

Проектирование вагонов

Учебное пособие

Ташкент 2007

ГАЗК «Ўзбекистон темир йўллари»
Ташкентский институт инженеров железнодорожного
транспорта

**ИРИНА ИВАНОВНА БОБРОВСКАЯ,
РИФКАТ МАХМУДОВИЧ МИНОВАРОВ**

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВАГОНОВ

Учебное пособие
для бакалавров 3-го курса по направлению образования 5 521 100
«Наземные транспортные системы»

Ташкент - 2007

УДК 629.45/.46.004.67

Проектирование вагонов: Учебное пособие для вузов железнодорожного транспорта. И. И. Бобровская, Р. М. Миноваров.

В учебном пособии изложены основы проектирования железнодорожных вагонов, выбор технико-экономических параметров и габаритных размеров, а также современные методы расчета узлов вагонов на прочность.

Учебное пособие предназначено для студентов вузов железнодорожного транспорта и может быть использовано инженерно-техническими работниками, связанными с конструированием, эксплуатацией и ремонтом вагонов.

Рецензенты: заместитель начальника Главного Управления вагонного хозяйства «ГАЗК УТИ» Нарходжаев А. М.;
доктор технических наук, профессор Файзибаев Ш. С.

Введение

В Республике Узбекистан, расположенной в центральной части Среднеазиатского экономического региона, важнейшую роль играет развитие железнодорожного транспорта, обеспечивающего потребности народного хозяйства в перевозках пассажиров и грузов. Учитывая конкуренцию со стороны других видов транспорта, вагонный парк должен постоянно совершенствоваться. Для этого необходимо высокотехнологичное производство не только вагоноремонтных предприятий, но и создание условий для развития вагоностроения в Республике. В первую очередь повышаются требования к подготовке специалистов для вагоностроения и вагонного хозяйства железной дороги.

Изучение дисциплины «Проектирование вагонов» основывается на знаниях, полученных студентами при изучении предшествующих дисциплин учебного плана, особенно высшей математики, теоретической и строительной механики.

Применение компьютеризированных программ позволит не только значительно уменьшить трудоемкость расчетов, но и существенно улучшит качество проектирования вследствие некоторых упрощающих предпосылок и появляется возможность просчета многих вариантов конструкции для выбора наилучшего.

В учебном пособии изложены теории надежности и долговечности применительно к вагонным конструкциям, изложены расчеты основных узлов вагонов, несущих основные нагрузки вагонов, изложена методика последовательности определения основных параметров вагона.

Приведены ссылки на литературу, где более полно или впервые рассматривались излагаемые вопросы. Указаны также учебные пособия и другая литература, содержащие примеры расчетов, справочные данные и т. п.

Такое построение учебного пособия обусловлено не только задачами изложения обширного курса в сравнительно малом объеме, но и в стремлении побудить студентов к самостоятельному изучению того или иного вопроса и тем самым способствовать получению крайне необходимых специалисту навыков в этой работе.

Глава 1

Основы проектирования, постройки и испытаний вагонов

1.1. Стадии проектирования, изготовления и испытаний вагонов

Вагоны должны удовлетворять общим требованиям, предъявляемым к подвижному составу железных дорог. Эти требования определяются необходимостью обеспечения целесообразных технико-экономических параметров вагонов, а также условиями взаимодействия вагонов и железнодорожного пути, безопасностью движения, надежностью и долговечностью конструкции в эксплуатации. При проектировании вагонов их вписывают в заданный габарит, исходя из допустимых осевой и погонной нагрузок, высоты продольной оси автосцепки над головками рельсов.

При разработке конструкции вагонов учитывают специальные требования, обусловленные типом вагона, его назначением, удобством перевозок пассажиров или грузов, условиями механизации и автоматизации погрузки и выгрузки, ремонта, осмотра и т. д.

Проектирование вагонов выполняют с учетом разработанных типовых рядов грузовых и пассажирских вагонов, действующих стандартов, унификации конструкций путем применения стандартных и типовых узлов и деталей, Правил технической эксплуатации железных дорог Республики Узбекистан, инструкций ГАЖК «Ўзбекистон Темир Йўллари», норм для расчета на прочность и проектирования вагонов, технологичности и экономичности при их постройке и ремонте.

Неотъемлемой частью всех стадий процесса проектирования вагонов является их художественное конструирование, с помощью которого определяется наилучшее соотношение функциональных, эксплуатационных, технологических и эстетических требований к новым конструкциям вагонов.

При создании новой конструкции вагонов необходимо учитывать и требования техники безопасности, психофизических возможностей и эстетического воздействия. Требования технической эстетики составляют одну из групп показателей качества вагона. Для воплощения этих требований в конструкцию вагона необходима совместная работа на всех этапах проектирования инженера-конструктора и

художника-конструктора. Их совместная творческая работа наиболее полно определит наилучшее соотношение многих факторов, связанных с внешним видом и технической характеристикой вагона.

Создание новой конструкции вагона предусматривает следующие основные стадии: технические требования, техническое задание, технический проект, опытный образец, испытание.

Технические требования - основной начальный документ, исходящий от заказчика (ГАЖК), для вагонов, обращающихся по магистральным железными дорогами и метрополитенам. В них содержатся установленные в результате технико-экономических исследований основные параметры вагона, его особенности. В технических требованиях заказчик формирует будущую конструкцию, за которую он несет ответственность вместе с разработчиком и строителем.

Техническое задание является исходным расширенным документом на проектирование вагона. В нем устанавливаются основное назначение, технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемой конструкции вагона, указываются необходимые стадии разработки конструкторской документации и ее состав, а также специальные требования к вагону. Техническое задание на проектирование вагонов, обращающихся по общей сети железных дорог СНГ, разрабатывают заводы-изготовители вагонов (конструкторские отделы) или разработчики. В отдельных случаях наряду с техническим заданием готовится техническое предложение.

Техническое предложение – документ, содержащий технические и технико-экономические обоснования целесообразности различных вариантов возможных решений, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующих вагонов, а также патентных материалов. Техническое предложение на проектирование вагонов разрабатывается заводом-изготовителем на основе технико-экономических исследований, предусматривающих выполнение перевозок с наименьшими затратами подвижного состава и минимальными эксплуатационными расходами, а также с учетом использования опыта эксплуатационной работы вагонного парка железных дорог СНГ. По этим расчетам определяются тип вагона и его параметры (грузоподъемность или вместимость, количество осей, осевые и погонные нагрузки, тара, объем кузова, площадь пола, габаритные размеры и т. п.).

В техническом предложении разрабатываются **технические условия**, в которых указываются конструкционная скорость движения,

требования по прочности отдельных деталей и узлов вагона, вписыванию вагона в кривые, устройству рессорного подвешивания и другие характеристики, определяемые назначением вагона и условиями его эксплуатации.

Эта стадия проектирования вагона имеет следующие этапы: подбор материалов, разработку технического задания, рассмотрение и утверждение технического предложения. После согласования с заказчиком и утверждения в установленном порядке этот документ является основанием для разработки эскизного и технического проекта.

Разработка технического задания и технических условий (технического предложения) – один из решающих этапов проектирования вагона. Следующим этапом является технический проект, однако в ряде случаев ему предшествует эскизный проект.

Эскизный проект – совокупность конструкторских документов, содержащих принципиальные конструкторские решения и представления об устройстве и принципе работы вагона, а также данные, определяющие назначение, основные параметры и габаритные размеры вагона.

В эскизном проектировании предусматривается разработка самого эскизного проекта, а также изготовление и испытание макетов (кузова, тележки и других сборочных единиц и частей вагона) с целью проверки расчетов, принципов работы этих частей вагона.

Эскизный проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки технического проекта и рабочей конструкторской документации.

Технический проект содержит окончательные технические решения, полное представление об устройстве разрабатываемой конструкции вагона и исходные данные для разработки рабочей документации.

Разработка технического проекта выполняется в такой последовательности.

Уточняются основные размеры исходя из условий вписывания в габарит, рациональных величин базы вагона, объема, площадей, длины и ширины кузова вагона. При этом учитываются вид перевозимого груза, обеспечение его сохранности, механизация и автоматизация погрузки и выгрузки или необходимость создания комфортных условий для пассажиров.

Разрабатываются сборочные единицы вагона. В конструкции кузова определяются форма, размеры и способ соединения несущих элементов, размеры дверных проемов, загрузочные и разгрузочные

люки и их расположение для грузовых вагонов, расположение купе и служебных помещений для пассажирских вагонов. В конструкции тележки определяются элементы рессорного подвешивания, элементы и расположение тормозного оборудования, формы и размеры рамы и другое.

При разработке узлов вагона учитывается возможность использования новых прогрессивных материалов, а также опыт конструирования локомотивов, судов, самолетов и автомобилей. При этом используются достижения отечественной и зарубежной науки и техники, рекомендации научно-исследовательских институтов. На основании предварительных разработок вычерчиваются поперечные и продольные сечения кузова вагона, планировка отдельных помещений (для пассажирских и рефрижераторных вагонов), общий вид. Предварительно определяется тара вагона и его сборочных единиц. При этом используются данные о массе отдельных частей в подобных существующих конструкциях вагонов. Затем определяются приближенные значения коэффициентов тары, удельного объема, нагрузки от колесной пары на рельсы и на 1 м пути.

По принятым конструктивным формам и нагрузкам производится расчет на прочность узлов и деталей вагона, а также определяются зазоры между отдельными частями, необходимые для его нормальной эксплуатации. Разрабатываются основные технологические процессы постройки данной конструкции вагона, предусматриваются наибольшие удобства и минимальный объем ремонта. Технологические процессы должны характеризоваться высокими технико-экономическими показателями, предусматривать прогрессивную организацию труда рабочих, удовлетворять требованиям техники безопасности и производственной санитарии. Вагоны должны иметь высокую надежность и долговечность.

Основные данные для расчета конструкции вагона (усилия, расчетные схемы, требования к отдельным узлам и деталям вагона, материалы и т.д.). При техническом проектировании должны широко использоваться экспериментальные методы исследования отдельных узлов вагона, а также моделирующие и счетно-решающие программы.

Разработка рабочей документации на постройку опытного образца вагона (опытной партии) выполняется на основе утвержденного технического проекта. На этой стадии проектирования разрабатываются рабочие чертежи на узлы, детали с уточнением конструкций и определением порядка выполнения сварки отдельных элементов, производится корректировка расчетов на прочность узлов, соедине-

ний и деталей. Завершающим этапом является составление ведомостей унифицированных, стандартных и нормальных деталей и узлов, перечня необходимых материалов и частей, поставляемых другими предприятиями, указаний о применяемых посадочных размерах, резьбах, модулях, технических условий, методики испытания вагона и инструкции по уходу за его отдельными узлами.

Для обработки конструкции нового вагона и его испытаний изготавливаются **опытные образцы** установочной серии. Эти образцы вагонов проходят **испытания:**

заводские, в процессе которых проверяется прочность отдельных узлов вагона, а также проводятся специальные испытания отдельных агрегатов (тормоза, электрооборудования, оборудования кондиционирования воздуха и т. д.), выполняются контрольные ходовые испытания и наладочные работы;

путевые, при которых определяются ходовые качества вагона и воздействие на путь, напряжения в отдельных ответственных узлах и деталях образца при различных режимах эксплуатации, а также режимы работы различного оборудования;

эксплуатационные, во время которых определяется надежность опытной конструкции вагона при нормальных условиях эксплуатации в течение установленного пробега, технологичность ремонта в депо-вских условиях, степень износа узлов и деталей.

На основании заводских испытаний проводятся дополнительные конструкторские разработки новых деталей и узлов. В случае необходимости осуществляются повторные заводские испытания.

Ходовые заводские испытания вагона на стадии его отработки проводят научно-исследовательские организации вагоностроения совместно с заводом-изготовителем. После заводских испытаний пробег вагона должен составлять не менее 10 тыс. км.

Для приемки прошедших испытания опытных образцов вагонов и рекомендации их для серийного производства организуется **государственная комиссия**. Эта комиссия на основании материалов заводских, путевых и эксплуатационных испытаний, а также контрольных опытных поездок выносит заключение о приеме опытного образца вагонов.

Для подготовки производства и доработки новой конструкции вагона **серийному изготовлению** предшествует постройка вагонов головной (контрольной) серии.

По результатам изготовления и испытания этих серий вагонов производится окончательная корректировка конструкторских доку-

ментов, проверенных в производстве по установленному и полностью оснащеному технологическому процессу.

В процессе серийной постройки вагонов производятся периодические контрольные испытания, целью которых является проверка соответствия выпускаемых вагонов стандартам, технической документации и контроль качества.

1.2. Задачи испытаний вагонов и основные положения методики их проведения

Для создания рациональной конструкции, необходимо сочетать теоретические расчеты с экспериментальными исследованиями, широко используя при этом опыт эксплуатации подобных вагонов. В эксплуатации обычно выявляются только места с недостаточной прочностью, излишне прочные узлы остаются незамеченными. Элементы вагона, имеющие недостаточную долговечность, как правило, обнаруживаются не сразу, а по истечении некоторого времени эксплуатации, когда появляются трещины и разрушения от усталости или других причин, причем такие разрушения могут иметь массовый характер. Поэтому важно подвергнуть вагон или его элементы специальным испытаниям, которые позволили бы заранее за сравнительно короткий срок установить фактическую прочность и долговечность различных частей вагона, оценить его динамические качества.

В зависимости от задач такого рода и их особенностей обычно различают:

испытания вагонных конструкций на прочность;

испытания для оценки динамических качеств вагонов и их воздействия на путь;

испытание надежности конструкции вагона и его элементов.

Целями испытаний конструкций на **прочность** являются:

оценка точности теоретических расчетов;

определение фактической прочности конструкции при различных нагрузках без определения количественных характеристик надежности;

оценка рациональности данной конструкции с точки зрения ее напряженного состояния и определение путей ее совершенствования.

Экспериментальные исследования **динамических качеств** вагона необходимы для:

определения величины и характера распределения динамических усилий и ускорений, действующих на вагоны и железнодорожный путь в эксплуатации;

оценки методов снижения динамических нагрузок;

оценки устойчивости вагона от схода с рельсов и опрокидывания, а также оценки плавности хода;

оценки точности динамических расчетов.

Испытание **надежности** вагонных конструкций имеет целью:

определение численных значений показателей надежности;

установление закономерностей появления отказов во времени;

определение практических способов повышения надежности.

Вероятностные принципы определения показателей надежности требуют проведения испытаний достаточно большого числа однотипных изделий до утраты ими работоспособности, поэтому здесь особенно важно применять ускоренные методы.

При испытаниях для оценки прочности, надежности и динамических качеств вагонов измеряют силы, деформации, перемещения, напряжения и ускорения в элементах конструкции.

Ценность любых испытаний во многом зависит от правильно разработанной **методики**, в которой должны быть определены и обоснованы:

цель испытания;

способ подготовки объекта испытаний;

режимы нагрузок и порядок испытаний;

способы приложения экспериментальных нагрузок и необходимое для этого оборудование;

измерительные приборы для каждого этапа испытаний.

1.3. Статические испытания на прочность

Цель испытания – всестороннее исследование новой конструкции вагона или изучение прочности только его отдельных элементов в связи с частичным изменением конструкции. При испытаниях на статическую нагрузку можно подробно оценить напряженное состояние конструкции.

Результаты статических испытаний позволяют проверить правильность основных расчетов на прочность.

Подготовка объекта для статических испытаний на прочность осуществляется с соблюдением следующих условий:

испытанию подвергается вагон, изготовленный по технологическим правилам, предусмотренным для серийного производства, принятый ОТК и инспектором ГАЖК;

внутреннее оборудование и несущая обшивка не должны мешать установке приборов. Поэтому, как правило, вагон испытывают без внутреннего оборудования и в неокрашенном виде.

Режим нагрузок выбирают с учетом максимальных сил, возникающих в эксплуатации. При статических испытаниях вагона основными являются:

вертикальная статическая нагрузка. Ее величина и характер распределения по площади пола вагона устанавливаются в зависимости от типа вагона;

продольные силы, а для некоторых вагонов для оценки прочности при аварийных нагрузках усилия сжатия по стойкам торцевой стены;

усилие скручивания кузова вагона моментами, приложенными в плоскости шкворневых балок. Такого рода нагрузка возникает при подъеме кузова домкратами, установленными под концы шкворневых балок, или при прохождении вагонов переходных кривых.

Кроме этих основных нагрузок, вагоны при испытании могут подвергаться специальным нагружениям соответственно особенностям их эксплуатации и задачам испытания. Например, некоторые грузовые вагоны испытываются на действие сыпучих грузов или сосредоточенных сил на отдельные элементы (стены, пол и т. п.), на усилия, возникающие при разгрузке с применением вагоноопрокидывателей и т. д.

Порядок проведения испытаний при всех нагрузках должен обеспечить получение достоверных результатов, поэтому измерения производятся минимум при двух-трех нагружениях и разгрузках, причем усилия нагружения и разгрузки обычно разделяются на равные ступени. Показания приборов записываются в специальный журнал испытаний.

При статических испытаниях на вертикальную нагрузку для большинства вагонов основной является нагрузка, распределенная на площади пола. Грузы для этой цели должны быть удобными для механизированной погрузки и укладки. По возможности следует использовать основной груз, для которого предназначен вагон, например руду в полувагонах или думпкарах.

Для статического нагружения вагона применяют специальные устройства и стенды, на которых вертикальные и горизонтальные

нагрузки на кузов создаются с помощью пневматических или гидравлических прессов.

Нагрузки, скручивающие кузов, обычно создают с помощью домкратов, размещаемых по диагонали под концами шкворневых балок.

1.4. Испытание на продольные ударные нагрузки. Вибрационные испытания

Испытания прочности вагонов на удар через автосцепку в соответствии с возможным характером повреждения вагонной конструкции от ударных нагрузок можно разделить на две категории:

испытание на единичные удары (соударение вагонов);

испытание на многократное действие повторных ударов (на усталость).

На практике для испытания вагонов в целом применяют два способа приложения экспериментальной нагрузки:

с помощью локомотива на участке горизонтального железнодорожного пути;

на специальном стенде с лебедкой.

Первый способ отличается простотой, но не обеспечивает необходимой точности. Испытания на стенде являются более рациональными, так как позволяют точно обеспечить заданный режим испытаний и контроль за экспериментом. Испытание на усталость при ударах практически возможно только на специальном стенде.

При испытаниях измеряют силу удара в автосцепку, напряжения в элементах конструкции, скорость ударяющего и ударяемого вагонов, ускорения. При исследовании поглощающих аппаратов автосцепки дополнительно измеряют их сжатие в процессе удара.

Стенды различаются как конструкцией механизмов, обеспечивающих движение опытных вагонов, так и системой управления испытаниями.

Вибрационные испытания, необходимые для определения усталостной прочности (долговечности) вагонов и их элементов, проводят на специальных стендах для получения абсолютных или сравнительных данных. В первом случае конструкция подвергается действию вибрационных нагрузок, эквивалентных по повреждающему действию всем эксплуатационным нагрузкам, обусловленным колебаниями обрессоренных частей вагона; во втором случае режим опытных

нагрузок обычно применяется форсированным, но при условии сохранения физической природы разрушения.

При сравнительных испытаниях в равных условиях проверяют два изделия или больше и сопоставляют их долговечность. Целесообразно сравнивать новую конструкцию с серийной, хорошо зарекомендовавшей себя в эксплуатации.

Весьма распространены вибрационные испытания отдельных элементов вагонной конструкции, например, рам и других элементов тележек. При этом обычно используют типовые машины для испытания на усталость, например, прессы с гидропульсаторами или специальные электромагнитные возбудители; последние, как правило, работают в резонансном режиме.

Исходными данными для составления методики таких испытаний являются статистические закономерности изменения нагрузок и напряжений, действующих в рассматриваемом элементе во время эксплуатации.

Для многих элементов вагонов показатели надежности нормированы, что имеет особое значение при внедрении соответствующих испытаний на заводах. Эти испытания обычно проводятся по достаточно малой выборке, объем которой зависит от заданной точности определения показателей надежности.

Глава 2

Технико-экономические параметры грузовых вагонов

2.1. Параметры грузовых вагонов

Основными параметрами вагона являются: грузоподъемность, тарра, количество колесных пар (осноть), объем кузова, площадь пола, длина и другие линейные размеры вагона.

Для сравнения вагонов между собой пользуются параметрами, представляющими отношения этих величин: удельным объемом кузова, удельной площадью пола, коэффициентами тары, нагрузкой от колесной пары на рельсы, нагрузкой на метр пути (погонная нагрузка). Важными показателями, оценивающими эксплуатационные качества вагона, являются его средняя статическая и средняя динамическая нагрузки.

2.2. Удельный объем и удельная площадь

Удельным объемом называется отношение объема кузова к грузоподъемности вагона:

$$V_y = \frac{V}{P}, \quad (2.1)$$

где V – полный или геометрический объем кузова, м³;

P – грузоподъемность вагона, т.

Кроме полного объема, различают погрузочный объем кузова

$$V_n = \varphi V, \quad (2.2)$$

где φ – коэффициент использования геометрического объема кузова.

У крытых и изотермических вагонов обычно $\varphi < 1$, а у цистерн $\varphi = 1$, а у полувагонов при загрузке их выше уровня стен (с «шапкой») $\varphi > 1$.

С учетом выражения (2.2) формула (2.1) принимает вид

$$V_y = \frac{V_n}{P\varphi}. \quad (2.3)$$

Для платформ вместо удельного объема определяют **удельную площадь** пола

$$f_y = \frac{F}{P} = \frac{V_n}{PH\varphi}, \quad (2.4)$$

где F – полная площадь пола, м²;

H – высота погрузки, м.

Полное использование объема вагона и одновременно грузоподъемности достигается в том случае, когда удельный объем вагона равен удельному объему перевозимого груза

$$V_y = V_{yg}, \quad (2.5)$$

где V_{yg} – удельный объем груза;

$$V_{\text{уг}} = \frac{V}{P} = \frac{V}{V\phi\gamma} = \frac{1}{\phi\gamma}, \quad (2.6)$$

где γ - объемный вес груза в т/м³.

Если $\phi = \frac{V_n}{V} = 1$, то $V_{\text{уг}} = \frac{1}{\gamma}$.

$\frac{V_n}{V} = 1$, если объем перевозимого груза равен внутреннему объему кузова спроектированного вагона.

Условие $V_y = V_{\text{уг}}$ выполнимо в том случае, когда вагон предназначен для перевозки одного определенного вида груза.

2.3. Коэффициенты тары

Снижение тары вагонов является одной из важнейших задач вагоностроительной промышленности. Это обусловлено не только большим расходом материала на постройку вагонов, но и постоянными затратами на передвижение вагонов, возрастающими с увеличением тары.

Если снижение тары вагона осуществляется без изменения других его параметров (грузоподъемность, объем кузова, длина и т.п.), то такое снижение тары называют **абсолютным**. Если же осуществляется уменьшение тары вагона, приходящейся на единицу фактически перевезенного груза с учетом порожнего пробега для грузовых вагонов или на одно пассажирское место для пассажирских вагонов, то такое снижение тары называется **относительным**. Абсолютное снижение тары сопровождается относительным ее уменьшением.

Эффективность снижения тары грузового вагона оценивается коэффициентами тары: техническим, погрузочным и эксплуатационным.

Технический, или конструктивный, коэффициент тары представляет собой отношение тары вагона к его грузоподъемности:

$$k_T = \frac{T}{P}, \quad (2.7)$$

T – тара вагона, т.

Погрузочный коэффициент тары представляет собой отношение тары к фактически используемой грузоподъемности вагона;

$$k_n = \frac{T}{P\lambda}, \quad (2.8)$$

где λ - коэффициент использования грузоподъемности вагона.

Эксплуатационный коэффициент тары дополнительно учитывает пробеги вагона в груженом и порожнем состоянии:

$$k_3 = \frac{T(1 + \alpha_{пор})}{P_{дин}}, \quad (2.9)$$

где $\alpha_{пор}$ – коэффициент порожнего пробега, равный отношению порожнего пробега вагонов данного типа к их груженому пробегу (имеется в виду порожний пробег, обусловленный недостаточной универсальностью вагона);

$\overline{P_{дин}}$ – средняя динамическая нагрузка груженого вагона, т.

В наибольшей степени эффективность вагона характеризуется эксплуатационным коэффициентом тары и в наименьшей – техническим.

Снижение технического коэффициента тары достигается путем уменьшения тары вагона и увеличения его грузоподъемности. Для уменьшения погрузочного коэффициента тары требуется дополнительно повышение использования грузоподъемности, а для снижения эксплуатационного коэффициента тары – также сокращение порожнего пробега путем повышения универсальности вагона. Если обеспечивается полное использование грузоподъемности и ликвидация порожнего пробега, т.е. $\lambda = 1$ и $\alpha_{пор} = 0$, то $k_m = k_n = k_3$. Однако для универсальных вагонов, обращающихся по всей сети железных дорог, этого достичь не удастся, поэтому $k_3 > k_n > k_m$.

