$$

$$F_T = \frac{M_T}{\left[\frac{l}{a} \frac{e^{\mu\alpha_1} - 1}{e^{\mu\alpha_1}} + \frac{m}{b} (e^{\mu\alpha_2} - 1) \right] R}.$$

Если $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha / 2$; $\frac{l}{a} = \frac{m}{b} = u_T$, то

$$F_T = \frac{M_T}{\frac{e^{\mu\alpha} - 1}{e^{\mu\alpha/2}} u_T R}.$$

Если $\alpha = 300^\circ$, а $\mu = 0,3$, то

$$F_T = \frac{M_T}{u_T R}.$$

Ширина тормозной ленты

$$B = \frac{F_{S\max}}{[P]R},$$

где $[P]$ – наибольшее допустимое давление на ленту.

Ширину тормозной ленты следует брать не более 100 мм. При необходимости две узкие ленты можно ставить параллельно. Материал ленты – листовая сталь 40 или 65Г. Толщина ленты

$$\delta \leq \frac{D}{150}.$$

Ленту проверяют на разрыв под действием силы $F_{S \max}$ максимально затянутого набегающего конца:

$$\sigma_p = \frac{F_{S \max}}{\delta(B - dz)} \leq [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p] = 60\text{--}110$ МПа.

Тормозные ленты могут работать без накладок и с накладками. Применяются накладки из асбополимерных материалов, тканые и прессованные. Накладки прессованные используются на колодках, заранее изогнутых по размеру барабана.

В отпущенном состоянии между тормозной лентой и барабаном должен быть зазор $\Delta = 2\text{--}2,5$ мм, для ленты с накладкой $\Delta = 1\text{--}1,5$ мм для части ленты без накладки.

Для обеспечения зазора ставят оттяжные пружины с усилием 100–150 Н.

Вал тормозного барабана проверяют на изгиб от силы $\vec{F} = \vec{F}_{S1} + \vec{F}_{S2}$, $[\sigma_{из}] = 100$ МПа.

Перемещение свободного конца ленты при торможении

$$S_{св} = 2\pi\Delta.$$

Рабочий ход рычага (педали) тормоза

$$S_{п} = S_{св}u_T = 2\pi\Delta u_T.$$

$$F_0 = \frac{1}{r} [\mu Q_1 R_T + \mu_2 Q_2 R_T] = \mu \frac{R_T}{r} (Q_1 + Q_2) = \frac{M_T}{2r};$$

$$\begin{cases} Q_1 - N \cos \alpha = 0, \\ FR_F + \mu Q_1 R_T - N \sin \alpha R_{ш} = 0; \end{cases}$$

$$FR_F + \mu Q_1 R_T - Q_1 R_{ш} \operatorname{tg} \alpha = 0;$$

$$F = Q_1 \frac{R_T}{R_F} \left(\frac{R_{\text{ш}}}{R_T} \operatorname{tg} \alpha - \mu \right).$$

Обычно $R_{\text{ш}} = R_T$, тогда

$$F = Q_1 \frac{R_T}{R_F} (\operatorname{tg} \alpha - \mu).$$

Из уравнений дисков

$$\begin{cases} Q_1 - Q_2 = \mu_1 F_0 = \mu_1 \frac{M_T}{2r}, \\ Q_1 + Q_2 = \frac{M_T}{2\mu R_T}; \end{cases}$$

$$Q_1 + Q_2 = \frac{M_T}{2\mu R_T}; \quad Q_2 = \frac{M_T}{2\mu R_T} - Q_1;$$

$$Q_1 = \frac{M_T}{4\mu R_T} \left(1 + \mu\mu_1 \frac{R_T}{r} \right);$$

$$Q_2 = \frac{M_T}{4\mu R_T} \left(1 - \mu\mu_1 \frac{R_T}{r} \right);$$

$$F = \frac{M_T}{4\mu R_F} \left(1 + \mu\mu_1 \frac{R_T}{r} \right) (\operatorname{tg} \alpha - \mu);$$

$$p_1 = \frac{Q_1}{2\pi R_T b};$$

$$p_2 = \frac{Q_2}{2\pi R_T b};$$

$\operatorname{tg} \alpha > \mu$. Обычно $\alpha = 30-40^\circ$.

Колодочные тормоза

Колодочный (барabanный) тормоз (рис. 5.4) состоит из барабана, колодок, опорного диска (суппорта), опоры колодок, разжимного устройства и регулятора зазоров. Тормозные барабаны отливаются из чугуна (с примесью никеля, молибдена, меди, титана) и выполняются с ребрами по наружной поверхности, которые увеличивают площадь теплоотдачи барабана и его жесткость. К наружной поверхности колодки с помощью заклепок крепится фрикционная накладка. Колодка имеет ребро жесткости. Нижним концом колодка с помощью опорных пальцев шарнирно крепится к суппорту. Верхний конец колодки упирается в разжимной кулак. Величина удельного давления между барабаном и накладкой при экстренном торможении не должна превышать 2,5 МПа. Тормозной механизм имеет кулачковое разжимное устройство, которое обеспечивает равенство перемещений колодок.

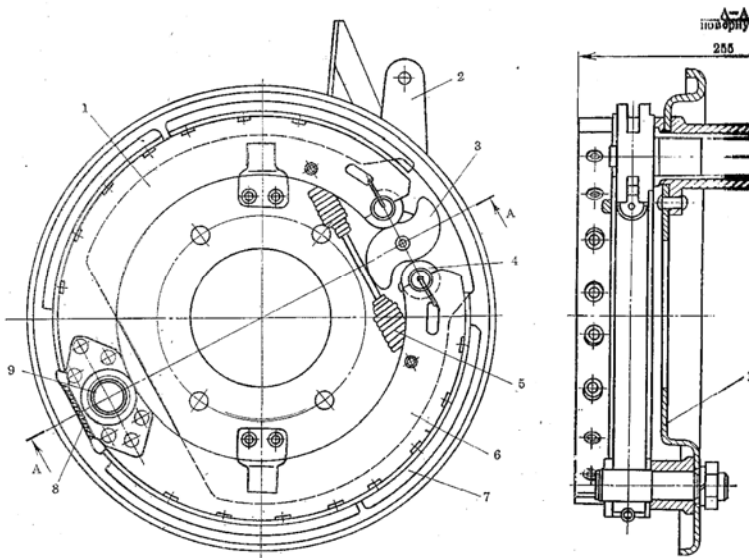


Рис. 5.4. Барабанный тормозной механизм без усилителя:

1, 6 – колодки; 2 – рычаг; 3 – разжимной кулак; 4 – ролики; 5, 8 – стягивающие пружины; 7 – накладка; 9 – нижняя опора; 10 – штампованный щиток

Расчетная схема колодочного тормозного механизма приведена на рис. 5.5.

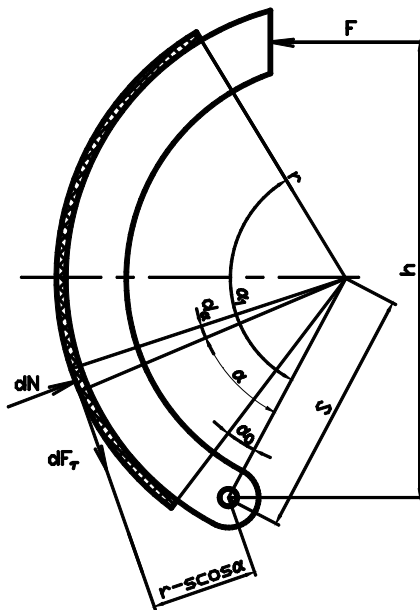


Рис. 5.5. Расчетная схема колодочного тормозного механизма

Рассмотрим равновесие тормозной колодки под действием внешних сил. При этом делаются следующие допущения:

1. Давление на накладку на выделенном элементарном участке $brd\alpha$ (b – ширина накладки; r – радиус барабана; $d\alpha$ – приращение центрального угла α) одинаково по всей ширине накладки.

2. Закон распределения давления p по длине накладки не зависит от сил F :

$$p = p_{\max} \Psi(\alpha),$$

где p_{\max} – максимальное давление на накладку;

$\Psi(\alpha)$ – функция, отображающая закон распределения давления по длине накладки.

3. Коэффициент трения μ между накладкой и барабаном остается постоянным на всех режимах торможения.

На элементарном участке накладки $brd\alpha$ со стороны барабана действуют нормальная реакция

$$dN = pbrd\alpha = p_{\max} br\psi(\alpha)d\alpha$$

и возникающая при вращении барабана элементарная сила трения

$$dF_{\tau} = \mu brd\alpha = \mu p_{\max} br\psi(\alpha)d\alpha,$$

касательная к поверхности трения.