Желательно, чтобы все коэффициенты тары при прочих равных условиях имели минимальное значение и разница в их величине была, возможно, меньшей.

Величина коэффициентов тары зависит от рассмотренных выше удельного объема и удельной площади.

Известно, что при увеличении объема кузова V масса T_v одних частей вагона возрастает пропорционально величине V , т.е. $T_v = T_y V$,

где $T_y = \frac{T_v}{V}$, а масса T_{Π} остальных частей остается неизменной. Тогда тара вагона составит

$$T = T_v + T_{\Pi} = T_y V + T_{\Pi},$$

а технический коэффициент тары

$$k_T = \frac{T}{P} = \frac{T_y V + T_{\Pi}}{P} = T_y v_y + T_{\Pi} \frac{v_y}{V}. \quad (2.10)$$

Аналогично для платформ (заменяя объем V на площадь пола F и удельный объем v_y на удельную площадь f_y)

$$k_T = T_y f_y + T_{\Pi} \frac{f_y}{F} \quad (2.11)$$

Следовательно, при увеличении удельного объема или удельной площади возрастает технический коэффициент тары.

Погрузочный коэффициент тары согласно формулам (2.7) и (2.8) составит $k_{\Pi} = \frac{k_T}{\lambda}$. При увеличении v_y и f_y не только возрастает k_T , но повышается и коэффициент использования грузоподъемности λ . Если увеличение λ больше, чем k_T , то погрузочный коэффициент тары при этом уменьшается, в противном случае – увеличивается.

Таким образом, снижение погрузочного коэффициента тары может быть достигнуто даже путем увеличения тары вагона. Вообще снижение погрузочного коэффициента тары можно получить разными путями: одновременным изменением всех определяющих факторов (T , P , v_y или f_y) или изменением одних при постоянном значении других. Целесообразность того или иного пути оценивают уменьшением приведенных затрат.

Поскольку коэффициент использования грузоподъемности вагона при перевозке в нем различных грузов неодинаковый, возникает необходимость вычислять среднее значение погрузочного коэффициента тары для универсальных вагонов. В этом случае знаменателем формулы (2.8) должна быть средняя статистическая нагрузка вагона. Так как учет расстояния перевозки грузов является существенным, средний погрузочный коэффициент тары вычисляют по формуле

$$\bar{k} = \frac{T}{P_{дин}} \quad (2.12)$$

Снижение тары вагонов достигается:

уменьшением усилий, действующих на вагон и его части (повышением статистического прогиба и обеспечением оптимальных величин демпфирующих усилий, а также поперечной упругости рессорного подвешивания; уменьшением массы необрессоренных частей вагона и устранением дефектов в колесных парах; снижением центра тяжести вагона и уменьшением его смещения от вертикальной оси симметрии; уменьшением продольных нагрузок и т.п.);

целесообразными конструктивными формами вагонов и их частей (применением цельнонесущих кузовов с облегченными или частично удаленными хребтовыми балками; устранением излишних запасов прочности в деталях кузова; уменьшением эксцентриситетов в узлах, соединяющих несущие элементы; рационализацией сечений и профилей; совершенствованием сварных соединений; облегчением колесных пар, букс, рессорного подвешивания, рам тележек, деталей тормозного оборудования; снижением массы деталей внутреннего оборудования вагонов и т.п.);

целесообразным выбором материалов для частей вагонов (применением низколегированных сталей, легких сплавов, пластмасс и т.п.);

совершенствованием технологии изготовления и ремонта вагонов (улучшением качества поверхности; применением поверхностного упрочнения деталей; совершенствовании технологии литья и проката; повышением качества сварки; улучшением технологии изготовления и ремонта рессор и пружин; обеспечением защиты металлических частей от коррозии и т.п.);

Важное значение для снижения тары вагонов имеет **совершенствование методов расчета и испытаний** вагонов и их узлов (достоверная оценка нагрузок; правильная оценка напряженного состояния; правильный выбор запасов прочности и др.).

2.4. Грузоподъемность и погонная нагрузка вагона

Производительность вагона зависит от его грузоподъемности и определяется по формуле

$$P = \frac{V_{\text{габ}}}{v_{\text{yomt}}}, \quad (2.13)$$

где $V_{\text{габ}}$ – объем кузова, вычисленный при размерах вагона, установленных путем вписывания в габарит подвижного состава, м³;

v_{yomt} – удельный объем, выбранный в качестве оптимального для данного грузооборота, м³/т.

Грузоподъемность платформ вычисляется по формуле

$$P = \frac{F_{\text{габ}}}{f_{\text{yomt}}}. \quad (2.14.)$$

Здесь $F_{\text{габ}}$ и f_{yomt} имеют значения, аналогичные $V_{\text{габ}}$ и v_{yomt} .

Кроме того, на выбор грузоподъемности вагона существенно влияют дальность перевозок, величина отправок грузов, электрическая и тепловозная тяга, конструкция и состояние железнодорожного пути.

2.5. Линейные размеры вагона

Геометрический объем кузова определяется по формуле

$$V = P v_y, \quad (2.15)$$

площадь пола платформ

$$F = P f_y. \quad (2.16)$$

Внутренняя длина вагонов крытых, изотермических и полувагонов составляет

$$2L_B = \frac{V}{F_k}, \quad (2.17)$$

где F_k площадь поперечного сечения кузова, заполняемого грузом, м².

Внутренняя длина платформ

$$2L_B = \frac{F}{2B_B}, \quad (2.18)$$

где $2B_B$ – внутренняя ширина платформы, м.

Длина платформы и полувагона выбирается с учетом существующих сортиментов длинномерных грузов. Кроме того, длина, ширина и высота полувагона должны соответствовать размерам вагоноопрокидывателей.

Для котла цистерны длину устанавливают в зависимости от его диаметра, форм днища, колпака и других частей, определяющих объем. Увеличение диаметра котла повышает центр тяжести цистерны, а уменьшение длины обычно сокращает ее базу. Увеличение диаметра и уменьшение длины снижают массу котла, но уменьшают его прочность и жесткость. Все это ведет к ухудшению устойчивости и плавности хода цистерны. Пределом увеличения диаметра котла является габарит подвижного состава. Размеры же его длины обычно связаны с допусаемой погонной нагрузкой вагона, которую, как указано выше, целесообразно использовать возможно полнее.

Для ориентировочного определения диаметра котла D четырехосной цистерны с учетом перечисленных факторов может быть использована формула

$$D = 0,7 \sqrt[3]{V}, \quad (2.19)$$

где V – объем котла.

Установив внутренние размеры кузова, определяют наружные его размеры.

Наружная длина кузова

$$2L = 2L_B + 2a_T, \quad (2.20)$$

где a_T – толщина торцевой стены кузова, м.

Наружная ширина кузова

$$2B = 2B_B + 2a_6, \quad (2.21)$$

где a_6 – толщина боковой стены, м.

В крытых вагонах учитывают также толщину боковой двери, в цистернах – наружную лестницу (если она расположена по бокам котла) и т. п.

Длина рамы кузова $2L_{PM}$ у большинства конструкций вагона совпадает с длиной кузова.

Общая длина вагона составляет

$$2L_{об} = 2L_{рм} + 2a_a, \quad (2.22)$$

где a_a – вылет автосцепки, т. е. расстояние от оси сцепления автосцепок до концевой (буферной) балки, м.

Линейные размеры, вычисленные по формулам (2.17) – (2.22), уточняют путем вписывания в габарит и исходя из других требований, предъявляемых к вагонам.

Глава 3

Основные данные для расчета вагонов на прочность

3.1. Нагрузки, действующие на вагон

Тара – собственный вес вагона – в течение всего срока службы остается постоянной.

Полезная нагрузка – вес перевозимого груза или пассажиров. В расчетах на прочность полезную нагрузку обычно принимают постоянной, равной грузоподъемности вагона, а в некоторых случаях учитывают неполное использование грузоподъемности.

Распорные усилия возникают при перевозках в вагонах жидких (гидростатические усилия), сыпучих и других навалых грузов и передаются на стены кузова вагона. В вагонах, предназначенных для перевозки таких грузов (цистерны, хопперы), эти усилия рассматриваются как постоянно действующие. В других вагонах их учитывают как непостоянно действующие – временные.

Постоянно действующие нагрузки (не зависящие от времени) называют **статическими**.

При движении вагон и его отдельные части подвергаются действию различных, переменных во времени **динамических сил**. Это силы взаимодействия между вагоном и локомотивом при движении в поезде или при маневровой работе; силы, обусловленные ускорениями при трогании с места, разгоне, торможении и при колебательных процессах; силы взаимодействия с верхним строением пути и другие.

Динамические силы зависят от многих факторов и поэтому носят случайный, вероятностный характер, что подтверждается экспериментальными исследованиями.

Коэффициент вертикальной динамики определяется отношением

$$K_{д} = \frac{P_{д}}{P_{ст}}, \quad (3.1)$$

где $P_{д}$ и $P_{ст}$ – соответственно динамическая и статическая вертикальные нагрузки на рассматриваемый узел или деталь.

Статические и динамические нагрузки являются основными, так как действуют на вагон большую часть времени всего срока его службы.

Вагон подвергается также другим воздействиям, которые могут быть приняты при расчетах или статическими или динамическими.

При расчетах учитываются нагрузки, действующие на вагон:

- 1) вертикальная нагрузка;
- 2) боковая нагрузка;
- 3) продольная нагрузка;
- 4) группа самоуравновешенных сил – вертикальных кососимметричных, горизонтальных от распора сыпучих грузов и др.

Вертикальная нагрузка состоит из тары, полезной и вертикальной динамической нагрузок.

Вертикальная динамическая нагрузка определяется статической нагрузкой, умноженной на коэффициент вертикальной динамики:

$$P_{д} = P_{ст} \cdot k_{д}. \quad (3.2)$$

Коэффициент вертикальной динамики получен методами математической статистики многочисленных экспериментальных данных: для скоростей движения 14 – 28 м/с (50 – 100 км/ч)

$$k_{д} = a + b \frac{0,00036v}{f_{ст}}, \quad (3.3)$$

для скоростей движения 28 – 33 м/с (100 - 120 км/ч) грузовых вагонов, кроме изотермических, 28 – 39 м/с (100 – 140 км/ч) изотермических и 28 – 44 (100 – 160 км/ч) пассажирских вагонов

$$k_{д} = a + b \frac{0,00079(v-15,3)}{f_{ст}}, \quad (3.4)$$

где a – коэффициент 0,5 для элементов кузова, 0,10 – для обрессоренных частей тележки, 0,15 – для необрессоренных частей тележки (за исключением колесных пар);

b – коэффициент, учитывающий осность вагона:

$$b = \frac{m_T + 2}{2m_T}, \quad (3.5)$$

где m_T – число осей в тележке или в группе соединенных балансирными балками тележек под одним концом кузова вагона;

v – скорость движения, м/с;

$f_{ст}$ – статический прогиб рессорного подвешивания вагона от нагрузки брутто, м.

При вычислении статического прогиба ступени рессорного подвешивания учитывают нагрузку брутто, приходящуюся на рассматриваемую ступень, включая 1/3 ее веса.

Формулы (3.3) и (3.4) применимы при $f_{ст} \geq 0,018$ м лишь для рессорных подвешиваний, снабженных необходимыми демпфирующими устройствами.

Для платформ и транспортеров в величину $f_{ст}$ включают и прогиб рамы, если он соизмерим с прогибом рессорного подвешивания.

При отсутствии непосредственных экспериментальных данных формулу (3.4) применяют для ориентировочной оценки коэффициента динамики и при конструкционных скоростях, больших указанных выше.

Боковая нагрузка перпендикулярна продольной плоскости симметрии вагона и обуславливается действием центробежной силы, силы давления ветра и сил динамического взаимодействия вагона и пути в горизонтальной плоскости.

Центробежная сила, возникающая при движении в кривых участках пути, приложена к центру тяжести вагона и направлена горизонтально, перпендикулярно продольной оси вагона. Величина центробежной силы C (Н) определяется по известной формуле

$$C = \frac{P_{бр} v^2}{gR}, \quad (3.6)$$

где $P_{бр}$ – вес брутто вагона, Н;

v – скорость движения, м/с;

R – радиус кривой, м.

Для уменьшения действия центробежной силы на подвижной состав и путь в кривых, расположенных на перегонах, наружный рельс укладывают выше внутреннего. Вследствие этого боковая нагрузка $H_{ц}$ (рис. 3.1) составит разность проекций сил C и $P_{бр}$ на поперечную ось вагона:

$$H_{ц} = C \cos \alpha_{ц} - P_{бр} \sin \alpha_{ц}, \quad (3.7)$$

где $\alpha_{ц}$ - угол, показанный на рис. 3.1.

Ввиду малости угла $\alpha_{ц}$ можно принять

$$\cos \alpha_{ц} = 1 \quad \text{и} \quad \sin \alpha_{ц} = \frac{h}{2S}, \quad (3.8)$$

где h – возвышение наружного рельса над внутренним;

$2S$ – расстояние между кругами катания колесной пары.

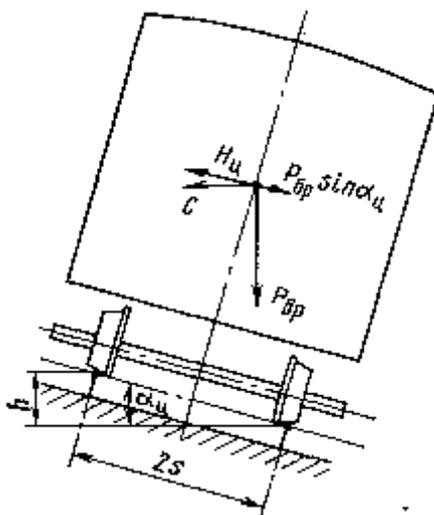


Рис. 3.1. схема действия веса брутто $P_{бр}$, центробежной силы C и их составляющих по поперечной оси вагона при движении по кривой с учетом возвышения наружного рельса

Подставляя значения (3.8), а также выражение (3.6) в формулу (3.7), после преобразования получим

$$H_{ц} = \left(\frac{v^2}{gR} - \frac{h}{2S} \right) P_{бр} \quad (3.9)$$

Обозначим

$$\eta_{ц} = \frac{v^2}{gR} - \frac{h}{2s} \quad (3.10)$$

Тогда формула (3.9) получит вид

$$H_{ц} = \eta_{ц} P_{\sigma p} \quad (3.11)$$

Согласно нормам принимают для пассажирских вагонов $\eta_{ц} = 0,1$, для грузовых $\eta_{ц} = 0,075$. При необходимости вычисления центробежной силы части вагона, например только кузова или только тележки, в формулу (3.9) или (3.11) вместо $P_{\sigma p}$ подставляют вес этой части.

Равнодействующую **силу давления ветра** H_{ω} (Н) определяют по формуле

$$H_{\omega} = \omega F, \quad (3.12)$$

где ω – давление ветра, перпендикулярное боковой стенке вагона, Па;

F – площадь боковой проекции кузова, м².

Равнодействующую силу давления ветра прикладывают в центре тяжести этой площади параллельно поперечной оси вагона.

По нормам для расчетов на прочность принимают $\omega = 500$ Па для вагона, движущегося с установленной максимальной скоростью.

Продольные нагрузки вагона состоят из растягивающих и сжимающих сил взаимодействия со смежными вагонами или локомотивом, возникающих при движении поезда и маневровой работе, а также из продольных сил инерции.

Для расчетов вагонов на прочность в нормах установлены три расчетных режима, в каждом из которых принимаются соответствующие значения растягивающих или сжимающих сил.

По I режиму, применяемому для расчета вагонов всех типов и отображающему редко встречающиеся эксплуатационные условия (1000-1500 раз за амортизационный срок службы вагона), продольную силу принимают равной 2,5 МН – для пассажирских вагонов сжимающей, а для грузовых как сжимающей, так и растягивающей. Режим соответствует троганию с места, осаживанию или торможению при малых скоростях. Совместно с продольной силой по этому режиму учитывают только вертикальную статическую нагрузку брутто.

По II режиму, применяемому дополнительно к первому для расчета только пассажирских вагонов и отображаемому, как и первый режим, условное движение пассажирского вагона в грузовом поезде (для выяснения возможности постановки его в такие поезда), принимают продольную силу растягивающей, равной 1,5 МН. Повторяемость этой силы за срок службы грузового вагона составляет около $2 \cdot 10^5$ раз и много меньше для пассажирского, так как вероятность постановки его в грузовой поезд мала. Совместно с продольной силой по этому режиму учитывают вертикальную статистическую нагрузку (без полезной, т.е. тару) и вертикальную динамическую для скорости движения 14 м/с. Режим соответствует движению грузового поезда на расчетном подъеме с указанной скоростью.

По III режиму, применяемому для расчета пассажирских и грузовых вагонов, отображающему обычные эксплуатационные условия движения в соответствующих им поездах с наибольшей допустимой скоростью, продольную силу принимают как растягивающей, так и сжимающей, равной 1 МН, повторяемость которой за срок службы вагона составляет до $2,5 \cdot 10^5$ раз. Продольная сила по этому режиму учитывается совместно с вертикальной статической нагрузкой брутто, вертикальной динамической нагрузкой, величина которой устанавливается посредством коэффициента вертикальной динамики по формуле (3.4) при максимальных допускаемых для соответствующих вагонов скоростях движения, а также с боковой нагрузкой.

Силы, возникающие при торможении, определяют по формуле

$$T_B = \eta_T P_{\text{оп}} \quad (3.13)$$

Здесь

$$\eta = \frac{j}{g}, \quad (3.14)$$

где j – замедление при торможении;

g – ускорение свободного падения.

При плавном торможении в случае отсутствия соударений вагонов в поезде принимают $\eta_T = 0,2$, а при соударениях $\eta_T = 3,0$. Вторую из указанных величин принимают для определения сил инерции на уровне рамы кузова вагона, а на уровне крыши (верхней части кузова) $\eta_T = 1,5$. Для промежуточных уровней η_T вычисляют по линейной интерполяции.

Силы в тормозной системе определяют исходя из максимального усилия на штоке поршня тормозного цилиндра при коэффициенте полезного действия рычажной передачи, равном единице.

Наряду с расчетами на прочность производят расчеты вагонов на устойчивость против выжимания из состава поезда.

3.2. Применяемые материалы и допускаемые напряжения

Детали и узлы вагона должны выполняться так, чтобы обеспечивалась его безотказная работа в течение всего срока службы в разнообразных эксплуатационных условиях. В эксплуатации элементы вагона подвергаются влиянию коррозии (атмосферной, при перевозках влажных грузов, при отпотевании в связи со сменой температур, при перевозке химически активных грузов и т.п.), абразивному износу, температурным воздействиям.

Прочность, долговечность и надежность вагона в многообразных эксплуатационных условиях при наименьшей собственной массе обеспечиваются, с одной стороны, рациональными конструктивными формами деталей и узлов, с другой – применением соответствующих материалов, технологических процессов изготовления и ремонта.

Основным строительным материалом для вагонов являются **низколегированные стали** в виде листового, сортового, фасонного проката (в том числе холодногнутого профиля) и стальных отливок.

В связи с эксплуатационными условиями применяемые стали должны обладать достаточно высокими механическими характеристиками, как при обычных, так и при низких температурах и коррозионной стойкостью. Уже в начальной стадии поражения поверхности детали коррозией снижается ее предел выносливости.

Кроме того, стали должны удовлетворять требованиям рациональной технологии изготовления и ремонта вагонов (например, пластичностью для получения штампованных и гнутых деталей). Особое значение имеет свариваемость сталей – получение электродуговой сваркой надежных сварных соединений. Следует отметить, что предел выносливости стали увеличивается пропорционально временному сопротивлению, в то время как пределы выносливости сварных соединений из сталей различной прочности практически мало различаются вследствие значительной концентрации напряжений, структурных изменений в околошовной зоне и наличия остаточных напряжений.

Хорошие результаты достигаются оплавлением сварных швов неплавящимся (ванадиевым) электродом в среде аргона. Если затем швы подвергнуть дробеструйной обработке, то можно достигнуть того, что сварное соединение по выносливости будет равнопрочно основному металлу.

В зависимости от степени напряженности, вида предельного состояния (потеря прочности или потеря устойчивости) и подверженности коррозии все несущие элементы конструкции кузова могут быть разделены на ряд групп:

1 группа – несущие толстостенные элементы (детали рам и каркаса стен кузовов), предельным состоянием которых является потеря прочности. Металл для элементов этой группы должен обладать повышенными механическими характеристиками; вместе с тем, к нему, благодаря относительной толстостенности, могут быть предъявлены менее жесткие требования по коррозионной стойкости;

2 группа – тонкостенные элементы (дуги крыши, стойки, поперечные балки и другие несущие тонкостенные элементы кузовов), предельным состоянием которых также является потеря прочности. К металлу этих элементов должны быть предъявлены повышенные прочностные и антикоррозионные требования;

3 группа – тонкостенные элементы (обшивка кузовов, некоторые подкрепляющие продольные элементы и т. п.), предельным состоянием которых является потеря устойчивости. В связи с малой толщиной этих элементов на их несущую способность существенное влияние оказывают коррозионные повреждения, поэтому к металлу этой группы предъявляются повышенные требования по антикоррозионным свойствам и менее жесткие по прочностным.

Для кузовов грузовых вагонов наиболее часто применяется марганцовомедистая сталь марки 09Г2Д.

Для элементов 1 группы целесообразно применять сталь марки 10Г2БД, содержащую ниобий.

Для элементов 1 и 2 групп следует использовать также сталь марки 10ХНДП, а также улучшенные низколегированные конструкционные стали марок 12ХСНД, 15ХСНД и др.

Для элементов 3 группы коррозионная стойкость имеет главное значение, поэтому целесообразно использовать нержавеющие стали марок 12Х13Г18Д для обшивки, 10Х14АГ15 для каркаса.

Для литых деталей тележек грузовых вагонов, ударно-тяговых приборов используются низколегированные стали марок 20ГЛ, 20ФЛ и 20ФЛ.

Одним из главных направлений облегчения тары является применение алюминиевых сплавов в вагоностроении. Из алюминиевых сплавов можно прессованием получить крупногабаритные панели, замкнутые и пустотелые профили любого сечения и производить сборку вагона из крупных панелей с минимальным объемом сварочных работ.

На дальнейшее уменьшение тары и улучшение эксплуатационных показателей вагона оказывает большое влияние применение в вагоностроении полимерных материалов, пластмасс. Эти материалы обладают малой объемной массой, высокой коррозионной и биологической стойкостью, возможностью придания им необходимой расцветки для последующей дополнительной окраски.

В настоящее время полимеры используются преимущественно для изготовления внутреннего оборудования и отделки вагонов.

Глава 4

Проектирование колесной пары

4.1. Силы, действующие на колесную пару

При проектировании колесной пары, как и любой другой части вагона, необходимо произвести расчеты на прочность. Для этого необходимо определить действующие на нее силы, установить возникающие в ее элементах напряжения, оценить прочность и долговечность рассматриваемой конструкции.

Колесная пара испытывает воздействие почти всех нагрузок, действующих на вагон. Определим те из них, которые наиболее существенно влияют на прочность колесной пары и учитываются в расчете оси.

Вертикальная статическая нагрузка груженого вагона (брутто), приходящаяся на шейку оси, вычисляется по формуле

$$P_{cm} = \frac{m_{бр} - m_0 m_{кп} + 2m_0 m_{ш}}{2m_0} \cdot g \cdot \frac{1 + \lambda}{2}, \quad (4.1)$$

где $m_{бр}$ – масса вагона брутто;
 m_0 – число колесных пар в вагоне;
 $m_{кп}$ – масса колесной пары;

$m_{ш}$ – масса консольной части оси (от торца оси до плоскости круга катания колеса);

g – ускорение силы тяжести;

λ – средняя величина коэффициента использования грузоподъемности вагона (для пассажирских вагонов $\lambda = 1$).

Следовательно, по формуле (4.1) в нагрузку шейки включается часть веса оси колесной пары и учитывается неполное использование грузоподъемности при эксплуатации вагонов.

Вертикальная динамическая нагрузка, обусловленная колебаниями обрессоренных масс, определяется по формуле

$$P_d = P_{cm} k_d, \quad (4.2)$$

где k_d – коэффициент вертикальной динамики.