Момент $M_{1,2}$, создаваемый на колодке силами трения:

$$M_{1,2} = \mu p_{\max} br^2 \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha)d\alpha.$$

Из условия равновесия колодки

$$Fh \pm \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} (r - s \cos \alpha) dF_{\tau} - \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} s \sin \alpha dN = 0.$$

Подставляя в это уравнение выражения dF_{τ} и dN и преобразуя его, получим

$$Fh = p_{\max} br \left[s \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \sin \alpha \psi(\alpha) d\alpha \pm \mu \left(r \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha - s \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \cos \alpha \psi(\alpha) d\alpha \right) \right];$$

$$Fh = p_{\max} br^2 \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) (A \pm \mu B),$$

где

$$A = \frac{\int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \sin \alpha \psi(\alpha) d\alpha}{\int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha};$$

$$B = 1 - \frac{s \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \cos \alpha \psi(\alpha) d\alpha}{r \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha}.$$

Откуда

$$P_{\max} \frac{Fh}{br^2 \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} \psi(\alpha) d\alpha (A \pm \mu B)};$$

$$M_{1,2} = \frac{\mu Fh}{A \pm \mu B}.$$

При высокой жесткости барабана и колодки

$$\psi(\alpha) \sin(\alpha)$$

в тормозах с деталями малой жесткости распределение давления на накладку близко к равномерному:

$$\psi(\alpha) = 1.$$

При интегрировании выражений для A и B при синусоидальном распределении давления получаем

$$A_c = \frac{s}{r} \frac{\sin 2\alpha_0 + 2(\alpha_1 - \alpha_0) - \sin 2\alpha_1}{4(\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1)};$$

$$B_c = 1 - \frac{s}{r} \frac{\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1}{2}.$$

При равномерном распределении давлений

$$A_p = \frac{s \cos \alpha_0 - \cos \alpha_1}{r \alpha_1 - \alpha_0};$$

$$B_p = 1 - \frac{s \sin \alpha_1 - \sin \alpha_0}{r \alpha_1 - \alpha_0}.$$

Давление на накладку при $\psi(\alpha) = \sin \alpha$ максимальное:

$$p_{\max} = \frac{Fh}{br^2(\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1)(A - \mu B)}.$$

При $\psi(\alpha) = 1$

$$p = \frac{Fh}{br^2(\alpha_1 - \alpha_0)(A - \mu B)}.$$

Общий тормозной момент двухколочного тормоза складывается из момента M_1 передней колодки и момента M_2 задней колодки, т. е.

$$M_T = M_1 + M_2.$$

Для тормоза с гидроцилиндром и симметричными колодками $F_1 = F_2 = F$; $A_1 = A_2 = A$; $B_1 = B_2 = B$; $h_1 = h_2 = h$. Общий тормозной момент

$$M_T = M_1 + M_2 = \frac{\mu Fh}{A - \mu B} + \frac{\mu Fh}{A + \mu B} = \frac{2\mu FhA}{A^2 - (\mu B)^2}.$$

Силы F , разжимающие колодки:

$$F = \frac{M_T (A^2 - (\mu B)^2)}{2\mu hA}.$$

Для тормозов с двумя одинаковыми активными или пассивными колодками

$$M_{\tau} = 2M_{1,2} = \frac{2\mu Fh}{A \pm \mu B};$$

$$F = \frac{M_{\tau}(A \pm \mu B)}{2\mu h}.$$

Для тормоза с фиксированным разжимным кулаком при приработанных накладках

$$M_1 = M_2;$$

$$\frac{F_1 h_1}{A - \mu B} = \frac{F_2 h_2}{A + \mu B}. \quad (5.1)$$

Из условия равновесия разжимного кулака

$$F_{\tau} l_{\kappa} = (F_1 + F_2) \frac{d_{\kappa}}{2},$$

где F_{τ} – сила, действующая на рычаг разжимного кулака;

l_{κ} – длина рычага;

d_{κ} – начальный диаметр окружности кулака (рис. 5.6).

Приближенно при допущении $h_1 \approx h_2$ из равенства (5.1) следует

$$F_2 = \frac{A + \mu B}{A - \mu B} F_1.$$

Тогда

$$F_{\tau} l_{\kappa} = \frac{F_1 d_{\kappa}}{2} \frac{2A}{A - \mu B} = \frac{F_1 d_{\kappa} A}{A - \mu B}.$$

Аналогично

$$F_T l_K = \frac{F_2 d_K A}{A + \mu B}.$$

Откуда

$$F_{1,2} = F_T \frac{l_K}{d_K} \frac{A \pm \mu B}{A};$$

$$M_T = \mu F_T \frac{l_K}{d_K} \frac{h_1 + h_2}{A} \quad \text{или} \quad F_T = \frac{M_T d_K A}{\mu l_K (h_1 + h_2)}.$$