На основе статистической обработки опытных данных и теоретического анализа с учетом вероятности повторения динамических нагрузок ВНИИЖТ рекомендует формулу

$$k_d = \lambda_B \left(A + \frac{Bv}{f_{ст}} \right), \quad (4.3)$$

где λ_B – величина, зависящая от осности тележки;

A – величина, зависящая от гибкости рессорного подвешивания вагона;

B – величина, зависящая от типа вагона;

v – скорость движения вагона, м/с;

$f_{ст}$ – статический прогиб рессорного подвешивания, м.

Значения величин A , B и λ_B приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Тип вагона	Диапазон скоростей, м/с	A	B·10 ⁴	D	λ_B	λ_Γ	δ
Грузовой: четырёхосный	15 – 33	8,125($f_{CT} - 0,0463$)	5,94	13,2	1,0	1,0	1,00
восьмиосный	15 – 33	8,125($f_{CT} - 0,0463$)	5,94	13,2	0,8	0,8	1,00
изотермический	15 – 40	0,06	4,14	13,2	1,0	1,0	0,94
Пассажирский	15 – 33	0,06	5,94	13,2	1,0	1,0	0,94
Пассажирский	33 – 45	0,06	5,94	11,5	1,0	1,0	0,94

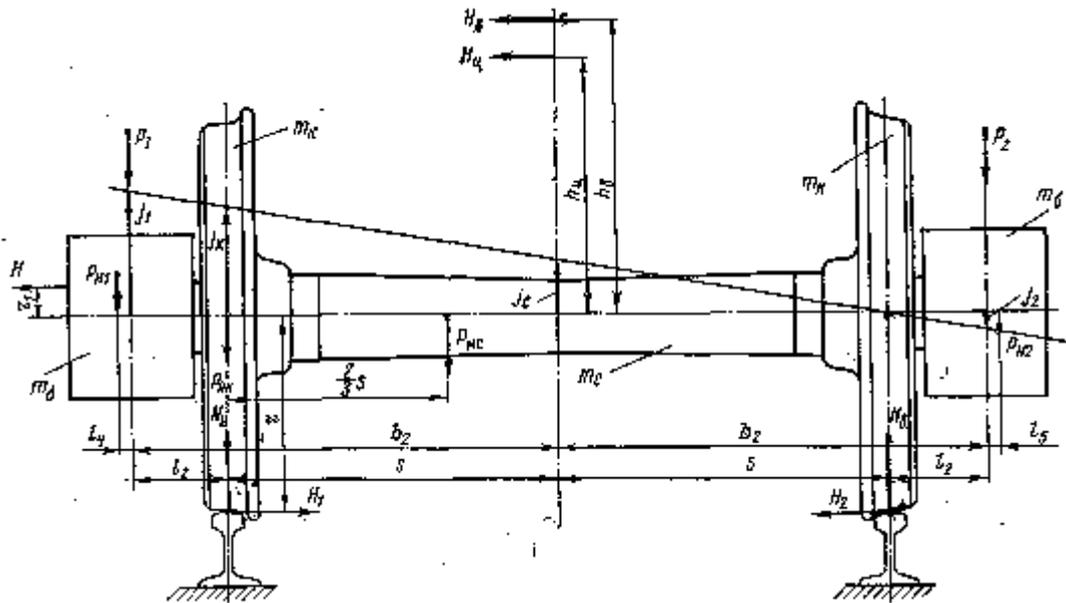


Рис. 4.1. Схема сил, загружающих колесную пару

Величины, указанные в табл. 4.1, установлены для грузовых вагонов с тележками одинарного подвешивания при $f_{CT} = 0,018 - 0,05$ м и для пассажирских вагонов с тележками двойного подвешивания при $f_{CT} \geq 0,1$ м.

Учитывая несимметричность колебаний, вертикальную динамическую нагрузку считают приложенной к одной шейке, а на другой ее принимают равной нулю.

Вертикальная нагрузка от центробежной силы, загружающая одну шейку и разгружающая другую, составляет

$$P_{ц} = H_{ц} \frac{h_{ц}}{2b_2}, \quad (4.4)$$

где $H_{ц}$ – центробежная сила вагона, приходящаяся на одну колесную пару. Эту силу определяют по формуле (3.11), подставляя в нее вместо $P_{бр}$ вычисленное по выражению (4.1) $2P_{ст}$;

$h_{ц}$ – высота центра массы вагона от оси колесной пары;

$2b_2$ – расстояние между серединами шеек оси.

Вертикальная нагрузка от давления ветра на боковую поверхность вагона, загружающая одну шейку оси и разгружающая другую, определяется формулой

$$P_{в} = H_{в} \frac{h_{в}}{2b_2 m_0}, \quad (4.5)$$

где $H_{в}$ – давление ветра, действующее на вагон и вычисляемое по формуле (3.12);

$h_{в}$ – расстояние от равнодействующей давления ветра до оси колесной пары.

Вследствие медленного изменения во времени центробежной силы и давления ветра вероятность их повторения принимается равной единице и они учитываются так же, как статическая нагрузка.

Суммарная вертикальная нагрузка:
на левую шейку (рис. 4.1)

$$P_1 = P_{ст}(1 + k_{д}) + P_{ц} + P_{в}; \quad (4.6)$$

на правую шейку

$$P_2 = P_{ст} - P_{ц} - P_{в}. \quad (4.7)$$

Горизонтальные нагрузки от центробежной силы и давления ветра вместе с усилиями взаимодействия колес с рельсами при движении вагона по кривой, приводятся к боковому давлению H_1 , приложенному к колесу, движущемуся по наружному рельсу кривой, и к

силе трения H_2 , возникающей в месте контакта второго колеса с рельсом. Эта сила

$$H_2 = \mu N_B, \quad (4.8)$$

где μ – коэффициент трения при скольжении колеса по рельсу в поперечном направлении ($\mu = 0,25$);

N_B – вертикальная нагрузка движущегося по внутреннему рельсу колеса на этот рельс.

Силы H_1 и H_2 уравниваются реакцией рамы тележки, называемой поперечной рамной силой H и определяемой формулой

$$H = \frac{m_{op}}{m_0} g k_r, \quad (4.9)$$

где k_r – коэффициент горизонтальной динамики. Согласно анализу экспериментальных данных

$$k_r = \lambda_r \delta (0,038 + 0,0038v), \quad (4.10)$$

где λ_r – величина, зависящая от осности тележки, а δ – от гибкости рессорного подвешивания (см. табл. 4.1).

Зная величину силы H и H_2 , найдем

$$H_1 = H + H_2. \quad (4.11)$$

Вертикальная нагрузка от сил инерции необрессоренных масс, действующая :

на левую шейку оси

$$P_{H1} = m_1 j_1; \quad (4.12)$$

на правую шейку

$$P_{H2} = m_2 j_2, \quad (4.13)$$

где m_1 и m_2 – суммы необрессоренных масс частей, приходящихся на левую и правую шейки соответственно;

j_1 и j_2 – ускорения соответственно левого и правого буксовых узлов.

При определении m_1 и m_2 в них включают массу $m_{ш}$ консольной части оси, массу буксы $m_б$ и массу опирающихся на буксу деталей m_p . Для тележек грузовых вагонов с центральным рессорным подвешиванием m_p представляет собой половину массы боковой рамы и рессорного комплекта, а для тележек пассажирских вагонов – половину массы буксовых пружин, а также массы укрепленных на буксе карданного привода генератора, противоюзного устройства и других частей (при их наличии).

В расчете учитывают только низкочастотные ускорения (с частотами до 100Гц), поскольку ими определяется основная нагрузка оси, причем колесную пару в этом случае можно рассматривать в качестве абсолютно жесткого тела. Принимается условие, обычно возникающее при движении колесной пары по неровностям рельсов: наличие вертикального ускорения одного (в данном случае левого) колеса и отсутствие ускорения другого (правого).

Для принимаемого здесь линейного изменения ускорений по длине оси (см. рис. 4.1) ускорение левого колеса

$$\dot{j}_1 = \frac{2S}{l_2 + 2S} \dot{j}_1; \quad (4.14)$$

ускорение правого буксового узла

$$\dot{j}_2 = \frac{2S}{l_2 + 2S} \dot{j}_2; \quad (4.15)$$

ускорение средней части оси

$$\dot{j}_c = \frac{1}{2} \dot{j}_k, \quad (4.16)$$

где $2S$ – расстояние между кругами катания колесной пары;

l_2 – расстояние от середины шейки оси до плоскости круга катания колеса.

Сила инерции колеса

$$P_{нк} = m_k \dot{j}_k, \quad (4.17)$$

где m_k – масса колеса.

Сила инерции средней части оси принимается в виде сосредоточенной нагрузки, соответствующей равнодействующей распределенных по длине сил инерции. Она составляет

$$P_{nc} = m_c j_c = \frac{1}{2} m_c j_k, \quad (4.18)$$

где m_c – масса средней части оси; приложена на расстоянии $\frac{2}{3}s$ от плоскости круга катания левого колеса.

Силы P_{H1} и P_{H2} могут быть приложенными с эксцентриситетами l_4 и l_5 относительно середин шеек оси. Как следует из рис. 4.1, сила P_{H1} загружает левую шейку, а сила P_{H2} разгружает правую шейку.

Если на средней части оси укреплен редуктор привода генератора, то дополнительно учитывают соответствующие силы инерции.

Из формул (4.12), (4.13), (4.17) и (4.18) следует, что величина рассматриваемых сил зависит от массы необрессоренных частей вагона и их ускорений, которые при неблагоприятных условиях достигают большой величины (до 50g). Поэтому для уменьшения сил инерции целесообразно применять облегченные колеса и другие необрессоренные элементы малой массы, снижать жесткость пути, устранять дефекты колес (выбоины, ползуны, неравномерный прокат, неуровненность и т.п.), особенно внимательно следить за состоянием пути и колесных пар в зимнее время.

На основе обработки экспериментальных данных и результатов теоретических исследований ускорение левого буксового узла

$$j_1 = \frac{204 + Dv}{\sqrt{m_n}} g, \quad (4.19)$$

где D – коэффициент, зависящий от типа вагона и скорости движения (см. табл. 4.1);

m_n – сумма масс необрессоренных частей, опирающихся на рельс:

$$m_n = \frac{1}{2} m_{кп} + m_б + m_p. \quad (4.20)$$

Здесь $m_{кп}$, $m_б$ и m_p имеют прежние значения.

Вертикальные реакции рельсов, определенные из условий равновесия (равенство нулю суммы моментов всех рассматриваемых сил относительно точек контакта колес с рельсами), составляют:

$$\left. \begin{aligned} N_H &= P_1 \frac{l_2 + 2s}{2s} + P_{H1} \frac{l_4 + l_2 + 2s}{2s} + H \frac{r + r_1}{2s} + P_{нк} + \frac{2}{3} P_{nc} - P_2 \frac{l_2}{2s} + P_{H2} \frac{l_2 + l_5}{2s}; \\ N_B &= P_2 \frac{l_2 + 2s}{2s} - P_{H2} \frac{l_5 + l_2 + 2s}{2s} - H \frac{r + r_1}{2s} + \frac{1}{3} P_{nc} - P_1 \frac{l_2}{2s} - P_{H1} \frac{l_4 + l_2}{2s}, \end{aligned} \right\} (4.21)$$

где r – радиус колеса;

r_1 – радиус шейки оси (при роликовых подшипниках в этих и последующих формулах допустимо принимать $r_1 = 0$).

4.2. Расчетные нагрузки и режимы нагружения оси колесной пары

На рис. 4.2 показана схема нагружения оси. Взамен удаленных колес в опорных местах оси приложены силы H_1 и H_2 и моменты:

$$M_{\text{л}} = H_1 r - (1 - \beta)(l_4 + l_2)P_{\text{н1}}; \quad (4.22)$$

$$M_{\text{п}} = H_2 r. \quad (4.23)$$

Формула (4.22), помимо момента от бокового давления колеса на рельс, учитывает также часть момента сил инерции буксового узла, воспринимаемую диском колеса за счет его упругости. Коэффициент, оценивающий эту упругость, согласно экспериментальным данным принимают $\beta = 0,7$.

Вертикальные реакции в опорах оси, определенные из условий равенства нулю суммы моментов всех сил относительно этих опор, составляют:

$$\left. \begin{aligned} N_{\text{л}} &= P_1 \frac{l_2 + 2s}{2s} + \beta P_{\text{н1}} \frac{l_4 + l_2}{2s} + P_{\text{н1}} + H \frac{r + r_1}{2s} + \frac{2}{3} P_{\text{нс}} - P_2 \frac{l_2}{2s} + P_{\text{н2}} \frac{l_2 + l_5}{2s}; \\ N_{\text{п}} &= P_2 \frac{l_2 + 2s}{2s} - P_{\text{н2}} \frac{l_5 + l_2 + 2s}{2s} - H \frac{r + r_1}{2s} + \frac{1}{3} P_{\text{нс}} - P_1 \frac{l_2}{2s} - \beta P_{\text{н1}} \frac{l_4 + l_2}{2s}. \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

Наиболее напряженными являются следующие сечения оси: I – у внутренней кромки заднего роликового подшипника; II – по внутренней галтели шейки (на расстоянии $\frac{1}{3}$ длины переходного участка от начала галтели); III – в плоскости круга катания; IV – в середине оси.

Изгибающие моменты от всех рассматриваемых расчетных нагрузок в этих сечениях:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= P_1 l_6 + P_{\text{н1}}(l_4 + l_6) + H r_1; \\ M_2 &= P_1 l_3 + P_{\text{н1}}(l_4 + l_3) + H r_1; \\ M_3 &= P_1 l_2 + P_{\text{н1}}(l_4 + l_2) + H r_1 + M_{\text{л}}; \\ M_4 &= P_1 b_2 + P_{\text{н1}}(l_4 + l_2) + H r_1 + M_{\text{л}} - N_{\text{л}} s + P_{\text{нс}} l_7, \end{aligned} \right\} \quad (4.25)$$

где l_3 , l_6 и l_7 – расстояния, показанные на рис. 4.2.

Изгибающие моменты в тех же сечениях от статической нагрузки составляют:

$$\left. \begin{aligned} M_{cm1} &= P_{cm} l_6; \\ M_{cm2} &= P_{cm} l_3; \\ M_{cm3} &= P_{cm4} = P_{cm} l_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.26)$$

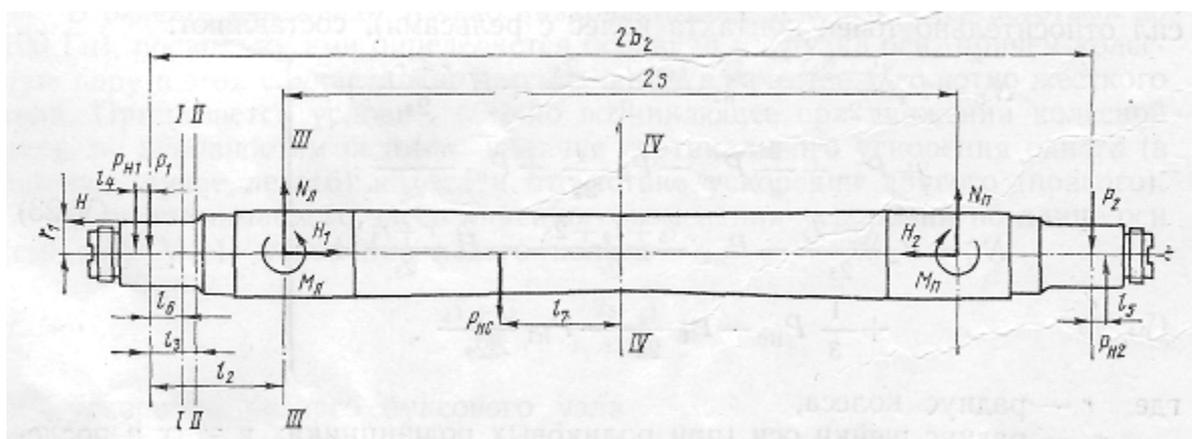


Рис. 4.2. Схема приложения сил и опорных моментов к оси колесной пары

Моменты сопротивления изгибу расчетных сечений:

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= W_2 = \frac{\pi d_1^3}{32}; \\ W_3 &= \frac{\pi d_2^3}{32}; \\ W_4 &= \frac{\pi d_3^3}{32}. \end{aligned} \right\} \quad (4.27)$$

где d_1 , d_2 и d_3 – диаметры шейки, подступичной части и середины оси соответственно.

Напряжения от статической нагрузки в расчетных сечениях оси:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{cm1} &= \frac{M_{cm1}}{W_1}; & \sigma_{cm2} &= \frac{M_{cm2}}{W_2}; \\ \sigma_{cm3} &= \frac{M_{cm3}}{W_3}; & \sigma_{cm4} &= \frac{M_{cm4}}{W_4}. \end{aligned} \right\} \quad (4.28)$$

Напряжения от расчетных нагрузок можно получить, если напряжения от статической нагрузки умножить на соответствующие коэффициенты перегрузки оси:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{\max 1} &= \frac{M_1}{M_{cm1}}; & \alpha_{\max 2} &= \frac{M_2}{M_{cm2}}; \\ \alpha_{\max 3} &= \frac{M_3}{M_{cm3}}; & \alpha_{\max 4} &= \frac{M_4}{M_{cm4}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.29)$$

Эти коэффициенты называются максимальными. Если принять, что повреждающими напряжениями являются все напряжения, начиная с половины предела выносливости $\sigma_{-1Дi}$ материала оси в рассматриваемом i -м ее сечении, то разделив $\frac{\sigma_{-1Дi}}{2}$ на напряжения от статической нагрузки, получим минимальные значения коэффициентов перегрузки оси:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{\min 1} &= \frac{\sigma_{-1Д1}}{2\sigma_{cm1}}; & \alpha_{\min 2} &= \frac{\sigma_{-1Д2}}{2\sigma_{cm2}}; \\ \alpha_{\min 3} &= \frac{\sigma_{-1Д3}}{2\sigma_{cm3}}; & \alpha_{\min 4} &= \frac{\sigma_{-1Д4}}{2\sigma_{cm4}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.30)$$

4.3. Упрощенные методы расчета оси

Сложные условия нагружения оси, недостаточная изученность ее напряженного состояния и характеристик прочности материала, а также желание облегчить решение данной задачи обусловили применение упрощенных методов расчета.

Рассмотрим методы ЦНИИ-НИБ и ОСЖД расчета оси.

Метод ЦНИИ-НИБ. Принимается, что ось нагружена двумя силами: вертикальной $1,25P_0$ и горизонтальной боковой $H = 0,5P_0$, где $1,25$ – коэффициент, учитывающий действие вертикальной динамической нагрузки; P_0 – статическая нагрузка на ось от веса вагона брутто, обычно вычисляемая по формуле

$$P_0 = \frac{m_{op} - m_0 m_{kn}}{m_0} g. \quad (4.31)$$

Входящие в эту формулу величины имеют то же значение, что и в формуле (4.1).

Расчетные силы считают приложенными в центре тяжести O вагона (рис. 4.3). Расстояние от оси колесной пары до точки O принимают $h = 1,45$ м, если оно не установлено техническим заданием на проектирование вагона. Расчетные силы вызывают нагружение:

$$P_1 = \frac{1,25P_0}{2} + H \frac{h}{2b_2} = (1,25 + \frac{h}{2b_2}) \frac{P_0}{2}; \quad (4.32)$$

правой шейки оси

$$P_2 = \frac{1,25P_0}{2} - H \frac{h}{2b_2} = (1,25 - \frac{h}{2b_2}) \frac{P_0}{2}. \quad (4.33)$$

Эти силы считают приложенными к серединам шеек.

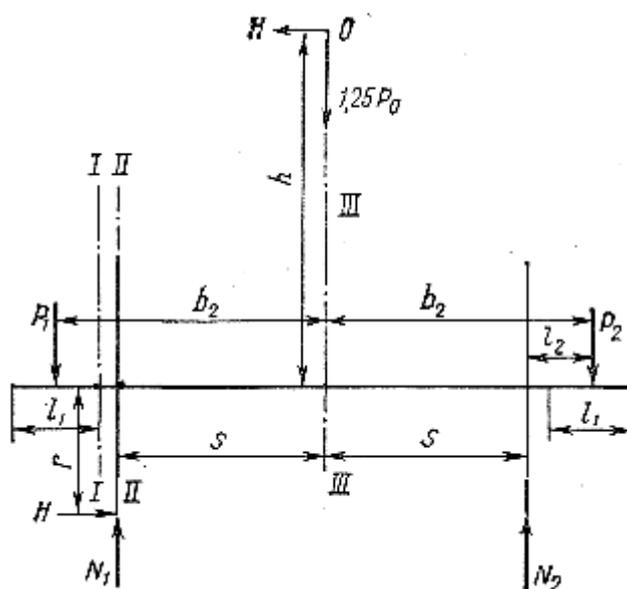


Рис. 4.3. Расчетная схема нагружения колесной пары

Вертикальные опорные реакции для левого и правого колес, вычисляемые без учета веса колесной пары, соответственно:

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= \frac{1,25P_0}{2} + H \frac{h+r}{2s} = \left(1,25 + \frac{h+r}{2s}\right) \frac{P_0}{2}; \\ N_2 &= \frac{1,25P_0}{2} - H \frac{h+r}{2s} = \left(1,25 - \frac{h+r}{2s}\right) \frac{P_0}{2} \end{aligned} \right\} \quad (4.34)$$

К левому колесу приложена также горизонтальная реакция Н.

Изгибающие моменты вычисляются в трех расчетных сечениях I – I, II – II и III – III: M_1 – у внутренней галтели шейки, M_2 – в плоскости круга катания и M_3 – в середине оси. Для этих сечений они составляют:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= P_1 \left(\frac{l_1}{2} + \Delta l_1\right) = \left(1,25 + \frac{h}{2b_2}\right) \left(\frac{l_1}{2} + \Delta l_1\right) \frac{P_0}{2}; \\ M_2 &= P_1 l_2 + Hr = \left[\left(1,25 + \frac{h}{2b_2}\right) (b_2 - s) + r \right] \frac{P_0}{2}; \\ M_3 &= P_1 b_2 + Hr - N_1 s = \left[1,25(b_2 - s) + \frac{r}{2} \right] \frac{P_0}{2} \end{aligned} \right\} \quad (4.35)$$

где $2b_2$ – расстояние между серединами шеек оси;

$2s$ – расстояние между кругами катания колес;

l_1 – длина шейки оси;

r – радиус колеса;

l_2 – расстояние от середины шейки до плоскости круга катания;

Δl_1 – допустимый износ по длине шейки.

Из уравнения прочности на изгиб $M_i = W_i[\sigma_i]$? где $W_i = \frac{\pi d^3 i}{32}$ и $i = 1; 2; 3$, определяют наименьшие допускаемые диаметры:

шейки

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32M_1}{\pi[\sigma_1]}}; \quad (4.36)$$

подступичной части

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32M_2}{\pi[\sigma_2]}}; \quad (4.37)$$

середины оси

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32M_3}{\pi[\sigma_3]}}. \quad (4.38)$$

Допускаемые напряжения принимают по данным таблицы 4.2.

По рассчитанным диаметрам выбирают ось колесной пары из числа предусмотренных стандартом. При этом для обеспечения возможной обточки при износе к расчетным диаметрам добавляют: для шейки оси 2 мм, для подступичной и средней частей оси 6 мм.

Приведенные в таблице 4.2 величины допускаемых напряжений установлены на основе опыта эксплуатации существующих осей с учетом других нагрузок, помимо рассмотренных сил.

Таблица 4.2

Вагон	Допускаемые напряжения, МПа, в оси колесной пары		
	В шейке [σ_1]	В подступич- ной части [σ_2]	В средней части [σ_3]
Пассажирский	120	140	130
Грузовой	140	165	155

Для осей колесных пар, отличающихся от существующих условиями эксплуатации, формой элементов, материалом, термической обработкой, способом соединения с колесами, эти напряжения не могут быть использованы и расчет таких осей следует выполнять более точными методами.

Метод ОСЖД. В этом методе также принята расчетная схема нагружения оси двумя силами: вертикальной $P = (1 + \beta)P_0$ и горизонтальной боковой $H = \alpha P_0$. Здесь P_0 – статическая нагрузка на ось, определяемая при равномерной загрузке вагона по формуле (4.31), а при неравномерной – графическим способом; $\alpha = 0,3 - 0,4$; $\beta = 0,1 - 0,2$. Значения коэффициентов α и β выбирают в зависимости от конструкции и состояния железнодорожного пути.

Нагрузка на наиболее нагруженную шейку оси (левую по рис. 4.3) определяется по формуле

$$P_1 = \left(\frac{1 + \beta}{2} + \alpha \frac{h}{2b_2} \right) P_0, \quad (4.39)$$

вертикальная реакция рельса на наиболее нагруженное колесо (левое по рис. 4.3) – по формуле

$$N_1 = \left(\frac{1 + \beta}{2} + \alpha \frac{h + r}{2s} \right) P_0, \quad (4.40)$$

где $2b_2$, $2s$, h и r имеют такие же значения, как в формулах (4.32) – (4.34).