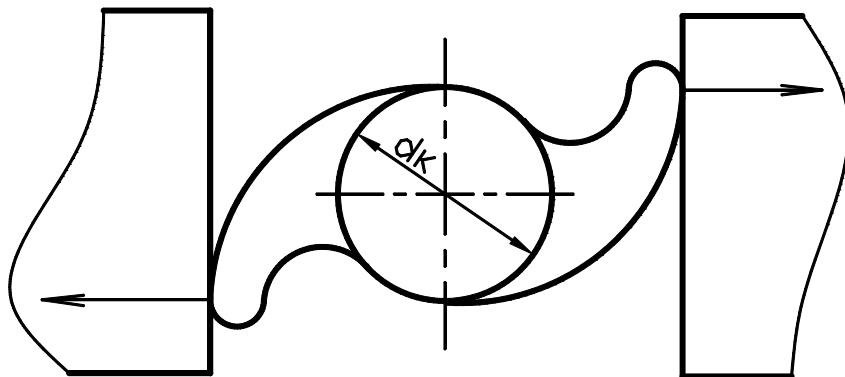


Рис. 5.6. Разжимной кулак колодочного тормозного механизма

Дисковые тормоза

По конструктивному исполнению дисковые тормозные механизмы делятся на открытые и закрытые, одно- и многодисковые.

В зависимости от конструкции диска различают тормозные механизмы со сплошным и вентилируемым, металлическим и биметаллическим дисками.

В зависимости от способа крепления скобы различают дисковые тормозные механизмы с фиксированной и плавающей скобой.

Дисковым тормозом с фиксированной скобой (рис. 5.7) обеспечиваются большое приводное усилие и повышенная жесткость механизма.

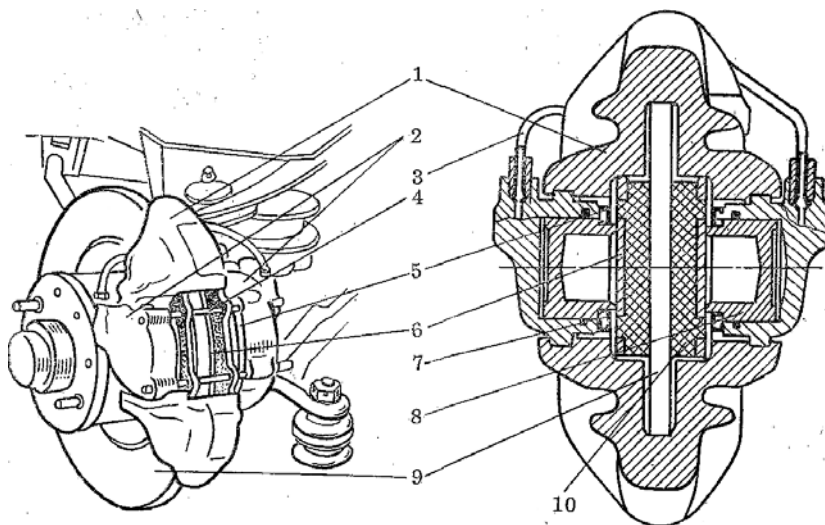


Рис. 5.7. Дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой

Колесные тормозные цилиндры 2 размещаются на скобе 1 с двух сторон диска 9. В цилиндр входит поршень 8 с уплотнительным кольцом 7 и пылезащитный чехол 5. Внутренние полости цилиндров скобы с помощью трубопровода 3 сообщаются с главным тормозным цилиндром. Поршень 8 непосредственно воздействует на тормозные колодки 6 с фрикционными накладками 10.

При торможении дисковым тормозом давление в колесных цилиндрах 2 повышается и поршни 8, перемещаясь, прижимают с двух сторон накладки 10 к вращающемуся диску 9. Тормозные колодки 6 удерживаются в скобе 1 с помощью пальцев 4.

Специального устройства для отвода колодок и регулировки зазора в паре трения не требуется. При снижении давления в колесных цилиндрах за счет упругости уплотнительных колец 7 и осевого биения диска колодка фиксируется с минимальным зазором.

Тормозные диски изготавливаются из чугуна. В однодисковых механизмах сплошные диски имеют толщину 8–13 мм, вентилируемые –

16–25 мм. Биметаллический тормозной диск может выполняться с алюминиевым или медным основанием. Фрикционный слой выполняется из серого чугуна.