Изгибающие моменты в расчетных сечениях шейки, подступичной и средних частей оси вычисляются по формулам (4.35), а в промежуточных сечениях – по тем же формулам, изменяя соответствующие расстояния от оси сил до сечений.

Номинальные напряжения изгиба в рассматриваемом i -м сечении оси

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i}, \quad (4.41)$$

где M_i – изгибающий момент в i -м сечении оси;

W_i – момент сопротивления i -го сечения изгибу.

Запас усталостной прочности для всех расчетных сечений

$$n_i = \frac{\sigma_{-1Di}}{\sigma_i}. \quad (4.42)$$

Для участков оси, где нет концентрации напряжений (шейка, кроме внутренней галтели, средняя часть оси),

$$\sigma_{-1D} = \sigma_{-1} \varepsilon_\sigma \beta_\sigma, \quad (4.43)$$

а для участков с существенной концентрацией напряжений (внутренняя галтель шейки, подступичная часть)

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_\sigma \beta_\sigma}{k_\sigma}, \quad (4.44)$$

где σ_{-1} – предел выносливости при круговом изгибе лабораторного образца;

ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние размеров детали (масштабный фактор);

β_σ – коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Величина σ_{-1} определяется на основе испытаний и для применяемых марок стали обычно известна. Величины ε_{σ} , β_{σ} и k_{σ} принимают по известным зависимостям (графикам и формулам), имеющимся в литературных источниках. Эффективный коэффициент концентрации напряжений вследствие прессовой посадки колеса на ось принимают $k_{\sigma} = 1,5$.

Глава 5

Проектирование буксового узла

При проектировании букс с роликовыми подшипниками необходимо обеспечить рациональное распределение нагрузки между роликами и вдоль образующей роликов и колец. В буксах грузовых вагонов обе задачи решают введением ребер жесткости 7 (см. рис. 5.1), расположенных над серединами роликов.

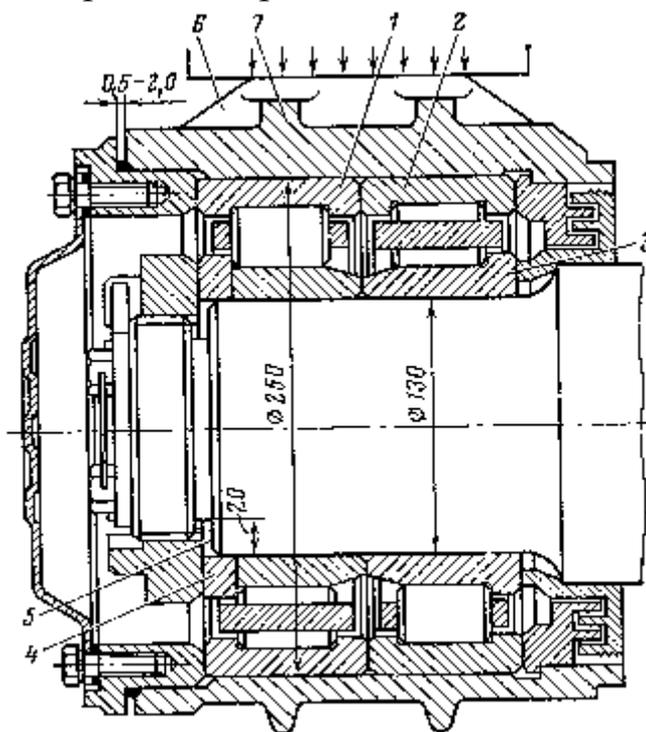


Рис. 5.1. Типовая букса грузового вагона

В такой буксе радиальная статическая нагрузка воспринимается пятью роликами: на центральный ролик передается 26,2% нагрузки, на соседние с ним – по 24,5% и на крайние из пяти роликов – по 12,3%. Распределение статической нагрузки вдоль образующей

роликов в этой буксе таково, что их концы по сравнению с серединой разгружены на 20 – 23%. Такая разгрузка, обусловленная существенным повышением жесткости корпуса в зоне ребер, весьма рациональна, так как при движении вагона вследствие маятниковых качаний боковых рам тележек концы роликов всегда дополнительно нагружаются. Кроме того, разгрузка концов роликов и соответствующих зон наружных и внутренних колец подшипников достигается уменьшением длины опорной поверхности нагружающих продольных ребер б корпусов букс.

При проектировании корпусов букс грузовых вагонов нельзя ориентироваться только на распределение статической нагрузки между роликами. Необходимо также учитывать, что в тележках, не имеющих специальных балок (поперечных связей), шейки осей и подшипники нагружаются моментами, действующими в горизонтальной плоскости и обусловленными забеганием боковых рам. Эти моменты особенно существенно перегружают ролики, расположенные под углами $2\alpha_p$ и $3\alpha_p$ к вертикальной оси (α_p – угол между двумя смежными роликами).

На рис. 5.2 показаны результаты выполненных ВНИИЖТ стендовых и поездных испытаний по определению характера распределения нагрузки между роликами подшипника в буксах тележки типа ЦНИИ-ХЗ. Испытания показали, что при движении вагона в таком подшипнике практически одинаковую повышенную нагрузку воспринимают семь роликов (из девяти) вместо трех (из пяти) при действии на подшипник одной радиальной нагрузки. Загружение девяти роликов при их существенной перегрузке обусловлено кинематической схемой рассматриваемой тележки.

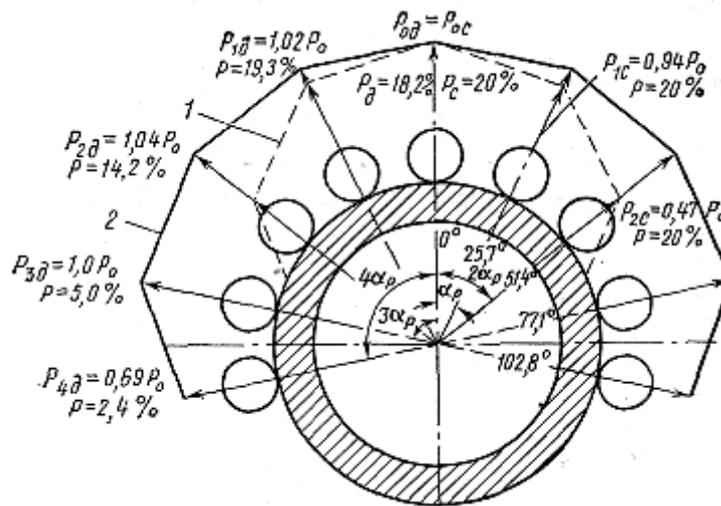


Рис. 5.2. Распределение нагрузки между роликами в корпусе буксы грузового вагона: 1 – в условиях стендовых испытаний (статическое приложение радиальной нагрузки); 2 – в поездных условиях; P_0 , P_1 и P_2 – нагрузки, на центральный и боковые ролики (с индексом «g» в условиях движения, с индексом «с» при стендовых испытаниях); p – повторяемость нагружения

В буксе пассажирского вагона при передаче нагрузки на кронштейны рациональное ее распределение между роликами может быть обеспечено приданием своду корпуса переменного сечения (меньшая высота сечения в вертикальной диаметральной плоскости, постепенно увеличивающаяся по мере приближения к горизонтальной плоскости). Поскольку в тележках пассажирских вагонов на буксы действуют меньшие моменты в горизонтальной плоскости, можно допускать, повышая гибкость свода, несколько большую разгрузку центрального и смежных с ним роликов за счет увеличения нагрузки на ролики, расположенные под углом $2\alpha_p$ (ролики, расположенные под углом $3\alpha_p$ практически не воспринимают вертикальную нагрузку).

При проектировании букс с роликовыми подшипниками большое внимание уделяют уплотнению корпуса. Рекомендуется лабиринтное четырехкамерное бесконтактное уплотнение с минимально возможным радиальным зазором (0,7–0,8 мм). Осевой зазор в лабиринте принимают несколько больше осевого разбега подшипников (2 мм при максимальном разбеге подшипников 1,38 мм).

На дорогах СНГ пассажирские вагоны, имеющие буксы с двумя цилиндрическими роликовыми подшипниками на шейке оси, эксплуатируются со скоростями до 45 м/с (160 км/ч).

5.1. Расчет роликовых подшипников

Под расчетом роликовых подшипников обычно понимают проверку долговечности подшипника при заданном режиме эксплуатации, если известны его тип и габаритные размеры, т. е. условное обозначение, так и выбор подшипника, обеспечивающего требуемую долговечность в условиях вполне определенного режима эксплуатации. Практика показывает, что подшипники одной конструкции и одной партии имеют различную долговечность, даже находясь в одинаковых условиях нагружения.

Под **долговечностью подшипников** понимается расчетный срок службы, измеряемый числом оборотов, в течение которого не менее 90% из данной их группы при одинаковых условиях должны отработать без появления признаков усталости металла. На указанном понятии основаны приводимые в каталогах значения **динамической грузоподъемности**, используемые при расчете долговечности вместо применявшегося ранее коэффициента работоспособности подшипников.

Динамическая грузоподъемность C_p радиальных и радиально-упорных подшипников есть постоянная радиальная нагрузка, которую группа идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом сможет выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов внутреннего кольца.

Эти значения динамической грузоподъемности C_p соответствуют такому распределению нагрузки между роликами (рис. 5.3), когда наиболее нагруженным является ролик, центр которого расположен по направлению вертикальной нагрузки P_n , действующей на подшипник, а нагрузка на остальные ролики уменьшается пропорционально косинусу угла между направлением силы и прямой, соединяющей центр ролика с центром подшипника (угол $\alpha_p \leq 90^\circ$, где n – порядковый номер ролика, отсчитанный от центрального).

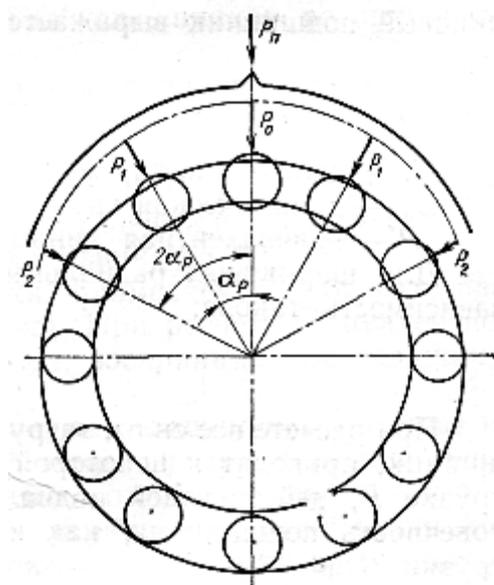


Рис. 5.3. Расчетная схема нагружения роликового подшипника

С учетом радиального зазора, а также деформации колец и роликов при установке подшипников в жестком корпусе нагрузка на

наиболее нагруженный ролик при числе роликов $z_n = 10 - 20$ определяется из выражения:

$$P_0 = \frac{4.6P_n}{z_n}, \quad (5.1)$$

где P_n – радиальная нагрузка на подшипник;

z_n – число роликов в подшипнике.

В ряде случаев, например при оценке долговечности подшипника, установленного в корпус буксы с иным распределением нагрузки между роликами, необходимо определять контактные напряжения, возникающие в деталях подшипника.

Контактные напряжения (МПа) на поверхностях соприкосновения роликов и колец цилиндрического подшипника определяются из выражения

$$\sigma = 1,925 \sqrt{\frac{P_i}{l_p}} \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{d_p} \pm \frac{1}{R_{B(H)}} \right)}, \quad (5.2)$$

где P_i – нагрузка на ролик, Н;

l_p, d_p – соответственно длина и диаметр ролика, м;

R_B, R_H – радиус дорожки качения соответственно внутреннего и наружного колец, м. Знак $+$ берется для внутреннего кольца R_B , знак $-$ для наружного кольца R_H ;

допускаемые напряжения $\sigma_{\max} \leq 3500$ МПа.

При проектировании буксы подбор подшипников обычно сводят к следующему:

устанавливают требуемую долговечность подшипников (в миллионах километров пробега);

выбирают тип и количество подшипников на шейке оси;

вычисляют так называемую эквивалентную динамическую нагрузку P на подшипник;

определяют требуемую величину динамической грузоподъемности C_P ;

по каталогам находят размеры роликового подшипника, обеспечивающего необходимую динамическую грузоподъемность.

Посадочный диаметр внутреннего кольца подшипника устанавливают на основе расчета шейки оси на прочность.

При подборе подшипников для пассажирских вагонов расчетную долговечность принимают равной пробегу 3 млн. км, а для грузовых вагонов – 1,5 млн. км.

Зависимость между долговечностью и нагрузкой на радиальный роликовый подшипник выражается в общем виде формулой

$$L = \left(\frac{C_{II}}{P} \right)^{\frac{10}{3}}, \quad (5.3)$$

где L – долговечность, млн. оборотов;

C_{II} – динамическая грузоподъемность, Н (кгс);

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н (кгс).

Для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников эта зависимость такова:

$$L = \left(\frac{C_{II}}{P} \right)^3. \quad (5.4)$$

При расчете все силы, загружающие установленный в буксе вагона подшипник, приводят к некоторой условной эквивалентной динамической нагрузке P , действующей радиально и имеющей такое же влияние на долговечность подшипника, как и фактически воздействующие на него нагрузки.

Чтобы подсчитать эквивалентную динамическую нагрузку, когда известен (по результатам динамических испытаний, по статистическим данным) режим работы подшипника, необходимо переменные радиальные и осевые нагрузки на подшипник привести к средним постоянным величинам, а затем просуммировать их. Приближенное значение средней постоянной нагрузки, имеющей то же влияние на долговечность подшипника, что и переменная нагрузка, определяется по формуле

$$F = \sqrt[3,33]{p_1 F_1^{3,33} + p_2 F_2^{3,33} + \dots + p_i F_i^{3,33}}, \quad (5.5)$$

где p_1, p_2, \dots, p_i – соответственно повторяемость нагрузок F_1, F_2, \dots, F_i в долях единицы.

Число слагаемых в формуле (5.5) может быть различным в зависимости от количества учитываемых факторов.

Суммирование средних постоянных радиальной и осевой нагрузок и определение, таким образом, эквивалентной динамической нагрузки для подшипников вагонных букс, у которых вращаются внутренние кольца и рабочая температура не превышает 100°C , производят по формуле

$$P = P_{II} k_6 + m N_{II}, \quad (5.6)$$

где P_n , H_n – средняя постоянная соответственно радиальная и осевая нагрузки;

m – коэффициент перевода осевой нагрузки в радиальную, учитывающий их различное влияние на долговечность подшипников. Для цилиндрических подшипников принимают $m = 0$, для сферических и конических коэффициент m имеет различные значения в зависимости от серии и типа подшипника (его значения указываются в каталогах);

k_6 – коэффициент, учитывающий динамичность приложения нагрузки. Для пассажирских вагонов принимают $k_6 = 1,2$, для грузовых $k_6 = 1,3 \div 1,4$.

При расчете нагрузок, действующих на подшипник, следует руководствоваться следующими допущениями:

вагон в течение всего времени эксплуатации работает при номинальной нагрузке;

вес брутто вагона равномерно распределяется на все оси;

статическая нагрузка, действующая на колесную пару, равномерно распределяется на обе шейки оси и на каждый из подшипников, воспринимающих радиальные нагрузки;

динамические нагрузки, действующие на подшипник и зависящие от конструкции и состояния пути, рода упругих элементов и гасителей колебаний, положения центра тяжести, допустимой эксплуатационной скорости, а также возможная неравномерность распределения нагрузок между двумя подшипниками в одной буксе при расчете эквивалентной динамической нагрузки P должны учитываться введением коэффициента k_6 ;

цилиндрические роликовые подшипники, применяемые в буксах, рассчитываются только на радиальные нагрузки. При расчете эквивалентной динамической нагрузки осевые (рамные) силы, воспринимаемые подшипниками, условно не учитываются ($m = 0$);

шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники в случае их применения в буксах воспринимают только одной буксой, а в ней – одним подшипником. При расчете эквивалентной динамической нагрузки этих подшипников принимается, что величина развивающихся во время движения пульсирующих осевых нагрузок не превышает 30% статической нагрузки на колесную пару и суммарное время их действия не превышает 3% всего времени.

Динамическую эквивалентную нагрузку P для цилиндрических роликовых подшипников вычисляют по формуле

$$P = P_{ст}k_б, \quad (5.7)$$

где $P_{ст}$ – статическая нагрузка на подшипник.

Динамическую эквивалентную нагрузку P для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников ориентировочно рассчитывают по формуле

$$P = 0,093yP_0, \quad (5.8)$$

где y – коэффициент осевой нагрузки подшипника (принимается по данным каталога изготовителя подшипника);

P_0 – статическая нагрузка на колесную пару.

Долговечность железнодорожных роликовых подшипников, как правило, определяют в километрах пробега L_s , поэтому формулу (5.3) заменяют другой:

$$L_s = \left(\frac{C_n}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \pi D \cdot 10^{-3}, \quad (5.9)$$

где D – расчетный диаметр колеса, м. При номинальном диаметре колеса 950 мм принимают $D = 0,9$ м.

Величину динамической грузоподъемности C_n цилиндрических роликовых подшипников можно определить, если известны число и размеры роликов, а также диаметр окружности, проходящей через центры тел качения.

Формулы для подсчета значений C_n основаны на результатах испытаний подшипников в условиях нагружения, близких к расчетным, т. е. при радиальном давлении на наиболее нагруженный ролик, определяемом по формуле (5.1). При определении долговечности роликовых подшипников, установленных в корпусах букс, которые обеспечивают любое заранее заданное распределение нагрузки между роликами, расчетная долговечность L_ϕ вычисляется по следующей формуле

$$L_\phi = L_s \left(\frac{\sigma_p}{\sigma_\phi} \right)^{\frac{20}{3}}, \quad (5.10)$$

где L_s – расчетная долговечность, определяемая значением C_n , приведенным в каталогах;

$P_{ор}$ и $P_{оф}$ – соответственно расчетное и фактическое значения радиального давления на наиболее нагруженный ролик;

σ_p и σ_f – соответственно расчетное и фактическое значения эквивалентного контактного напряжения цикла на рабочей поверхности внутреннего кольца.

Глава 6

Проектирование рессор, пружин и гасителей колебаний

6.1. Расчетные нагрузки, материалы и допускаемые напряжения

В эксплуатации пружины и рессоры испытывают сложные переменные нагрузки. Анализ характера поломок показывает, что при таких нагрузках основной причиной разрушения является усталость металла. Для точного определения целесообразных размеров рессоры следует рассчитывать на выносливость.

Распространенным является условный статический расчет, в котором для определения наибольших напряжений принимают расчетную силу P_p , вычисляемую как произведение статической нагрузки $P_{ст}$ от веса брутто вагона на коэффициент $k_{зп}$ конструктивного запаса прогиба:

$$P_p = P_{ст} k_{зп}. \quad (6.1)$$

Величину $k_{зп}$ выбирают из условия, чтобы в эксплуатации при небольших амплитудах колебаний не происходило полной осадки пружин (до соприкосновения витков) или обратного прогиба листовых рессор, а также из условия достаточной долговечности упругих элементов. По нормам расчета вагонов на прочность $k_{зп}$ принимают не менее: для тележек грузовых вагонов 1,8 – 1,9 для четырехосных, 1,7 – 1,8 – для изотермических и восьмиосных; 1,6 – 1,7 – для тележек пассажирских вагонов; 1,5 – 1,7 – для почтовых и багажных.

Если величина предельных динамических нагрузок точно установлена, вертикальные расчетные силы можно определить по уравнению

$$P_p = P_{ст}(1 + k_d), \quad (6.2)$$

что может обеспечить создание более экономичных конструкций рессор. Здесь k_d – коэффициент вертикальной динамики, максимальный из зарегистрированных в эксплуатации. Обычно $(1 + k_d) < k_{зп}$.

Для пружин поглощающих аппаратов автосцепки расчетная сила принимается равной силе, при которой они получают наибольшую деформацию, обусловленную конструкцией аппаратов и допускаемыми напряжениями.

6.2. Упругие свойства и силовые характеристики пружин и рессор

Упругие свойства элементов рессорного подвешивания оценивают с помощью силовых характеристик и коэффициентом жесткости (жесткостью) или коэффициентом гибкости (гибкостью).

Жесткость c упругого элемента численно равна силе, вызывающей прогиб этого элемента, равный единице длины:

$$c = \frac{P}{f}, \quad (6.3)$$

где P – внешняя сила, действующая на рессору, Н;

f – прогиб рессоры, м, от силы P .

Гибкость упругого элемента – величина, обратная жесткости, численно равна прогибу под действием силы, равной единице длины:

$$\lambda = \frac{f}{P} = \frac{1}{c}. \quad (6.4)$$

для упругих элементов с линейной характеристикой жесткость постоянна ($c = \text{const}$). Для элементов с нелинейной характеристикой она изменяется по мере роста силы P и прогиба f и в общем случае определяется зависимостью

$$c = \frac{dP}{df}. \quad (6.5)$$

Если известно уравнение $P(f)$ силовой характеристики, легко вычислить жесткость.

Согласно рекомендациям норм расчета вагонов на прочность при проектировании рессорных комплектов переменной жесткости следует различать условный расчетный статический прогиб $f_{\text{ст}}$ и полный прогиб $f_{\text{полн}}$, или осадку под той же нагрузкой.

Статический прогиб определяется по формуле

$$f_{cm} = \frac{P_{cm}}{c_{np}}, \quad (6.6)$$

где c_{np} – приведенная жесткость, соответствующая силе $P_{ст}$,

$$c_{np} = \frac{dP}{df} \quad (\text{при } P = P_{\max}). \quad (6.7)$$

Величина трения в рессоре оценивается **коэффициентом относительного трения** φ_T , равным отношению силы трения F к силе P , создающей упругую деформацию f рессоры, т. е.

$$\varphi_T = \frac{F}{P}. \quad (6.8)$$

Очевидно, что величина силы трения F связана с прогибом рессоры f и жесткостью c , обусловленной ее упругими свойствами, следующей зависимостью:

$$F = \varphi_T P = \varphi_T c f. \quad (6.9)$$

Площадь $a_1 a_2 A_2 A_1$ численно равна работе сил трения на пути от f до f_{\max} и обратно. Коэффициент относительного трения для листовой рессоры может быть найден расчетом по формуле

$$\varphi_T = 2\mu(n_l - 1)\frac{h_l}{L}, \quad (6.10)$$

где μ – коэффициент трения между листами рессоры. При отсутствии опытных данных согласно действующим нормам расчета вагонов на прочность принимают $\mu = 0,3 \div 0,4$ для листов, смазанных графитом, и $\mu = 0,8$ для несмазанных;

n_l – общее число листов незамкнутой рессоры или одной половины ряда эллиптической;

h_l – толщина листа;

L – хорда рессоры (расстояние между опорами).

Наиболее выгодная величина коэффициента φ_T определяется опытами и динамическим расчетом процесса затухания колебаний вагонов.

Нормы расчета вагонов на прочность рекомендуют определять требуемую величину φ_T при демпфировании колебаний сухим трением по формуле

$$\varphi_T \geq bk \frac{h_a}{f_{ст}}, \quad (6.11)$$

где b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей m_T в тележке или группе сбалансированных тележек под одним концом кузова вагона (3.5);

k – коэффициент, равный 0,8 для рессор центрального подвешивания и 1,0 для буксового;

h_a – амплитуда периодической неровности продольного профиля пути (для среднего состояния пути принимается $h_a = 4 \div 5$ мм);

$f_{ст}$ – суммарный статический прогиб рессорного подвешивания с учетом дополнительного перемещения за счет деформации элементов конструкции вагона и пути, принимаемого для грузовых вагонов равным 6 мм.

В системе рессорного подвешивания упругие элементы могут быть соединены параллельно и последовательно. Рассмотрим три **параллельно соединенные** рессоры (пружины), нагруженные общей силой P (рис. 6.1); рессоры имеют постоянные гибкости соответственно λ_1, λ_2 и λ_3 и жесткости c_1, c_2 и c_3 .