Дисковые тормозные механизмы имеют следующие преимущества перед колодочными:

меньшие зазоры (0,005–0,1 мм) между дисками и колодками в незаторможенном состоянии и ход колодки, что позволяет повысить быстродействие и передаточное число тормозного привода;

меньшие масса и габариты;

более равномерное изнашивание фрикционных материалов, так как давление по поверхности пары трения «диск-колодка» распределяется равномерно;

большой тормозной момент, развиваемый за счет уравновешивания сил, действующих со стороны колодок на диск;

возможность обеспечения эффективного теплоотвода от трущихся элементов;

большую стабильность развиваемого тормозного момента.

Недостатки дисковых тормозных механизмов:

трудность обеспечения герметизации (незащищенный диск может подвергаться абразивным воздействиям, окислению и коррозии, способствующим быстрому изнашиванию тормозных накладок);

высокое давление на фрикционную накладку, вызывающее ее неустойчивую работу;

вибрация, непостоянство коэффициента трения, концентрация температурных напряжений, появление задиров и трещин;

повышенная интенсивность изнашивания фрикционных накладок;

обязательное применение в тормозном приводе усилителя по давлению.

Схемы дисковых тормозных механизмов представлены на рис. 5.8.

При расчете дисковых тормозов исходной величиной является тормозной момент, который должен обеспечить дисковый тормоз. Расчетными являются: площадь активной поверхности тормозной колодки, соотношение внешнего и внутреннего радиусов, эквивалентный радиус диска, соотношение активной площади диска и колодок (коэффициент перекрытия), толщина диска, осевое усилие прижатия колодки.

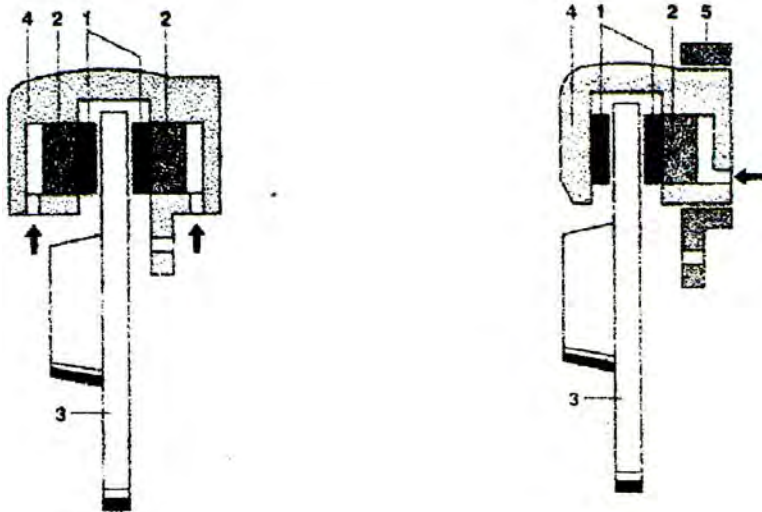


Рис. 5.8. Схемы дисковых тормозных механизмов:
a – с фиксированной скобой; *б* – с плавающей скобой

Зависимость тормозного момента, развиваемого однодисковым механизмом, от прижимающей силы F_S может быть выражена следующей формулой:

$$M_{\tau} = 2\mu F_S r_S,$$

где r_S – средний радиус приложения сил трения.

Радиус r_S может в соответствии со схемой быть определен как

$$r_S = \frac{R + r}{2},$$

где R и r – соответственно наружный и внутренний радиусы тормозной накладки.

Нагрев тормозного диска или тормозного барабана за одно торможение определяется как отношение кинетической энергии автомобиля, приходящейся на соответствующее колесо, при тормо-

жении с максимальной скорости к количеству теплоты, необходимому для нагревания диска или барабана массой Q_T :

$$\Delta t_i = \frac{m_i V_{\max}^2}{2Q_{Ti}C},$$

где C – удельная теплоемкость материала диска или барабана, равная 500 Дж/кг·К для чугуна и 460 Дж/кг·К – для стали.

Нагрев тормозного диска или барабана за одно торможение не должен превышать 180 °С.

Вывод: выполненная работа позволяет изучить схемы, конструкции и расчет ленточных, колодочных и дисковых тормозов.

Учебное издание

БОЙКОВ Владимир Петрович
ЖДАНОВИЧ Чеслав Иосифович
СОЛОГУБ Александр Михайлович

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ
ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
ГОРОДСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО
ТРАНСПОРТА**

Методическое пособие

В 2 частях

Часть 1

ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *А. Г. Занкевич*

Подписано в печать 31.10. 2014. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 4,36. Уч.-изд. л. 3,41. Тираж 50. Заказ 1251.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.