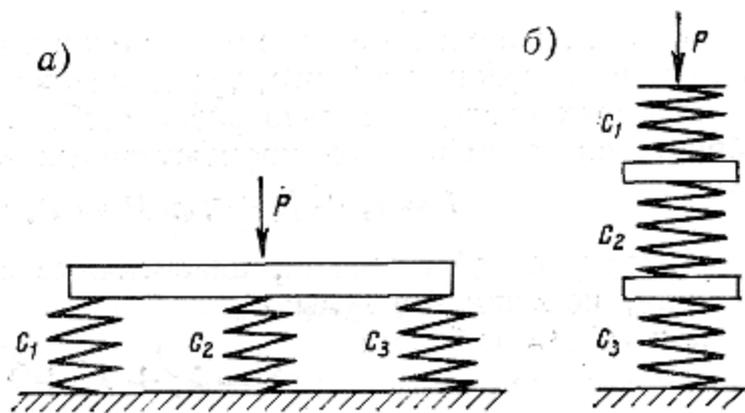


Рис. 6.1. Схемы соединений рессор: а – параллельное; б – последовательное

Силы, приходящиеся на каждую из рессор, обозначим P_1, P_2 и P_3 , а прогиб каждой рессоры – соответственно f_1, f_2 и f_3 . В данном случае общий прогиб рессор f равен прогибу каждой рессоры в отдельности:

$$f = f_1 = f_2 = f_3.$$

Согласно формуле (6.4) имеем:

$$P_1 = \frac{f_1}{\lambda_1}, \quad P_2 = \frac{f_2}{\lambda_2}, \quad P_3 = \frac{f_3}{\lambda_3}.$$

Сила P равна сумме сил, действующих на каждую рессору, т. е.

$$P = P_1 + P_2 + P_3. \quad (6.12)$$

Учитывая равенство прогибов упругих элементов (рессор) и подставляя значения P_1 , P_2 и P_3 в последнее уравнение, получим

$$P = \frac{f_1}{\lambda_1} + \frac{f_2}{\lambda_2} + \frac{f_3}{\lambda_3} = f \left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{1}{\lambda_3} \right).$$

Так как $P = \frac{f}{\lambda}$, то $\frac{1}{\lambda} = \frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{1}{\lambda_3}$.

Общая гибкость комплекта

$$\lambda = \frac{\lambda_1 \lambda_2 \lambda_3}{\lambda_1 \lambda_2 + \lambda_1 \lambda_3 + \lambda_2 \lambda_3}. \quad (6.13)$$

Выражая силы через жесткости и прогибы рессор, имеем:

$$P_1 = fc_1; \quad P_2 = fc_2; \quad P_3 = fc_3; \quad P = fc.$$

Подставляя эти значения в уравнение (6.12), получим формулу для расчета общей жесткости подвешивания:

$$c = c_1 + c_2 + c_3. \quad (6.14)$$

Коэффициент относительного трения рассматриваемого рессорно-го комплекта определяется формулой

$$\varphi_m = \frac{\varphi_{m1}c_1 + \varphi_{m2}c_2 + \varphi_{m3}c_3}{c_1 + c_2 + c_3}, \quad (6.15)$$

где $\varphi_{т1}$, $\varphi_{т2}$ и $\varphi_{т3}$ – коэффициенты относительного трения в рессорах комплекта.

Последовательное соединение рессор имеется, например, в тележках двойного подвешивания.

Для трех последовательно расположенных рессор (рис. 6.1, б), пренебрегая их весом и весом промежуточных элементов, имеем:

$$f = f_1 + f_2 + f_3; P = P_1 = P_2 = P_3.$$

Проведя преобразования, аналогичные случаю параллельного подвешивания, получим формулы:

для общей гибкости

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3; \quad (6.16)$$

для общей жесткости

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3}, \quad (6.17)$$

или

$$c = \frac{c_1 c_2 c_3}{c_1 c_2 + c_1 c_3 + c_2 c_3}. \quad (6.18)$$

Коэффициент относительного трения в этом случае согласно нормам расчета вагонов на прочность определяется по формуле

$$\varphi_m = \frac{\varphi_{m1} c_2 c_3 + \varphi_{m2} c_1 c_3 + \varphi_{m3} c_1 c_2}{c_1 c_2 + c_2 c_3 + c_1 c_3}. \quad (6.19)$$

Формулы, подобные выражениям (6.13) – (6.19), аналогично получаются для определения гибкости, жесткости и коэффициента относительного трения комплекта, состоящего из любого числа параллельно или последовательно нагруженных рессор. При последовательном соединении рессор, если они размещаются в каждой ступени (ярусе) не по одной, а по несколько, сначала для каждой ступени находят λ , c и φ_t по формулам для параллельного расположения рессор, а затем для всего подвешивания определяют λ , c и φ_t по формулам для последовательного нагружения.

При действии на вагон боковых сил (центробежной силы, давления ветра) отдельные элементы рессорного подвешивания нагружаются неравномерно, и тогда необходимо определить **угловую жесткость** подвешивания.

6.3. Расчет витых пружин

Обозначим геометрические параметры пружины:

d – диаметр прутка;

D – средний диаметр пружины;

$a_{ш}$ – шаг витков (рис. 6.2);

h – высота пружины;

n_p – число рабочих витков;

α – угол подъема витков, причем $\operatorname{tg}\alpha = \frac{a_{ш}}{\pi D}$;

$m_n = \frac{D}{d}$ – индекс пружины.

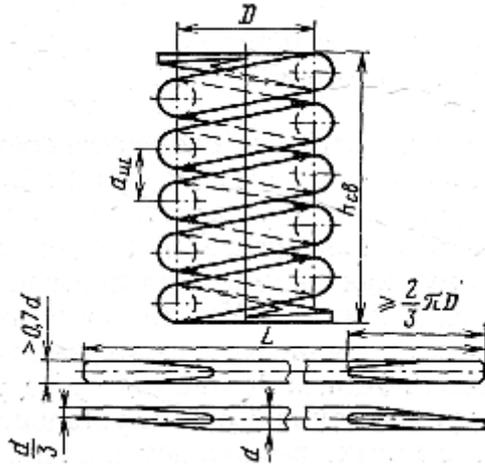


Рис. 6.2. Цилиндрическая пружина и ее развернутый вид

Значения величин α и h изменяются в зависимости от нагрузки.

Под действием внешней силы P (рис. 6.3), направленной по оси пружины, в любом поперечном сечении витка возникает момент $M = \frac{PD}{2}$, вектор которого перпендикулярен оси пружины и сила P параллельна оси пружины.

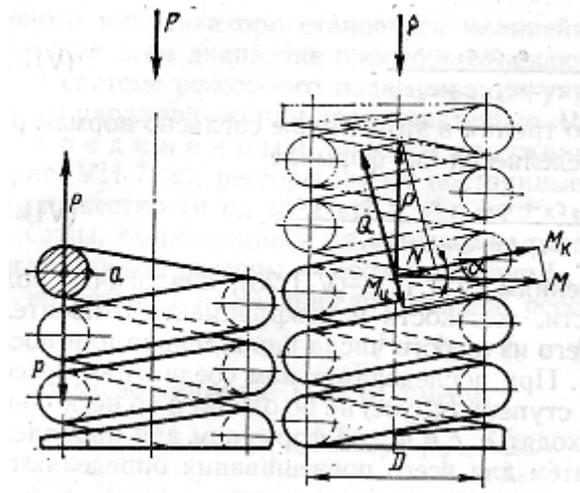


Рис. 6.3. Схема сил, действующих на пружину

Вследствие наклона витков пружины момент M раскладывается на крутящий M_k и изгибающий M_n моменты:

$$M_k = \frac{PD}{2} \cos \alpha; \quad M_n = \frac{PD}{2} \sin \alpha.$$

Сила P раскладывается на поперечную силу

$$Q = P \cos \alpha$$

и нормальную

$$N = P \sin \alpha.$$

Для вагонных пружин, как правило, $\alpha < 10^\circ$, поэтому напряжения от силовых факторов M_n и N малы и ими можно пренебречь. Если не учитывать также влияния кривизны витков на напряжения τ_k от кручения и пренебречь неравномерностью распределения касательных напряжений τ_c от силы $Q \approx P$, то наибольшие **суммарные напряжения**

$$\tau = \tau_k + \tau_c = \frac{8PD}{\pi d^3} + \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{1}{2m_n} \right). \quad (6.20)$$

Более точные расчеты методами теории упругости показывают, что влияние кривизны витков нередко весьма существенно и

наибольшие напряжения для внутренней стороны витков (точка а на рис. 6.3) составляют

$$\tau_{\max} = \frac{8PD}{\pi d^3} \left(\frac{4m_n - 1}{4m_n - 4} + \frac{0,615}{m_n} \right) = \frac{8PD}{\pi d^3} \eta = \beta \tau_k \eta, \quad (6.21)$$

где η – коэффициент, учитывающий кривизну витков и поперечную силу;

$$\eta = \frac{4m_n - 1}{4m_n - 4} + \frac{0,615}{m_n}. \quad (6.22)$$

Внутренние волокна пружины испытывают более высокие напряжения в связи с тем, что их длина меньше наружных волокон, поэтому при кручении витка деформации сдвига внутренних волокон больше деформаций наружных, причем эта разница увеличивается с уменьшением индекса m_n .

Иногда применяют уточненную формулу

$$\eta = 1 + \frac{1,25}{m_n} + \frac{0,875}{m_n^2} + \frac{1}{m_n^3}. \quad (6.23)$$

Прогиб f пружины можно найти, пользуясь энергетическим методом. Работа внешней силы $\frac{Pf}{2}$ численно равна потенциальной энергии Π_p деформации кручения пружины (энергия деформации сдвига и изгиба вагонных пружин сравнительно мала и составляет 0, 03 $\Pi_{пр}$). Из сопротивления материалов известно, что

$$\Pi_{пр} = \frac{M_k^2 l}{2GI_p},$$

где M_k – крутящий момент;

l – длина прутка ($l = \pi D n_p$);

G – модуль сдвига;

I_p – полярный момент инерции сечения прутка пружины; для

круглого сечения $I_p = \frac{\pi D^4}{32}$.

Следовательно,

$$\frac{Pf}{2} = \frac{M_k^2 l}{2GI_p}, \quad (6.24)$$

или

$$f = \frac{8PD^3n_p}{Gd^4}$$

Отсюда получим формулу для жесткости пружины

$$c = \frac{P}{f} = \frac{Gd^4}{8D^3n_p}. \quad (6.25)$$

Подставляя в уравнение (6.24) величину силы P из формулы (6.21), получим уравнение прогиба пружины в зависимости от напряжения

$$f = \frac{\pi n_p D^2}{\eta G d} \tau_{\max}. \quad (6.26)$$

Если подставить сюда вместо τ_{\max} допускаемое напряжение $[\tau]$, найдем максимально допустимый прогиб.

Если при расчете пружины на заданную нагрузку ее размеры d и D получаются слишком большими, то такую однорядную пружину целесообразно заменить **многорядной** с меньшими диаметрами прутков и пружин.

6.4. Расчет пружин при действии горизонтальной и вертикальной нагрузок

Некоторые пружины воспринимают не только вертикальную силу P , действующую по их оси, но и горизонтальную H .

Условия опирания буксовой пружины обычно таковы, что она испытывает изгиб вследствие смещения верхней опорной плоскости относительно нижней (рис. 6.4). Величина горизонтальной деформации δ пружины и соответствующие напряжения в ней определяются величиной горизонтального усилия H или перемещения, допускаемого конструкцией.

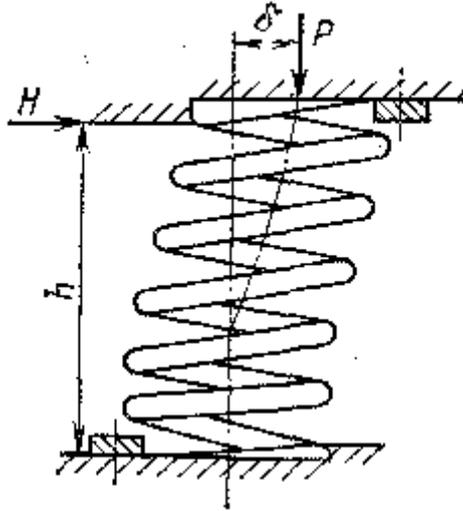


Рис. 6.4. Схема цилиндрической пружины при действии вертикальной и горизонтальной нагрузок

Горизонтальный прогиб пружины δ можно определить по формуле:

$$\delta = H \left\{ \frac{1}{P} \left[\frac{2}{\theta} \operatorname{tg} \frac{\theta h}{2} - h \right] + \frac{h}{S} \right\} = \frac{H}{c_6}, \quad (6.27)$$

где h – рабочая высота пружины при действии силы P , определяемая из уравнения $h = h_{\text{св}} - d - f$ (здесь f – прогиб пружины от действия силы P);

c_6 – боковая жесткость пружины.

Остальные величины определяются из выражений:

$$\theta = \sqrt{\frac{P}{B \left(1 - \frac{P}{S} \right)}}; \quad B = \frac{EI}{\xi}; \quad S = \frac{8EI \operatorname{tg} \alpha}{D^2}; \quad (6.28)$$

для пружины с витками круглого сечения

$$\xi = \frac{2 + \mu \cos^2 \alpha}{2 \sin \alpha}, \quad (6.29)$$

где E – модуль упругости материала пружины;

I – момент инерции сечения прутка пружины;

α – угол подъема винтовой линии пружины, определяемой из условия

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi D n_p}; \quad (6.30)$$

μ – коэффициент Пуассона.

Касательные напряжения τ_3 в пружине, вызванные силой H , определяются из уравнения

$$\tau_3 = \left(\frac{5H}{\theta d^3} \operatorname{tg} \frac{\theta h}{2} \right) \eta_3, \quad (6.31)$$

где

$$\eta_3 = 1 + \frac{0,63}{m_n} + \frac{0,35}{m_n^2}.$$

Напряжения τ_3 складываются с напряжениями от вертикальной нагрузки, вычисляемыми по формуле (6.21).

6.5. Расчет пружин на выносливость

В качестве исходных данных принимают статистические характеристики нагруженности и сопротивления усталости пружин.

Характеристики нагруженности представляют в виде блока нагружений, который отражает закономерность изменения напряжений в течение определенного времени эксплуатации (например, за год).

В дальнейшем определяют число λ таких блоков, которое выдержит пружина до появления усталостной трещины. Форма блоков нагружения обычно задается в виде таблицы, в которой приводятся относительные значения напряжений, или в виде графика, показанного на рис. 6.5.

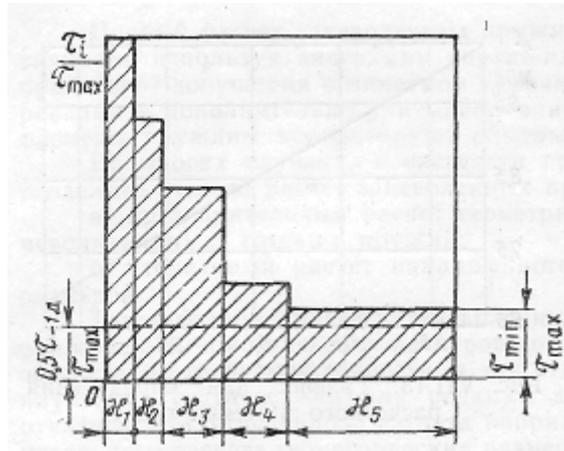


Рис. 6.5. Блок нагружения пружины

Поскольку пружины имеют несимметричный цикл нагружения, амплитуды напряжений приводят к амплитудам эквивалентного симметричного цикла по зависимости

$$\tau_{azi} = \tau_{ai} + \psi_{\tau d} \tau_c, \quad (6.32)$$

где $\psi_{\tau d}$ – коэффициент чувствительности металла к несимметрии цикла (для пружин $\psi_{\tau d} = 0,1 \div 0,2$);

τ_c – среднее напряжение цикла (обычно равно напряжениям от статической нагрузки).

Другие необходимые для расчета величины имеют обозначения:

$\tau_{a \max}$ – максимальная амплитуда в блоке нагружения;

$v_{\delta i}$ – число циклов нагружения i – го уровня;

v_{δ} – общее число циклов в блоке нагружения;

$\theta = \frac{v_{\delta i}}{v_{\delta}}$ – относительное число циклов ($\sum \theta_i = 1$).

В расчете учитывают только те уровни амплитуд напряжений, которые превышают порог усталостной чувствительности (обычно $> 0,5\tau_{-1д}$ – предел выносливости пружины), полагая, что меньшие напряжения не вызывают повреждений.

Характеристики несущей способности пружины – средний предел выносливости $\tau_{-1д}$, среднее квадратическое отклонение предела выносливости $s_{\tau-1д}$, коэффициент вариации v_{τ} , а также параметры кривой усталости N_c и m определяют по данным испытания пружин, сходных по материалу и размерам.

Расчет пружин для **ограниченной долговечности** (при числе циклов $N_c < 10^7 \div 10^8$) выполняется следующим образом. Для касательных напряжений из уравнения кривой выносливости

$$\tau_{ai}^m N_i = \tau_{-1Д}^m N_{-1Д} \quad (6.33)$$

определим долговечность, выраженную через число циклов N_i до разрушения при амплитуде τ_{ai} :

$$N_i = \frac{\tau_{-1Д}^m N_{-1Д}}{\tau_{ai}^m}, \quad (6.34)$$

где $\tau_{-1Д}$ – предел выносливости пружины при базовом числе циклов $N_{-1Д}$.

Применяя гипотезу о линейном суммировании повреждений и используя приведенные выше характеристики нагрузок, напишем следующую зависимость:

$$s_p = \sum \frac{n_i}{N_i} = N_c \sum \frac{\theta_i}{N_i} = \lambda v_\delta \sum \frac{\theta_i}{N_i}. \quad (6.35)$$

Здесь s_p – сумма относительных повреждений;

n_i – число циклов на i -том уровне напряжений;

N_c – суммарное число повреждающих циклов за срок службы пружины, равное произведению числа λ блоков нагрузки на число циклов в блоке v_δ .

Долговечность, выраженная числом блоков, составляет

$$\lambda = \frac{s_p}{v_\delta \sum \frac{\theta_i}{N_i}}. \quad (6.36)$$

Подставив N_i из выражения (6.34), получаем искомую зависимость

$$\lambda = \frac{s_p \tau_{-1Д}^m N_{-1Д}}{v_\delta \sum \tau_{ai}^m \theta_i}. \quad (6.37)$$

Для вычисления медианной долговечности, соответствующей вероятности разрушения 50%, подставляем в уравнение (6.37) медианное значение $\tau_{-1Д}$.

Чтобы выразить долговечность в единицах времени T , достаточно величину λ умножить на число циклов v_6 в блоке и разделить на число циклов за единицу времени α_v (эффективную частоту колебаний):

$$T = \frac{\lambda v_6}{\alpha_v} = \frac{N_c}{\alpha_v} = \frac{s_p \tau_{-1D}^m N_{-1D}}{\alpha_v \sum \tau_{ai}^m \theta_i}. \quad (6.38)$$

В формулах (6.37) и (6.38) суммирование производится только для амплитуд τ_{ai} , превышающих τ_{-1D} .

Для случаев, когда все амплитуды в блоке нагружения превышают предел выносливости и нет больших редких перегрузок, принимают $s_p = 1$.

Если в расчетном режиме нагрузок пружин имеется большое количество амплитуд напряжения ниже предела выносливости и возможны кратковременные перегрузки, то величина s_p может существенно отличаться от единицы. В этом случае расчетную величину s_p находят из следующей формулы, выражающей скорректированную гипотезу линейного суммирования повреждений:

$$s_p = \frac{\tau_{a \max} \xi - k_{II} \tau_{-1D}}{\tau_{a \max} - k_{II} \tau_{-1D}}; \quad (6.39)$$

$$\xi = \sum \frac{\tau_{ai}}{\tau_{a \max}} \theta_i, \quad (6.40)$$

где k_{II} – постоянное число, определяющее нижнюю границу повреждающих напряжений и принятое выше равным 0,5.

Если по формуле (6.39) получается $s_p < 0,2$, принимают $s_p = 0,2$.

Для определения долговечности T_q соответствующей вероятности разрушения q , применяют формулу

$$\lg T_q = \lg T + u_q S_{\lg T}.$$

Приближенный расчет на усталость для случая, когда при любых изменениях амплитуды среднее значение напряжений τ_c остается постоянным, выполняют с использованием следующего уравнения, полученного анализом диаграммы предельных напряжений:

$$n = \frac{\tau_{-1D} + (1 - \psi_{zD}) \tau_c}{\tau_{\max}} \geq [n], \quad (6.41)$$

где n – запас усталостной прочности;

τ_{\max} – максимальное напряжение цикла нагружения пружины;

$[n]$ – допускаемый запас усталостной прочности.

Допускаемый запас усталостной прочности при однородном материале принимается $1,3 \div 1,6$, а при отсутствии подобных данных $[n] = 1,8 \div 2,2$.

Изложенные способы расчета справедливы также для листовых рессор; в этом случае вместо касательных напряжений рассматриваются соответствующие нормальные напряжения.

Повышение прочности и долговечности пружин и листовых рессор достигается:

устранением или максимальным сокращением различных источников концентрации напряжений (плен, закатов, раковин и т. п.);

предотвращением обезуглероживания поверхностного слоя рессор и пружин при изготовлении и термообработке. Обезуглероживание снижает предел выносливости на 20 – 40 %;

повышением предела выносливости обработкой поверхностей рессор и пружин стальной дробью. В результате создается поверхностный наклеп и устраняются мелкие дефекты на поверхности;

заменой пружин с большим диаметром прутка несколькими пружинами с более тонкими прутками, имеющими такую же величину общей жесткости. Этим также можно снизить массу рессорного комплекта;

применением заневоленных пружин;

применением улучшенных марок стали, например, 60С2ХФА.

6.6. Торсионные и кольцевые рессоры

Торсионная рессора (рис. 6,6) представляет собой прямой стержень 2, один конец которого укреплен во втулке 1, установленной, например, на раме тележки, а другой жестко связан с рычагом 4, который соединяется с обрессоренной частью, например, с наддрессорной балкой. Второй опорой стержня 2 служит подшипник 3, также укрепленный на раме тележки.

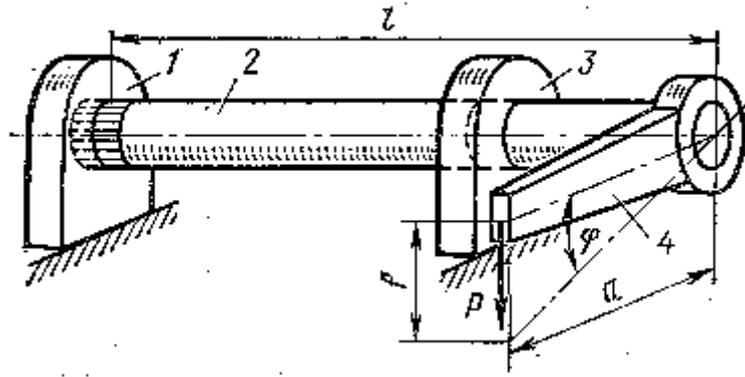


Рис. 6.6. Схема торсионной рессоры

В отличие от витых пружин торсион испытывает деформацию чистого кручения, поэтому при равных нагрузках его масса меньше, чем у пружины. Однако стоимость изготовления торсиона и устройств для его крепления выше, чем у пружины.

Условие прочности торсиона диаметром d при скручивании определяется формулой

$$\tau = \frac{16M_k}{\pi d^3} \leq [\tau], \quad (6.42)$$

где M_k – крутящий момент. Согласно рис. 6.6 $M_k = Pa$.

Угол закручивания

$$\varphi = \frac{Pal}{I_p G}, \quad (6.43)$$

где l – длина рабочей части торсиона;

I_p – полярный момент инерции поперечного сечения стержня.

Величина вертикального перемещения точки приложения силы (прогиб)

$$f = \varphi a = \frac{Pa^2 l}{I_p G}; \quad (6.44)$$

жесткость торсиона

$$c = \frac{P}{f} = \frac{I_p G}{la^2}. \quad (6.45)$$

При больших значениях угла φ жесткость торсиона нелинейна, так как при повороте меняется расчетная величина a .

Кольцевые рессоры (рис. 6.7, б) применяются преимущественно в случаях, когда требуется обеспечить высокую жесткость в малых

габаритах (например, в некоторых конструкциях поглощающих аппаратов автосцепки). Достигается это за счет рационального использования материала колец и наличия сил трения между кольцами. Основной деформацией наружных колец является растяжение, а внутренних – сжатие. Для обеспечения стабильного трения и предотвращения заклинивания применяется смазка.

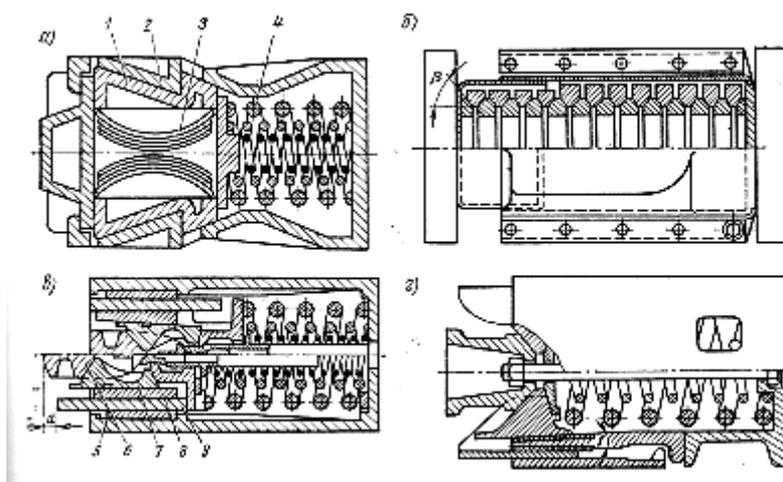


Рис. 6.7. Конструктивные схемы пружинно-фрикционных аппаратов автосцепки: а – типа «Во-Гуд»; б – с кольцевыми рессорами; в – пластинчатый; г – пластинчатый с металлокерамическими элементами ПМК-120

Напряжения растяжения (или сжатия) σ в кольцах с поперечным сечением F от силы P определяют по формуле

$$\sigma = \frac{P}{F \pi g (\beta + \rho)}, \quad (6.46)$$

где β – угол наклона рабочей поверхности кольца;

ρ – угол трения ($\rho = \arctg f$).

Величина деформации сжатия всей пружины, состоящей из n_H наружных и n_B внутренних колец, определяется по уравнению

$$f = \frac{P}{\pi E t g \beta t g (\beta + \rho)} \left(\frac{D_H}{F_H} n_H + \frac{D_B}{F_B} n_B \right), \quad (6.47)$$

где E – модуль упругости материала колец;

D_H и F_H – диаметр и площадь поперечного сечения наружного кольца;

D_B и F_B – то же внутреннего кольца.

6.7. Расчет листовых рессор

Теоретическая листовая рессора представляет собой брус равного сопротивления изгибу, вследствие чего обеспечивается наибольший прогиб при наименьшей затрате материала.

Схематически (рис. 6.8) такая рессора получается из треугольной пластины толщиной h_n , разрезанной на $2n_n$ полос шириной $\frac{b}{2}$.

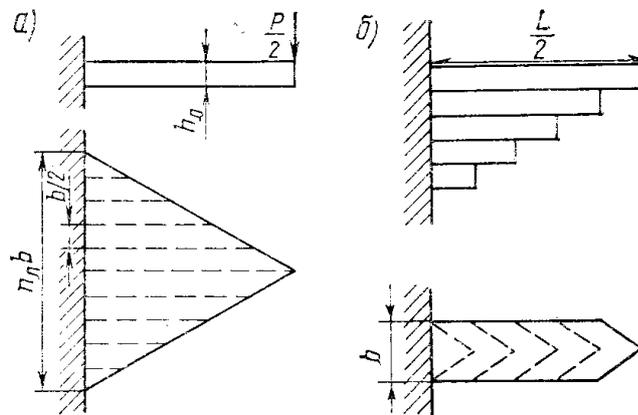


Рис. 6.8. Теоретическая листовая рессора, полученная из треугольной пластины: а – пластина; б – половина рессоры

Под нагрузкой листы рессоры изгибаются по дуге окружности. Поскольку показанная на рисунке балка эквивалентна половине рессоры, обозначим ее длину $\frac{L}{2}$, а действующую на нее нагрузку $\frac{P}{2}$.

Напряжения в любом сечении рессоры

$$\sigma = \frac{3}{2} \cdot \frac{PL}{n_n b h_n^2}. \quad (6.48)$$

Прогиб рессоры

$$f = \frac{3PL^3}{8En_n h_n^3}. \quad (6.49)$$

Формула (6.49) не учитывает влияния хомута, поэтому несколько преувеличивает прогиб. Чтобы учесть влияние хомута шириной σ_n , из

полной длины L вычитают величину $\frac{a_{\pi}}{3}$, соответствующую ширине плотного прилегания хомута.

Концы листов обрезают не по треугольнику, а по трапеции (см. рис. 6.9), а один или два листа часто выполняют по длине одинаковыми с коренным листом (подкоренные листья) и не обрезают их концы по трапеции.

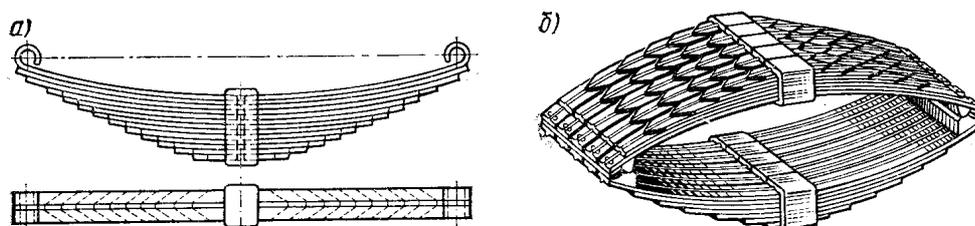


Рис. 6.9. Листовые рессоры: а – незамкнутая; б – замкнутая

Это обычно учитывают соответствующим изменением формул. Общее число листов рессоры составляет

$$n_{\text{л}} = m_{\text{л}} + n_{\text{л1}},$$

где $m_{\text{л}}$ – число коренных и подкоренных листов;

$n_{\text{л1}}$ – число наборных листов.

В уравнение (6.49) вместо $n_{\text{л}}$ подставляют $\frac{3m_{\text{л}} + 2n_{\text{л1}}}{2}$ и с учетом

$\frac{a_{\pi}}{3}$ получают

$$f = \frac{3P \left(L - \frac{a_{\pi}}{3} \right)^3}{4Ebh_{\pi}^3 + 2n_{\text{л1}}}. \quad (6.50)$$

Если подставить значение P из формулы (6.48) в формулу для определения прогиба f , получим зависимость между прогибом и напряжением в рессоре.

Прогиб эллиптической рессоры равен удвоенному прогибу незамкнутой листовой рессоры.

6.8. Расчет фрикционных гасителей колебаний

Расчет сводится к определению зависимостей между силовыми параметрами и геометрическими размерами. В качестве примера

рассмотрим расчет клинового гасителя колебаний с силой трения, пропорциональной перемещениям.

На схеме (рис. 6.10) обозначены:

α_1 – угол наклона трущихся поверхностей надрессорной балки 3 и фрикционных клиньев;

α_2 – угол наклона трущихся поверхностей фрикционных планок 2, укрепленных на боковых рамах тележки, и клиньев 1;

c – суммарная жесткость основных пружин комплекта;

$c_{кл}$ – жесткость пружины, поддерживающей клин 1.

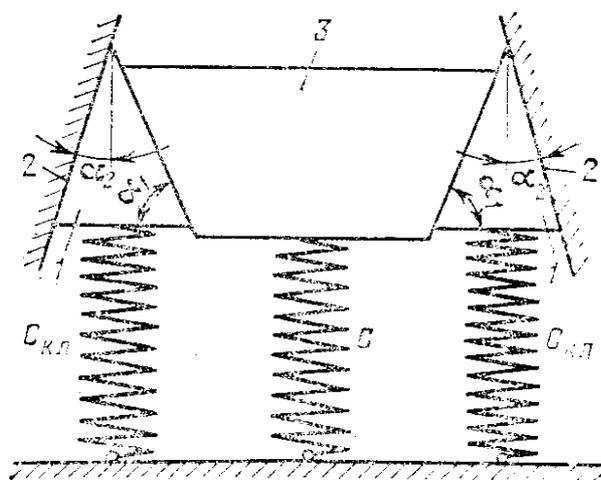


Рис. 6.10. Схема клинового гасителя колебаний с переменной силой трения

Относительные перемещения клиньев 1 (рис. 6.11) надрессорной балки 3 и планок 2 боковых рам тележек определим из схемы, на которой:

z и $z_{кл}$ – прогибы пружин соответственно основных и поддерживающих клинья;

δ и δ_1 – перемещения трущихся поверхностей клина соответственно относительно фрикционной планки и надрессорной балки.

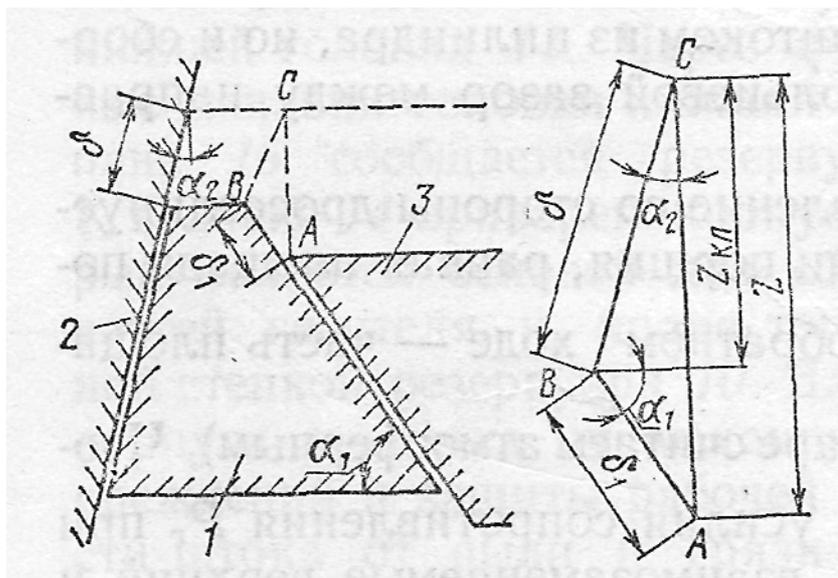


Рис. 6.11. Схема относительного перемещения клиньев, надрессорной балки и фрикционных планок боковых рам тележки

Из треугольника ABC имеем:

$$\left. \begin{aligned} z_{\text{кл}} &= \frac{z}{1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2}; \\ \delta &= \frac{z}{(1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2) \cos \alpha_2}; \\ \delta_1 &= \frac{z \operatorname{tg} \alpha_2}{(1 + \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2) \cos \alpha_1}. \end{aligned} \right\} \quad (6.51)$$

Условия равновесия клина при действии на него сил трения, реакций надрессорной балки, фрикционных планок боковых рам тележки и усилий пружин определяются из схемы на рис. 6.12, где приняты обозначения:

$P_a = c_{\text{кл}} z_{\text{кл}}$ – реакции пружин, поддерживающих фрикционный клин;

N_H и N_{1H} – нормальные давления между трущимися поверхностями клина соответственно с фрикционной планкой и надрессорной балкой при нисходящем движении системы;

N_B и N_{1B} – то же при восходящем движении системы;

F_H, F_{1H}, F_B и F_{1B} – силы трения, соответствующие нормальным давлениям N_H, N_{1H}, N_B и N_{1B} ;

μ и μ_1 – коэффициенты трения между поверхностями клина, соприкасающимися соответственно с фрикционной планкой и наддресорной балкой.

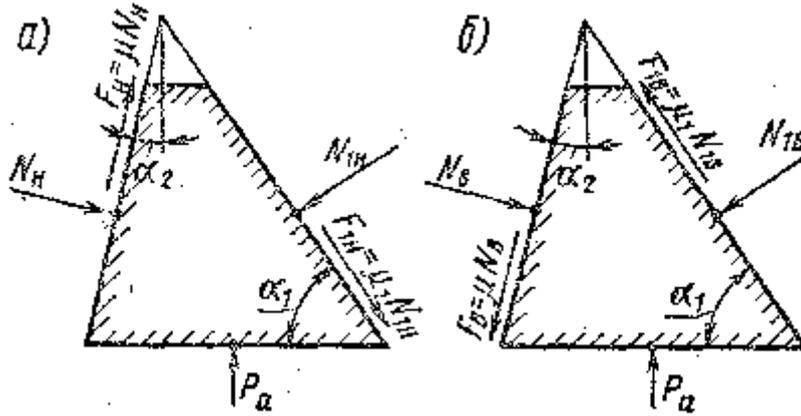


Рис. 6.12. Расчетные схемы клина

Эти условия выражаются следующими уравнениями:
при движении вниз (рис 6.12, а):

$$\begin{aligned} N_H (\cos \alpha_2 + \mu \sin \alpha_2) - N (\sin \alpha_1 - \mu \cos \alpha_1) &= 0 \\ N_H (\sin \alpha_2 - \mu \cos \alpha_2) + N_{1H} (\cos \alpha_1 + \mu \sin \alpha_1) &= P_a \end{aligned}$$

Из этих уравнений имеем:

$$\begin{aligned} N_H &= P_a \frac{\sin \alpha_1 - \mu \cos \alpha_1}{\Delta_H}; \\ N_{1H} &= P_a \frac{\cos \alpha_2 + \mu \sin \alpha_2}{\Delta_H}, \end{aligned}$$

где $\Delta_H = (1 + \mu\mu_1) \cos(\alpha_1 - \alpha_2) + (\mu_1 - \mu) \sin(\alpha_1 - \alpha_2)$.
Тогда силы трения составят:

$$\left. \begin{aligned} F_H &= N_H \mu = c_{кл} \mu \frac{\sin \alpha_1 - \mu_1 \cos \alpha_1}{\Delta_H} z_{кл}; \\ F_{1H} &= N_{1H} \mu_1 = c_{кл} \mu_1 \frac{\cos \alpha_2 + \mu \sin \alpha_2}{\Delta_H} z_{кл}; \end{aligned} \right\} \quad (6.52)$$

при движении вверх (рис. 6.12, б):

$$\left. \begin{aligned} F_B &= N_B \mu = c_{\text{кл}} \mu \frac{\sin \alpha_1 + \mu_1 \cos \alpha_1}{\Delta_H} z_{\text{кл}}; \\ F_{1B} &= N_{1B} \mu_1 = c_{\text{кл}} \mu_1 \frac{\cos \alpha_2 - \mu \sin \alpha_2}{\Delta_H} z_{\text{кл}}; \end{aligned} \right\} \quad (6.53)$$

где $\Delta_B = (1 + \mu \mu_1) \cos(\alpha_1 - \alpha_2) - (\mu_1 - \mu) \sin(\alpha_1 - \alpha_2)$.

Коэффициенты относительного трения клинового гасителя колебаний для движения вверх и вниз составляют:

$$\varphi_{\text{TH}} = \frac{2(F_H + F_{1H})}{P_H}; \quad \varphi_{\text{TB}} = \frac{2(F_B + F_{1B})}{P_B}, \quad (6.54)$$

где P_H и P_B – нагрузки на рессорный комплект соответственно при движении вниз и вверх.

Эти силы будут составлять:
для нисходящего движения

$$P_H = cZ + 2c_{\text{кл}}z_{\text{кл}} + 2F_H; \quad (6.55)$$

для восходящего движения

$$P_B = cZ + 2c_{\text{кл}}z_{\text{кл}} - 2F_B. \quad (6.56)$$

Средняя величина коэффициента относительного трения будет

$$\varphi_{\text{ср}} = \frac{P_H - P_B}{P_H + P_B}. \quad (6.57)$$

Из изложенного следует, что необходимое значение $\varphi_{\text{ср}}$ можно получить за счет изменения углов α_1 и α_2 , а также подбора трущихся пар с соответствующими коэффициентами трения μ и μ_1 .

Глава 7

Проектирование тележек

7.1. Требования, предъявляемые к тележкам

Тележка должна обладать малой массой, особенно необрессоренных частей. Рессорное подвешивание должно иметь высокую гибкость, чтобы обеспечивалась низкая частота собственных колебаний кузова. Для пассажирских вагонов в пределах 1 – 1,1 Гц, для грузовых вагонов гибкость рессорного подвешивания ограничивается допускаемой разницей высот продольных осей автосцепок в груженом и порожнем состоянии, обусловленной удобствами формирования поездов.

Рекомендуются следующие величины статических прогибов рессорного подвешивания:

для пассажирских вагонов локомотивной тяги под массой тары – не менее 150 мм для скоростей до 40 м/с и 250 – 300 мм для скоростей 55 м/с и более, причем прогиб буксового подвешивания должен составлять 15 – 30 % общего статического прогиба рессор;

для почтовых и багажных вагонов под массой брутто – не менее 130 мм;

для изотермических вагонов под массой брутто – 70 – 80 мм;

для грузовых вагонов основных типов, кроме изотермических, под массой брутто – не менее 45 мм, при этом разность между статическим прогибом под массой тары и брутто вагона допускается не более 55 мм.

Рессорное подвешивание тележки должно обладать неупругим сопротивлением (трением), обеспечивающим гашение колебаний.

Колесные пары должны иметь достаточно жесткую связь с рамой тележки в горизонтальном направлении, что способствует увеличению длины волны ее извилистого движения. Хорошие результаты обеспечивает применение поводковых направляющих и букс рычажного типа.

Люлечное подвешивание целесообразно выполнять с применением длинных вертикальных подвесок, при которых снижается собственная частота боковых колебаний кузова.

Тележка должна иметь минимальный момент инерции относительно вертикальной оси, что уменьшает усилия взаимодействия колес и рельсов в горизонтальной плоскости.

Дальнейшее увеличение скоростей движения пассажирских поездов требует создания принципиально новых систем рессорного подвешивания тележки и, прежде всего, повышения его гибкости.

7.2. Силы, действующие на тележку

Расчетными для рамы, надрессорной балки и других подобных частей тележки являются нагрузки: статическая, вертикальная динамическая, боковые от действия центробежной силы и ветра, возникающие при динамическом вписывании вагона в кривую, силы инерции, тормозные и кососимметричные.

Статическая нагрузка на тележку определяется формулой

$$P_{cm} = \frac{P_{бр} - P_{ч}}{m}, \quad (7.1)$$

где $P_{бр}$ – вес брутто вагона;

$P_{ч}$ – вес элементов и укрепленного на них оборудования, через которые передается нагрузка от рассчитываемых частей вагона на рельсы;

m – число одноименных параллельно нагруженных частей вагона.

В статическую нагрузку, вычисляемую по этой формуле, входит собственный вес рассчитываемой части, так как его величина обычно мала по сравнению с другими нагрузками, а отдельный его учет усложняет расчеты.

Поскольку тележки грузовых вагонов проектируют с учетом возможного их использования для вагонов различных типов, но одинаковой осности, вес брутто в этом случае определяют по допускаемой статической нагрузке p_0 от колесной пары на рельсы и числу m_0 колесных пар в вагоне:

$$P_{бр} = p_0 m_0. \quad (7.2)$$

Вертикальную динамическую нагрузку определяют по формуле

$$P_d = P_{ст} k_d, \quad (7.3)$$

где k_d коэффициент вертикальной динамики для рассчитываемой части вагона, вычисляемый по формуле (3.3) или (3.4).

Боковые нагрузки вызывают дополнительное вертикальное загрузение частей тележек с одной стороны вагона и соответствующее разгрузение с другой. Величина такого дополнительного загрузения рассчитываемой детали

$$P_6 = \frac{H_c h_c + H_v H_s}{m_1 b}, \quad (7.4)$$

где H_c – центробежная сила вагона. При вычислении ее для рассчитываемой части тележки по формуле (3.11) вместо $P_{бр}$ подставляют числитель формулы (7.1);

H_v – давление ветра на кузов вагона;

h_c и h_v – вертикальные расстояния от места приложения силы P_6 до точек приложения соответственно сил H_c и H_v ;

m_1 – число одноименных параллельно нагруженных элементов, расположенных с одной стороны вагона;

b – расстояние между точками приложения сил P_6 дополнительного загрузения и разгрузения рассчитываемой части вагона.

Формула (7.4) является приближенной, поскольку она не учитывает деформаций рессорного подвешивания и обусловленного этими деформациями наклона кузова и бокового смещения его центра тяжести.

Боковые нагрузки вызывают также загрузение тележки горизонтальными силами, которые учитывают при динамическом вписывании вагона в кривую.

Нагрузки от взаимодействия колес с рельсами (при динамическом вписывании вагона в кривую) определяются в курсе «Динамика вагона». Эти силы вызывают загрузение двухосной тележки, показанное на рис. 7.1 (где $2l_T$ – база тележки).

При этом сила H является горизонтальной боковой нагрузкой на тележку, равной сумме центробежной силы вагона и давления ветра на кузов, приходящихся на одну тележку, т. е.

$$H = \frac{1}{2}(H_c + H_s), \quad (7.5)$$

а силы, действующие вдоль тележек,

$$T_T = T_1 + T_2, \quad (7.6)$$

где T_1 и T_2 – реакции связей рамы с шейками осей колесных пар, направленные параллельно продольной оси тележки.

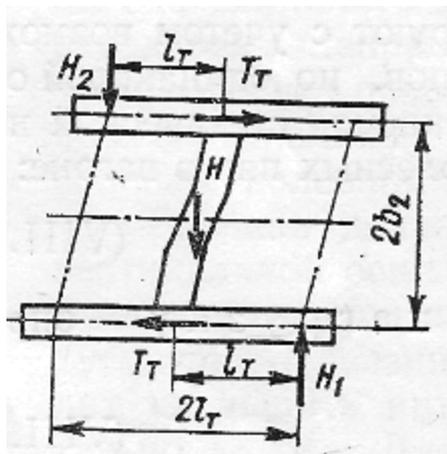


Рис. 7.1. Схема горизонтальных сил, действующих на двухосную тележку при движении вагона по кривому участку пути

Силы H_1 и H_2 также являются реакциями связей рамы тележки с шейками осей, но направленными перпендикулярно усилиям T_1 и T_2 .

Аналогично определяют продольные и поперечные рамные силы, возникающие в четырехосных тележках.

Силы инерции, возникающие при торможении, и соответствующие им тормозные силы образуют момент сил, вызывающий дополнительное вертикальное нагружение передней по ходу движения тележки и такое же разгружение задней тележки:

$$P_n = \frac{T_v h_p}{2l}, \quad (7.7)$$

где T_v – продольная сила инерции вагона, величина которой определяется приведенными в п. 3.1 данными;

h_p – расстояние от центра массы вагона до уровня головок рельсов;

$2l$ – база вагона.

Кроме вертикального нагружения, тележки воспринимают и горизонтальные продольные силы инерции T_n . Согласно нормам расчета на прочность вагонов эти силы принимают равными утроенному весу тележки.

Тормозные нагрузки вызывают в рамах тележек напряжения, сопоставимые по величине с напряжениями от статической нагрузки. Однако, при расчете основных элементов рам тележек тормозные нагрузки не учитываются при чугунных колодках и пневматических тормозах, так как наибольшие тормозные силы и вызываемые ими напряжения возникают в конце процесса торможения, когда вертикальная динамическая нагрузка и центробежная сила имеют малую величину. При композиционных колодках, электропневматических тормозах, развивающих большие тормозные силы в начале торможения, когда велики и другие динамические нагрузки, расчет основных частей тележки на тормозные нагрузки необходим.

Тормозными нагрузками, передающимися на боковую раму двухосной (передней по ходу движения) тележки, являются (рис. 7. 2): горизонтальные T_{x1} и T_{x2} и вертикальные P_{z1} и P_{z2} силы, приложенные к буксовым узлам, и силы S_1, S_2, S_3 и S_4 , приложенные к кронштейнам для подвесок башмаков. При односторонней рычажной передаче тормоза (рис. 7.2, а) $S_3 = S_4 = 0$.

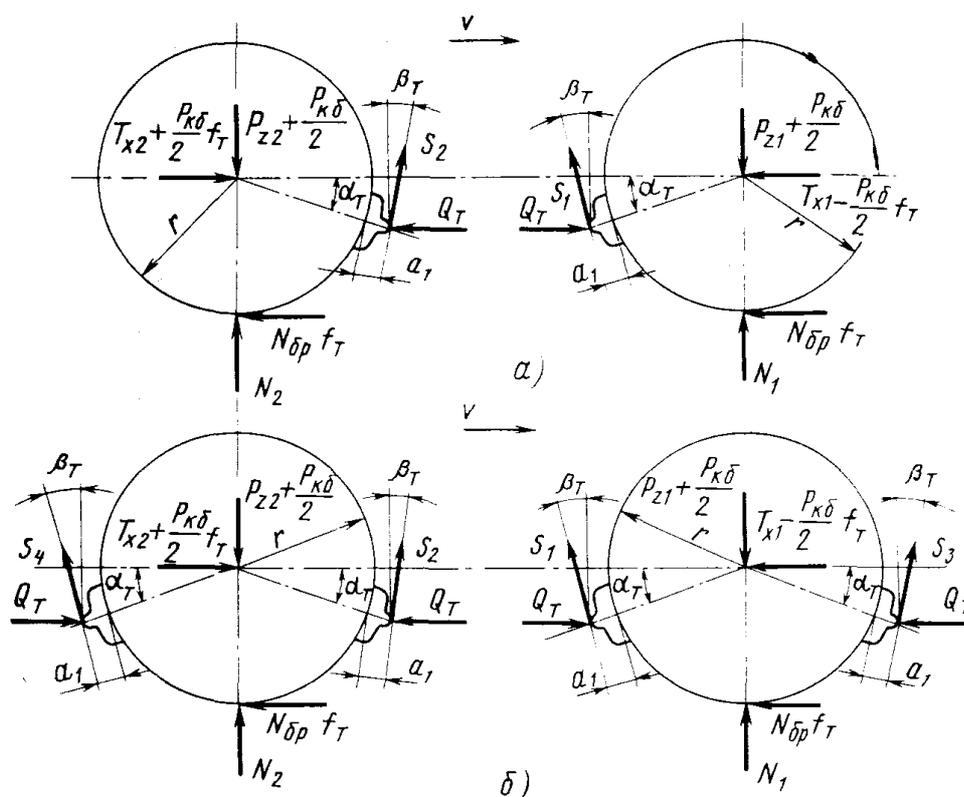


Рис. 7.2. Схемы сил, действующих в период торможения:
а и б – соответственно при односторонней и двусторонней рычажных передачах

Эти силы при односторонней рычажной передаче определяют из условий равновесия (сумма проекций сил на горизонтальную и вертикальную оси)

$$\left. \begin{aligned} T_{x1} &= \theta_T - \left(N_{\text{бр}} - \frac{P_{\text{кб}}}{2} \right) f - S_1 \sin \beta_t; \\ T_{x2} &= \theta_T + \left(N_{\text{бр}} - \frac{P_{\text{кб}}}{2} \right) f - S_2 \sin \beta_t; \\ P_{z1} &= N_1 - \frac{P_{\text{кб}}}{2} + S_1 \cos \beta_t - P_{\text{бр.ш}}; \\ P_{z2} &= N_2 - \frac{P_{\text{кб}}}{2} + S_2 \cos \beta_t - P_{\text{бр.ш}}. \end{aligned} \right\} \quad (7.8)$$

Из уравнения равновесия (сумма моментов всех сил относительно центра колеса)

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \frac{\theta_T (r + a_1) \sin \alpha_t - N_{\text{бр}} f r_t}{(r + a_1) \cos(\alpha_T - \beta_T)}; \\ S_2 &= \frac{\theta_T (r + a_1) \sin \alpha_t + N_{\text{бр}} f r_t}{(r + a_1) \cos(\alpha_T - \beta_T)}, \end{aligned} \right\} \quad (7.9)$$

где θ_T - давление триангеля на тормозную колодку;

$N_{\text{бр}}$ - статическая нагрузка колеса на рельс;

f_T - удельная тормозная сила, принимаемая в расчетах равной 0,2;

$\alpha_T, \beta_T, a_1, r$ показаны на рис. 7.2;

N_1 и N_2 - нагрузки колес на рельсы;

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= N_{\text{бр}} + \frac{1}{4} P_n + \frac{2N_{\text{бр}} f_T r}{2l_t}; \\ N_2 &= N_{\text{бр}} + \frac{1}{4} P_n - \frac{2N_{\text{бр}} f_T r}{2l_t}; \end{aligned} \right\} \quad (7.10)$$

$2l_T$ - база тележки;

$P_{\text{бр.ш}}$ - статическая нагрузка на шейку оси от веса брутто вагона;

P_n определяют по формуле:

$$P_n = \frac{T_v h_p}{2l},$$

где T_v - продольная сила инерции вагона.

Для двусторонней рычажной передачи (рис. 7.2, б), полагая, что тормозные силы $N_{\text{бр}}f_T$ распределяются поровну между тормозными колодками одного колеса и что взаимное влияние сил в тормозных подвесках несущественно, аналогично предыдущему получим

$$\left. \begin{aligned} T_{x1} &= -\left(N_{\text{бр}} - \frac{P_{\text{кб}}}{2}\right)f_t - S_1 \sin \beta_t + S_3 \sin \beta_t; \\ T_{x2} &= \left(N_{\text{бр}} - \frac{P_{\text{кб}}}{2}\right)f_t - S_2 \sin \beta_t + S_4 \sin \beta_t; \\ P_{z1} &= N_1 - \frac{P_{\text{кб}}}{2} + S_1 \cos \beta_t + S_3 \cos \beta_T - P_{\text{бр.ш}}; \\ P_{z2} &= N_1 - \frac{P_{\text{кб}}}{2} + S_1 \cos \beta_t + S_3 \cos \beta_T - P_{\text{бр.ш}}; \end{aligned} \right\} \quad (7.11)$$

$$\left. \begin{aligned} S_1 = S_4 &= \frac{\theta_T (r + a_1) \sin \alpha_T - 0,5 N_{\text{бр}} f_t r}{(r + a_1) \cos(\alpha_T - \beta_T)}; \\ S_2 = S_3 &= \frac{\theta_T (r + a_1) \sin \alpha_T + 0,5 N_{\text{бр}} f_t r}{(r + a_1) \cos(\alpha_T - \beta_T)}. \end{aligned} \right\} \quad (7.12)$$

Вертикальная кососимметричная нагрузка обусловлена разной величиной прогибов рельсов под колесами, различной жесткостью и высотой пружин и рессор буксового подвешивания, отклонениями в размерах колесных пар и других частей, связанными с их износами и допусками на изготовление и ремонт. При этом возникает система самоуравновешенных вертикальных сил P_K , равных по абсолютной величине, но направленных по одной диагонали вверх, а по другой – вниз.

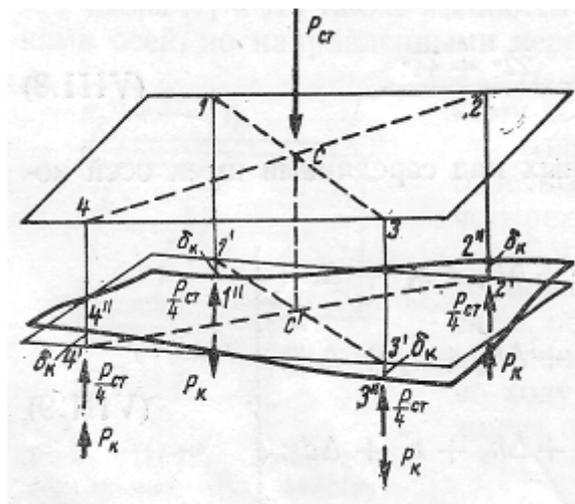


Рис. 7.3. Схема деформаций рамы тележки

На рис. 7.3 показана схема деформаций рамы двухосной тележки, к которой приложены статическая $P_{ст}$ и кососимметричная $P_{к}$ нагрузки.

Под действием статической нагрузки рама из исходного положения 1 – 2 – 3 – 4 переместится вниз и займет положение 1' - 2' - 3' - 4', параллельное первоначальному, а под действием кососимметричной нагрузки ее контур примет вид, обозначенный точками 1" - 2" - 3" - 4".

Перемещение центра рамы

$$\overline{CC'} = \frac{\overline{11''} + \overline{33''}}{2} = \frac{\overline{22''} + \overline{44''}}{2}, \quad (7.13)$$

а перемещения точек рамы, расположенных над серединами шеек осей колесных пар, составляют:

$$\left. \begin{aligned} \overline{11''} &= \left(\frac{P_{cm}}{4} - P_{к} \right) \frac{1}{c_1} - \frac{P_{к}}{c_{к}} + \Delta h_1 + z_1 + \Delta d_1; \\ \overline{22''} &= \left(\frac{P_{cm}}{4} + P_{к} \right) \frac{1}{c_2} + \frac{P_{к}}{c_{к}} + \Delta h_2 + z_2 + \Delta d_2; \\ \overline{33''} &= \left(\frac{P_{cm}}{4} - P_{к} \right) \frac{1}{c_3} - \frac{P_{к}}{c_{к}} + \Delta h_3 + z_3 + \Delta d_3; \\ \overline{44''} &= \left(\frac{P_{cm}}{4} + P_{к} \right) \frac{1}{c_4} + \frac{P_{к}}{c_{к}} + \Delta h_4 + z_4 + \Delta d_4, \end{aligned} \right\} \quad (7.14)$$

где c_1, c_2, c_3 и c_4 жесткости комплектов пружин и рессор, расположенных у точек рамы соответственно 1, 2, 3 и 4;

$\Delta h_1, \Delta h_2, \Delta h_3$ и Δh_4 – отклонения высоты пружин и рессор от номинальных размеров;

z_1, z_2, z_3 и z_4 – вертикальные смещения точек 1, 2, 3 и 4 рамы, вызванные вертикальными неровностями пути;

$\Delta d_1, \Delta d_2, \Delta d_3$ и Δd_4 – вертикальные смещения точек 1, 2, 3 и 4 рамы, вызванные отклонениями от номинальных размеров диаметров колес и других (кроме буксовых рессор) частей тележки;

$c_{к}$ – жесткость рамы тележки при кососимметричной нагрузке, называемая **кососимметричной жесткостью рамы** и являющаяся

величиной, обратной прогибу δ_k четверти рамы при $P_k = 1$, т. е.

$$C_k = \frac{1}{\delta_k}.$$

Подставляя выражения (7.14) в формулу (7.13), получим (7.15):

$$P_k = \frac{\frac{P_{cm}}{4} \left(\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} - \frac{1}{c_4} \right) + \Delta h_1 - \Delta h_2 + \Delta h_3 - \Delta h_4 + z_1 - z_2 + z_3 - z_4 + \Delta d_1 - \Delta d_2 + \Delta d_3 - \Delta d_4}{\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} + \frac{1}{c_4} + \frac{1}{c_k}}.$$

Суммарное действие всех рассмотренных факторов, вызывающих кососимметричную нагрузку P_k , можно заменить эквивалентным смещением одного колеса на величину z .

В таком случае:

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = c_6; \quad \Delta h_1 = \Delta h_2 = \Delta h_3 = \Delta h_4 = 0;$$

$$\Delta d_1 = \Delta d_2 = \Delta d_3 = \Delta d_4 = 0; \quad z_2 = z_3 = z_4 = 0;$$

$$z_1 = \frac{2b_2}{2s} z,$$

где $2b_2$ – расстояние между серединами шеек оси колесной пары;

$2s$ – расстояние между кругами катания колес.

Если $z = 16$ мм, то при расстоянии между серединами шеек $2b_2 = 2036$ мм и между кругами катания колес $2s = 1580$ мм получим $z \approx 20$ мм.

Подставляя все это в формулу (7.15), получим

$$P_k = 5 \frac{c_6 c_k}{c_6 + c_k}. \quad (7.16)$$

В таком виде формула для определения кососимметричной нагрузки приведена в нормах расчета вагонов на прочность.

В формулу (7.15) следует подставлять значения жесткостей c_6 и c_k в кН/м, а результат получается в Н.

7.3. Расчет литой боковой рамы двухосной тележки грузового вагона

Литая боковая рама тележки имеет сложную конфигурацию. В то же время ее расчет должен выполняться точными методами, так как недостаточная прочность боковой рамы создаст угрозу безопасности движения поездов, а излишняя – увеличит массу этой обычно необрессоренной части вагона.

Соответственно нагружению боковой рамы ее рассчитывают на вертикальные и горизонтальные нагрузки.

Вертикальными нагрузками боковой рамы являются:

статическая $P_{ст}$, динамическая $P_{д}$, вертикальная $P_{б}$ от боковых сил и тормозные. Первые три нагрузки приложены симметрично относительно продольной и поперечной вертикальной плоскостей симметрии боковой рамы. Поэтому они учитываются совместно и их сумма составляет

$$P = P_{ст} + P_{д} + P_{б}. \quad (7.17)$$

Вертикальные тормозные нагрузки не удовлетворяют условиям симметрии, поэтому необходим дополнительный расчет боковой рамы.

Нагрузка, определяемая формулой (7.17), в обычных тележках с центральным рессорным подвешиванием передается на нижний горизонтальный пояс боковой рамы рессорным комплектом, вследствие чего ее распределение зависит от конструкции комплекта. В запас прочности, составляющие внешней нагрузки принимают в виде сосредоточенных сил, приложенных в геометрических центрах элементов рессорного комплекта. Величины этих составляющих пропорциональны жесткостям этих элементов.

Расчетная схема стержневой системы в общем случае, как известно из строительной механики, образуется линиями, проходящими через центры изгиба поперечных сечений стержней. Определение координат центров изгиба для всех расчетных сечений системы является трудоемкой задачей. В данном случае этого не требуется, так как симметричность конструкции и рассматриваемого нагружения боковой рамы относительно продольной вертикальной плоскости позволяет строить расчетную схему линиями, проходящими через центры тяжести поперечных сечений стержней боковой рамы. При этом ее стержни подвержены изгибу в вертикальной плоскости, растяжению или сжатию и сдвигу, но свободны от деформаций кручения.

При построении расчетной схемы литой боковой рамы учитывают ее особенность, заключающуюся в том, что протяженность узлов и размеры поперечных сечений стержней соизмеримы с длиной последних. Условный способ учета этой особенности сводится к выделению узлов, участки которых на расчетной схеме боковой рамы обычно обозначают толстыми линиями, и к оценке деформаций узлов. Условно принимают, что в узле эпюры изгибающих моментов и нормальных сил затухают по линейному закону на длине, равной высоте поперечного сечения стержня; на сдвиг узлы принимают абсолютно жесткими.

Рассматриваемая расчетная схема представляет собой раму, имеющую три замкнутых контура. Для расчета на вертикальную нагрузку, действующую в плоскости боковой рамы и при отсутствии крутящих моментов, расчетная схема является 9 раз статически неопределимой системой. Однако симметричность конструкции и загрузки относительно поперечной вертикальной плоскости, проходящей через середину боковой рамы, снижает неопределимость до пяти (из строительной механики известно, что в симметричных сечениях изгибающие моменты и нормальные силы одинаковы, а поперечные силы равны по абсолютной величине, но противоположны по знаку). Поэтому в плоскости симметрии поперечные силы равны нулю, что позволяет рассматривать одну половину рамы.

Расчет боковой рамы выполняют одним из методов строительной механики. Рассмотрим расчет **методом сил**.

На рис. 7.4 показана **основная система**, полученная путем разреза посередине верхнего наклонного пояса и удаления связей в среднем сечении верхнего горизонтального пояса. Удаленные связи, аналогичные показанным на нижнем горизонтальном поясе (стержень с шарнирами по концам обозначает связь, способную воспринимать только нормальную силу, а квадратная скобка – только изгибающий момент) и представляющие собой действие на левую половину боковой рамы отброшенной правой ее части, заменены неизвестными изгибающим моментом X_1 и нормальной силой X_2 , а в месте разреза верхнего наклонного пояса введены неизвестные изгибающие моменты X_3 , нормальные X_4 и поперечные X_5 силы.

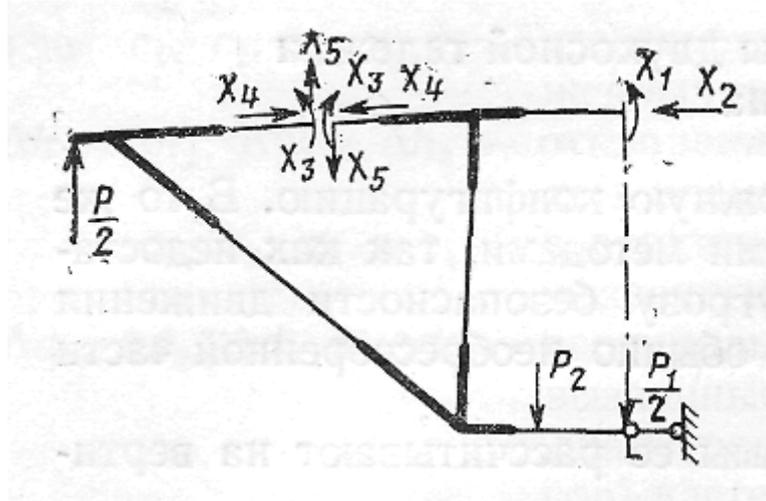


Рис. 7.4. Основная система

Силы P_1 и P_2 представляют собой составляющие внешней нагрузки, передающиеся элементам рессорного комплекта, $\frac{P}{2}$ - опорную реакцию, приложенную в середине буксового проема боковой рамы.

Неизвестные силовые факторы $X_1 - X_5$ определяют путем решения **системы канонических уравнений**:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_1 + \delta_{13}X_1 + \delta_{14}X_1 + \delta_{15}X_1 + \Delta_{1P} &= 0; \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_1 + \delta_{23}X_1 + \delta_{24}X_1 + \delta_{25}X_1 + \Delta_{2P} &= 0; \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_1 + \delta_{33}X_1 + \delta_{34}X_1 + \delta_{35}X_1 + \Delta_{3P} &= 0; \\ \delta_{41}X_1 + \delta_{42}X_1 + \delta_{43}X_1 + \delta_{44}X_1 + \delta_{45}X_1 + \Delta_{4P} &= 0; \\ \delta_{51}X_1 + \delta_{52}X_1 + \delta_{53}X_1 + \delta_{54}X_1 + \delta_{55}X_1 + \Delta_{5P} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (7.18)$$

Коэффициенты при неизвестных и грузовые (свободные) члены канонических уравнений обычно вычисляют как перемещения, обусловленные деформациями изгиба, растяжения или сжатия и сдвига. В данном случае коэффициенты и грузовые члены канонических уравнений можно вычислять без учета деформаций сдвига, поскольку такой учет несущественно сказывается на результатах расчета, но значительно его усложняет. Тогда формула для вычисления коэффициентов при неизвестных имеет вид

$$\delta_{ij} = \sum \left(\int_0^l \frac{M_i M_j}{EI_z} dx + \int_0^l \frac{N_i N_j}{EF} dx \right), \quad (7.19)$$

где M_i и M_j – изгибающие моменты в основной системе от единичных силовых факторов соответственно X_i и X_j ;

N_i и N_j – нормальные силы в основной системе от единичных силовых факторов X_i и X_j ;

EI_z и EF – жесткости сечений стержней соответственно на изгиб и растяжение (I_z – момент инерции сечения относительно нейтральной оси z ; F – площадь сечения).

Интегрирование производится в пределах длины l каждого стержня, а суммирование распространяется на все стержни.

Грузовые члены определяют по формуле (7.19), заменив в ней M_j и N_j на M_P и N_P , т. е. принимая вместо X_j внешнюю нагрузку P .

Для удобства вычислений умножим все члены формулы (7.19) на основную жесткость EI_0 , представляющую собой жесткость на изгиб какого-либо стержня боковой рамы или даже произвольное число. Учитывая также, что в данном случае жесткости каждого стержня EI_z и EF считаются постоянными величинами, получим

$$EI_0 \delta_{ij} = \sum \left(\frac{EI_0}{EI_z} \int_0^l M_i M_j dx + \frac{EI_0}{EF} \int_0^l N_i N_j dx \right).$$

Обозначая $\frac{EI_0}{EI_z} = \alpha_M$ и $\frac{EI_0}{EF} = \alpha_N$, найдем

$$EI_0 \delta_{ij} = \sum \left(\alpha_M \int_0^l M_i M_j dx + \alpha_N \int_0^l N_i N_j dx \right). \quad (7.20)$$

Для вычисления коэффициентов и грузовых членов строят **эпюры изгибающих моментов и нормальных сил** от неизвестных силовых факторов, равных выбранной единице, и внешней нагрузки.

В качестве примера на рис. 7. 5 изображены эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил для одной из конструкций боковой рамы тележки. Эти эпюры построены с учетом указанного выше влияния узлов. Эпюры поперечных сил показаны здесь для удобства последующего определения касательных напряжений.

Вычисление интегралов, входящих в формулы (7.19) и (7.20), производят известными методами (по способу А. Н. Верещагина, по таблицам для вычисления интегралов, по формуле Симпсона и т. п.).

Правильность вычисления коэффициентов при неизвестных и грузовых членов канонических уравнений проверяют способами, известными из курсов строительной механики.

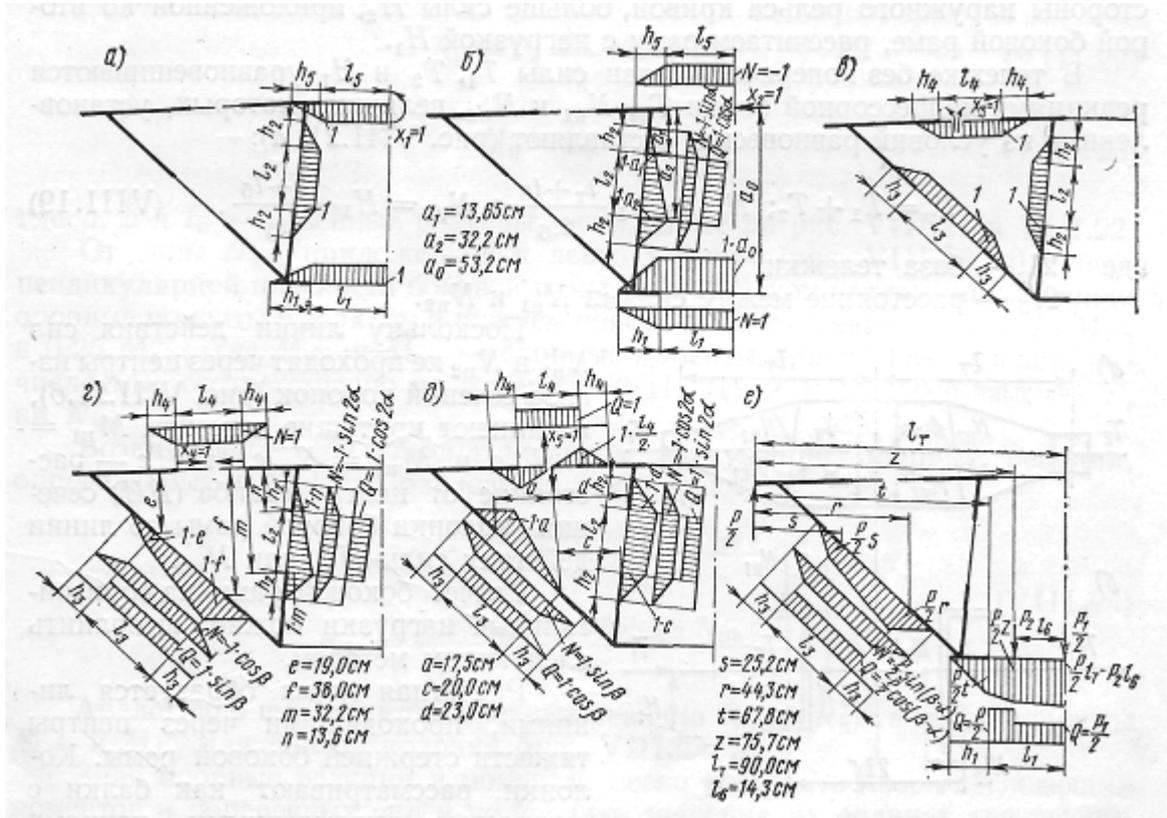


Рис. 7.5. Эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил: а – от $X_1 = 1$; б - $X_2 = 1$; в – от $X_3 = 1$; г – от $X_4 = 1$; д – от $X_5 = 1$; е – от внешней нагрузки

Установив значения неизвестных $X_1 - X_5$, строят **суммарные эпюры** изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил, ординаты которых вычисляют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_z &= M_1 X_1 + M_2 X_2 + M_3 X_3 + M_4 X_4 + M_5 X_5 + M_P; \\ N &= N_1 X_1 + N_2 X_2 + N_3 X_3 + N_4 X_4 + N_5 X_5 + N_P; \\ Q_y &= Q_1 X_1 + Q_2 X_2 + Q_3 X_3 + Q_4 X_4 + Q_5 X_5 + Q_P, \end{aligned} \right\} \quad (7.21)$$

где M_i, N_i, Q_i – ординаты эпюр соответственно изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил в рассматриваемом сечении системы от действия X_i , равного выбранной единице;

M_P, N_P и Q_P – то же от внешней нагрузки.

Наибольшие напряжения в стержнях боковой рамы от указанных вертикальных нагрузок составляют:

нормальные

$$\sigma_{M+N} = \frac{M_z}{W_z} + \frac{N}{F}; \quad (7.22)$$

касательные

$$\tau_{Q_y} = -\frac{Q_y S_z}{I_z \delta}, \quad (7.23)$$

где F – площадь сечения стержня;

W_z – момент сопротивления сечения стержня относительно нейтральной оси z ;

S_z – статический момент отсеченной части сечения относительно нейтральной оси z ;

δ – толщина стенки стержня.

Вычисления ординат по формулам (7.21), и напряжений по формулам (7.22) и (7.23) удобно сводить в таблицы.

Горизонтальными нагрузками боковой рамы являются продольные силы T_1 или T_2 и поперечная сила H_1 и H_2 , (см. рис. 7.1). Поскольку сила H_1 , действующая на боковую раму, расположенную со стороны наружного рельса кривой, больше силы H_2 , приложенной ко второй боковой раме, рассчитаем раму с нагрузкой H_1 .

В тележке без поперечной связи силы T_1 , T_2 и H_1 уравниваются реакциями надрессорной балки T_T , N_{H1} и N_{H2} , величины которых, установленные из условия равновесия, составляют (рис. 7.6, а):

$$T_T = T_1 + T_2; \quad N_{H1} = H \frac{l_T + l_\delta}{2l_\delta}; \quad N_{H2} = H \frac{l_T - l_\delta}{2l_\delta}; \quad (7.24)$$

где $2l_T$ – база тележки;

$2l_\delta$ – расстояние между силами N_{H1} и N_{H2} .

Поскольку линии действия сил N_{H1} и N_{H2} не проходят через центры изгиба сечений колонок (рис. 7.6, б), возникают крутящие моменты $M_{K1} = N_{H1}e$ и $M_{K2} = N_{H2}e$, где e – расстояние от центра изгиба (ЦИ) сечения колонки боковой рамы до линии действия силы N_{H1} или N_{H2} .

Расчет боковой рамы на горизонтальные нагрузки можно выполнить следующим методом.

Расчетная схема образуется линиями, проходящими через центры тяжести стержней боковой рамы. Колонки рассматривают как балки с полностью защемленными концами при изгибе их в плоскости боковой рамы и частично (25%) при изгибе перпендикулярно этой плоскости. Деформации концевых сечений колонок считают полностью стесненными.

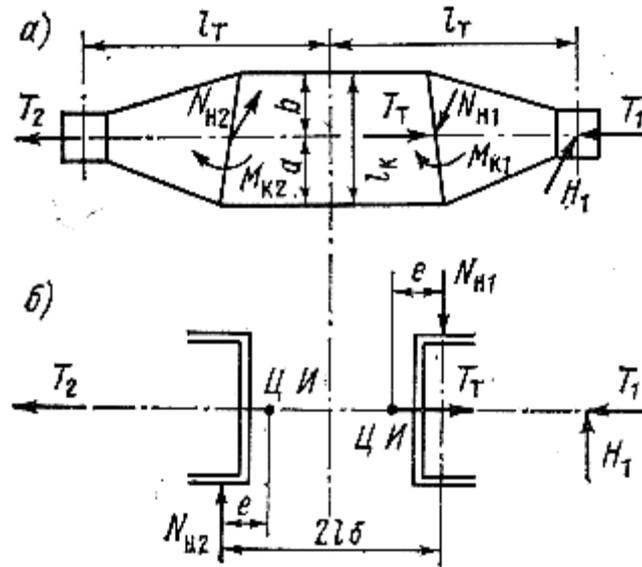


Рис. 7.6. Схема загрузки боковой рамы тележки без поперечной связи

Тогда от силы T_T , действующей в плоскости боковой рамы (рис. 7. 7), возникают опорные реакции R_B и R_H и моменты M_B и M_H , величина которых определяется формулами изгиба однопролетной балки с защемленными концами:

в верхнем поясе:

$$R_B = T_T \frac{a^2}{l_k^3} (3b + a); \quad (7.25)$$

$$M_B = T_T \frac{a^2 b}{l_k^2}; \quad (7.26)$$

в нижнем поясе:

$$R_H = T_T \frac{b^2}{l_k^3} (3a + b); \quad (7.27)$$

$$M_H = T_T \frac{a b^2}{l_k^2}; \quad (7.28)$$

где a , b и l_k – линейные размеры, показанные на рис. 7.6 и 7.7.

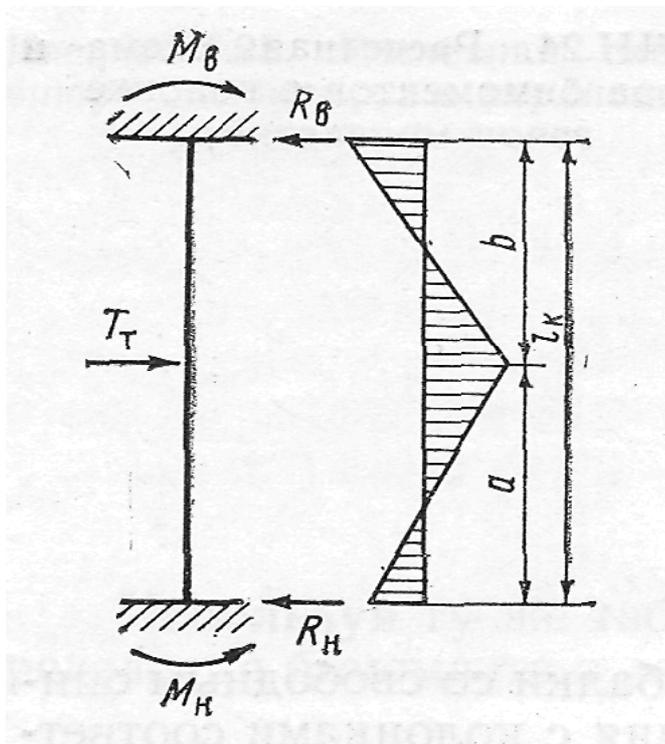


Рис. 7.7. Расчетная схема и эпюра изгибающих моментов в колонке от силы T_T

От силы N_{H2} , приложенной к левой колонке (рис. 7.8, а) и перпендикулярной плоскости боковой рамы, при 25%-ном защемлении колонки опорные моменты в верхнем и нижнем поясах соответственно равны $0,25M_{ВЛ}$ и $0,25M_{НЛ}$, где $M_{ВЛ}$ и $M_{НЛ}$ – опорные моменты при полной заделке, вычисляемые соответственно по формулам (7.26) и (7.28) с заменой T_T на N_{H2} .

Возникающие при рассматриваемом нагружении опорные реакции, определяемые из условий равновесия, составляют:

$$\left. \begin{aligned} R_{ВЛ} &= \frac{0,25M_{ВЛ} - 0,25M_{НЛ} + N_{H2}a}{l_k}; \\ R_{НЛ} &= \frac{0,25M_{НЛ} - 0,25M_{ВЛ} + N_{H2}b}{l_k}. \end{aligned} \right\} \quad (7.29)$$

Аналогично вычисляются опорные реакции $R_{ВП}$ и $R_{НП}$, а также моменты, $M_{ВП}$ и $M_{НП}$ для правой колонки (рис. 7.8, б).

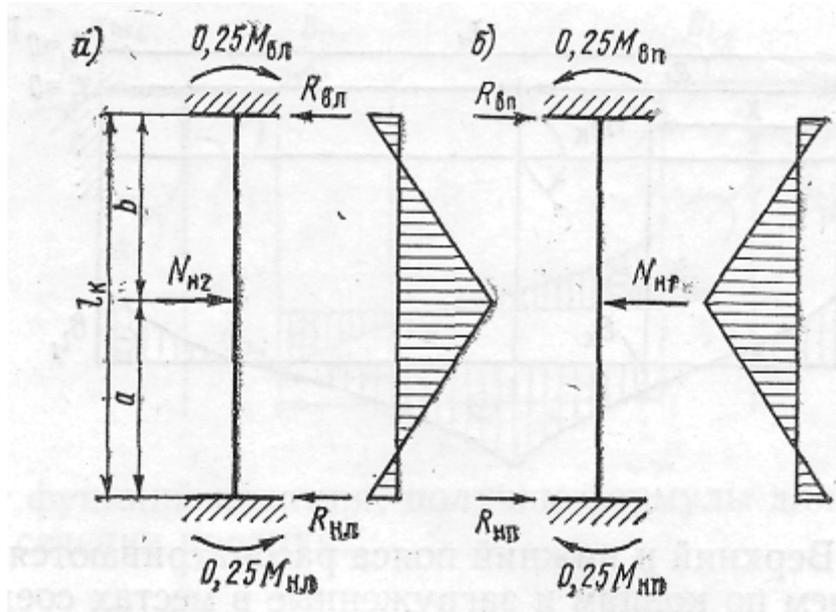


Рис. 7.8. Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов в левой и правой колонках от сил N_{H1} и N_{H2}

Зная опорные реакции и моменты, легко построить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил и установить значения их ординат для любого сечения колоннок.

Верхний и нижний пояса рассматриваются как балки со свободным опиранием по концам и нагруженные в местах соединения с колонками соответствующими опорными реакциями и моментами. Поскольку силы $R_{В}$ и $R_{Н}$, действующие в плоскости боковой рамы, и опорные моменты $M_{В}$ и $M_{Н}$, $0,25 M_{ВЛ}$, $0,25 M_{НЛ}$, $0,25 M_{ВП}$ и $0,25 M_{НП}$ вызывают сравнительно малые напряжения в поясах, допустимо рассматривать загрузку верхнего пояса только от сил $R_{ВЛ}$ и $R_{ВП}$, а нижнего – от сил $R_{ВЛ}$ и $R_{НП}$, перпендикулярных плоскости боковой рамы.

Напряжения изгиба и среза в колонке от сил T_T вычисляют по формулам (7.22) и (7.23), а напряжения в колонках и поясах от сил N_{H1} и N_{H2} , перпендикулярных плоскости боковой рамы – по формулам:

$$\text{нормальные} \quad \sigma_{M_y} = \frac{M_y}{W_y}; \quad (7.30)$$

$$\text{касательные} \quad \tau_{Q_y} = -\frac{Q_y S_z}{I_z \delta}, \quad (7.31)$$

Величины, входящие в эти формулы, имеют смысл, аналогичный величинам в формулах (7.22) и (7.23), с учетом изменения плоскости загрузки стержней боковой рамы.

Крутящие моменты $M_{к1}$ и $M_{к2}$ вызывают в стержнях боковой рамы деформации свободного и стесненного кручения. Эти деформации существенны для стержней незамкнутого профиля, т. е. для всех основных элементов боковой рамы, кроме нижнего горизонтального пояса.

Напряжения от свободного кручения

$$\tau_{M_k} = \frac{M_k \delta}{I_k}, \quad (7.32)$$

где M_k – крутящий момент в рассматриваемом сечении стержня;

δ – толщина стенки стержня;

I_k – момент инерции сечения стержня при кручении.

Напряжения от горизонтальных нагрузок суммируются с напряжениями от вертикальных сил. По нормальным σ и касательным τ напряжениям могут быть вычислены эквивалентные напряжения, которые согласно энергетической теории прочности составляют

$$\sigma_{\vartheta} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (7.33)$$

7.4. Расчет надрессорной балки тележки

Рассмотрим расчет надрессорной балки двухосной тележки грузового вагона (расчет подобных балок других видов тележек грузовых и пассажирских вагонов аналогичен).

В вертикальной плоскости на надрессорную балку действуют нагрузки (рис. 7.9, а):

статическая $R_{ст}$, определяемая формулой (7.1);

вертикальная динамическая $R_{д}$, вычисляемая по формуле (7.3);

вертикальная $R_{б}$ от боковых сил, определяемая формулой (7.4);

горизонтальная H от боковых сил, вычисляемая по формуле (7.5).

Нагрузки $R_{ст}$, $R_{д}$, и H приложены к подпятнику, а сила $R_{б}$ – к одному из скользунов надрессорной балки.

Надрессорная балка рассчитывается как балка на двух опорах. Опорами в вертикальной плоскости являются рессорные комплекты.

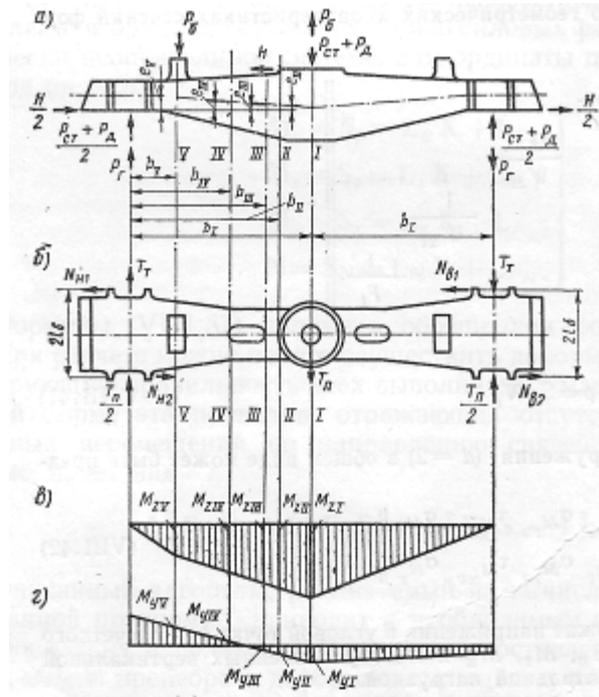


Рис. 7.9. Надрессорная балка двухосной тележки грузового вагона и эпюры изгибающих моментов

Силы $P_{ст}$ и $P_{д}$ уравниваются двумя реакциями величиной $\frac{P_{ст} + P_{д}}{2}$ каждая, а силы P_{δ} – реактивной парой

$$P_{\delta} = P_{\delta} \frac{b_1 - b_v}{2b_1}, \quad (7.34)$$

где b_1 и b_v – расстояния, показанные на рис. 7.9, а.

Здесь принято, что силы $P_{ст}$ и $P_{д}$ приложены к центру подпятника. При наклоне кузова они смещаются к краю подпятника.

Сила H уравнивается двумя горизонтальными реакциями $\frac{H}{2}$.

Однако эта сила может не учитываться в расчете прочности надрессорной балки, так как вызываемые ею растягивающие-сжимающие напряжения малы из-за большой площади поперечного сечения балки, а обусловленные ею изгибающие моменты невелики вследствие малых расстояний от линии действия силы $\frac{H}{2}$ до нейтральной оси балки.

Расчетными сечениями наддрессорной балки являются сечения: I – по середине балки, II – по краю подпятника и V – по скользуону, а при наличии отверстий для крепления литейных стержней – также сечения III и IV по краю этих отверстий.

Изгибающий момент в I сечении

$$M_{zI} = \frac{1}{2}(P_{cm} + P_o)b_I + P_{\Gamma}b - P_o(b_I - b_V).$$

Подставляя значение P_{Γ} согласно формуле (7.34), получим

$$M_{zI} = \frac{1}{2}(P_{cm} + P_o)b_I - \frac{1}{2}P_o(b_I - b_V), \quad (7.35)$$

показывающее, что учет сил P_o ведет к уменьшению изгибающего момента в среднем сечении наддрессорной балки. Поскольку силы P_o не всегда действуют на балку, их не следует учитывать для среднего сечения. Для остальных расчетных сечений учет сил P_o ведет к увеличению изгибающих моментов.

Кроме рассмотренных нагрузок, наддрессорная балка испытывает вертикальное нагружение от сил инерции, возникающих при торможении. Величина такого нагружения определяется формулой (7.7).

В горизонтальной плоскости на наддрессорную балку действует сила инерции T_{Π} , а в тележке без поперечной связи – также и нагрузка T_{Γ} , определяемая формулой (7.6). Места приложения этих нагрузок показаны на рис. 7.9, б.

Сила T_{Π} уравнивается двумя реакциями величиной $T_{\Pi}/2$ каждая, а нагрузка T_{Γ} – силами, N_{H1} и N_{H2} на левом конце и N_{B1} и N_{B2} на правом конце наддрессорной балки. Величины сил N_{H1} и N_{H2} вычисляются по формулам (7.24), а сил N_{B1} и N_{B2} – по тем же формулам при замене H_1 на H_2 (см. рис. 7.1 и 7.6).

Момент от действия сил N_{H1} и N_{H2} с учетом их значения по формулам (7.24) составляет

$$M_H = N_{H1}l_o + N_{H2}l_o = H_1 \frac{l_T + l_o}{2l_o} + H_1 \frac{l_T - l_o}{2l_o} l_o = H_1 l_T,$$

а от сил N_{B1} и N_{B2} равен $M_B = H_2 l_T$.

Для сечения V наибольший изгибающий момент возникает при совместном действии сил T_{Π} и T_{Γ} , а для остальных сечений – только от одной силы T_{Π} .

На рис. 7.9, в и г показаны эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Вычисление ординат этих моментов не представляет труда.

Наибольшие напряжения в наддрессорной балке составляют:

нормальные

$$\sigma = \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y}; \quad (7.36)$$

касательные

$$\tau = \frac{Q_y S_z}{I_z \delta} + \frac{Q_z S_y}{I_y \delta}, \quad (7.37)$$

где M_z и M_y – изгибающие моменты в рассматриваемом сечении балки;

W_z и W_y – моменты сопротивления сечения относительно главных центральных осей инерции z и y ;

Q_y и Q_z – поперечные силы соответственно от вертикальных и горизонтальных сил;

S_z и S_y – статические моменты части сечения относительно главных центральных осей инерции;

I_z и I_y – главные центральные моменты инерции сечения;

δ – толщина стенки сечения.

В бессвязевой тележке направляющие заплечики надрессорной балки проверяют на срез и изгиб по наибольшему усилию N_{H1} , приложенному к ним.

Глава 8

Проектирование кузова вагона

В кузове различают: основную несущую конструкцию; вспомогательные несущие элементы; несущие элементы специального назначения.

Кроме основной несущей конструкции имеются вспомогательные несущие элементы, которые предназначены для непосредственного восприятия некоторых нагрузок (полезная нагрузка, силы инерции груза, распор сыпучих грузов и т. д.) и передачи их на основную несущую конструкцию. Например, в крытых грузовых вагонах с несущей конструкцией стержневого типа вспомогательными несущими элементами являются деревянный настил пола, доски обшивки боковых и торцовых стен и т. д. В платформах к вспомогательным несущим элементам относятся откидные борта, в полувагонах – крышки люков, торцовые створчатые двери.

В конструкцию кузова могут также входить элементы, не участвующие в восприятии нагрузок, но необходимые для перевозки пассажиров, обеспечения сохранности грузов или нормальной эксплуатации установленных в кузове агрегатов. Такими элементами являются, например, тепловая изоляция, двери, окна и т. д. К их числу могут быть отнесены и некоторые элементы постоянного оборудования вагонов, однако основные части такого оборудования не входят в конструкцию кузова (например, установки кондиционирования воздуха и т. д.) и рассматриваются как размещаемые в нем агрегаты.

При проектировании следует иметь в виду, что если вспомогательные несущие элементы жестко крепятся к деталям основной несущей конструкции, то они могут оказывать влияние на ее работу и сами оказаться дополнительно нагруженными. Это происходит оттого, что деформация основной несущей конструкции под действием внешних сил вызывает деформации и укрепленных на ней вспомогательных элементов и, следовательно, нагружает их. Если такие дополнительные нагрузки нежелательны для обеспечения длительной устойчивой работы вспомогательных элементов, то следует предусматривать нежесткие соединения их с основными несущими элементами.

Ниже в этой главе излагаются методы расчета на прочность и основы проектирования только несущих конструкций кузовов.

8.1. Основные положения расчета кузовов

Расчет кузовов на прочность производится на базе современных методов строительной механики и сопротивления материалов. Оценка прочности, жесткости и надежности несущих конструкций ведется в соответствии с рекомендациями норм для расчетов на прочность и проектирования вагонов по следующим признакам и условиям:

1) допускаемым напряжениям – сравнением максимальных напряжений в конструкции при наиболее невыгодном сочетании действующих на нее сил (режимы нагружения I, II, III, устанавливаемые нормами) с допускаемыми, при этом усталостная прочность и долговечность обеспечиваются соответствующим выбором допускаемых напряжений;

2) устойчивости сжатых элементов;

3) прогибам (деформациям);

4) вибрационной устойчивости (установление собственных частот колебаний конструкции, сравнение их с частотами возмущающих колебаний, устранение нежелательных резонансов);

5) предельным нагрузкам, определяемым пластическим состоянием элементов конструкции;

б) эмпирическим норма (для отдельных элементов).

Для оценки конструкции по трем первым условиям требуется знать ее **напряженное состояние под действием внешних сил**. При проектировании кузовов вагонов напряженное состояние отдельных элементов устанавливается расчетным путем. Для определения напряжений составляют расчетную схему несущей конструкции кузова или его узла (например, рамы и др.).

Современные кузова являются сложными, статически неопределимыми системами, поэтому, как правило, можно производить только проверочные расчеты, для чего необходимо заранее установить размеры всех деталей конструкции. Расчет позволяет найти напряжения, определить запасы прочности и устойчивости, а также оценить жесткость кузова при принятых размерах деталей. Таким образом, расчет позволяет выяснить, удачно ли установлены размеры. Выполнение расчетов для нескольких вариантов размеров деталей кузова (многовариантные расчеты) позволяет приблизиться к выбору оптимальных размеров, при которых обеспечиваются целесообразные значения запасов прочности при наименьшей массе.

Большое значение имеет теория оптимизации систем, которая позволяет наиболее рационально организовать и автоматизировать такие расчеты и с наименьшей затратой труда решать задачи по выбору оптимальных размеров элементов конструкций. Существенное значение при этом имеют методы линейного и динамического программирования.

Расчетные схемы стремятся выбирать так, чтобы они по возможности полно отражали особенности рассматриваемой конструкции и способы ее нагружения, позволяли получить наибольшую точность для искомых величин (внутренних сил, напряжений, перемещений) и обеспечивали экономически приемлемую трудоемкость вычислительных работ.

В начальной стадии проектирования выполняют предварительные упрощенные или прикидочные расчеты, основанные на применении простейших приближенных расчетных схем, которые позволяют с минимальной затратой труда предварительно определять размеры деталей кузова. Если используются статически определимые схемы,

то задача решается в прямой постановке: по заданным силам находятся геометрические характеристики сечений (площади, моменты сопротивления).

С учетом особенности несущих конструкций расчетные схемы представляют в виде стержневых систем, пластин, оболочек или в виде смешанных систем.

При расчете кузовов согласно нормам учитываются следующие **нагрузки**:

вертикальная статическая (полезная нагрузка и собственный вес кузова);

вертикальная динамическая (обычно принимается как произведение вертикальной статической нагрузки и коэффициента вертикальной динамики k_d);

боковая, определяемая центробежной силой и давлением ветра;

продольные силы, передаваемые на кузов автосцепкой, и соответствующие силы инерции;

скручивающая (кососимметричная), обусловленная несимметрией опорных реакций рессор или возникающая при несимметричном подъеме кузова домкратами;

распор сыпучих и навалочных грузов;

усилия от установленного на кузове оборудования (тормозных систем и др.).

Устойчивость сжатых элементов оценивают сравнением критических напряжений или критических сил с действующими в элементе сжимающими напряжениями или силами.

Вибрационная устойчивость должна проверяться в связи с колебаниями кузова, обусловленными взаимодействием вагона и пути, и, кроме того, в случае установки в кузове двигателей, компрессоров и других агрегатов с неполностью уравновешенными силами инерции движущихся масс.

Прочность по **предельным нагрузкам**, соответствующим пластическому состоянию материала, целесообразно проверять в элементах, для которых необходимо знать разрушающую нагрузку нециклического характера. Такими элементами являются, например, концевые стойки в пассажирских вагонах, предназначенные для повышения безопасности при авариях.

Проверка прочности по **эмпирическим нормам** предусматривается нормами расчета вагонов на прочность для тех элементов кузова, которые могут подвергаться действию усилий, недостаточно изучен-

ных или случайных, не являющихся нормальными эксплуатационными.

Участки конструкции, для которых расчетным путем не удастся определить напряженное состояние с необходимой точностью (например, узлы соединения балок), проектируют на основе опытных данных, но прочность их оценивают путем измерения напряжений в опытном образце кузова и сравнения этих напряжений с допускаемыми.

8.2. Особенности работы и устойчивость элементов кузова с несущей обшивкой

Обшивка в кузовах вагонов относится к основной несущей системе и под действием внешних нагрузок получает **срединные напряжения** (постоянные по толщине обшивки) и напряжения изгиба, изменяющиеся линейно по ее толщине. Для определения отдельных компонентов срединных напряжений и напряжений изгиба обычно применяются различные расчетные схемы.

В поперечных сечениях кузовов типа замкнутой оболочки, удаленных от вырезов и точек приложения внешних сосредоточенных сил, **основные** срединные нормальные напряжения σ_x в обшивке и продольных подкрепляющих элементах рассчитываются по формуле

$$\sigma_x = \frac{M}{I} z + \frac{N}{F}, \quad (8.1)$$

где M и N – соответственно изгибающий момент и нормальная сила в сечениях кузова, который рассматривается как один брус (рис. 8. 1, а) под действием вертикальной нагрузки q и продольных сил T ;

I – момент инерции площади F сечения кузова, куда входят обшивка и все остальные элементы (на рис. 8. 1, б они условно показаны точками);

z – расстояние от центра тяжести площади сечения до рассматриваемой точки.

В сечениях по дверным и оконным вырезам формула (8. 1) может быть использована как приближенная, если поперечная сила Q по этим сечениям пренебрежимо мала (средний участок кузова при симметричной нагрузке).

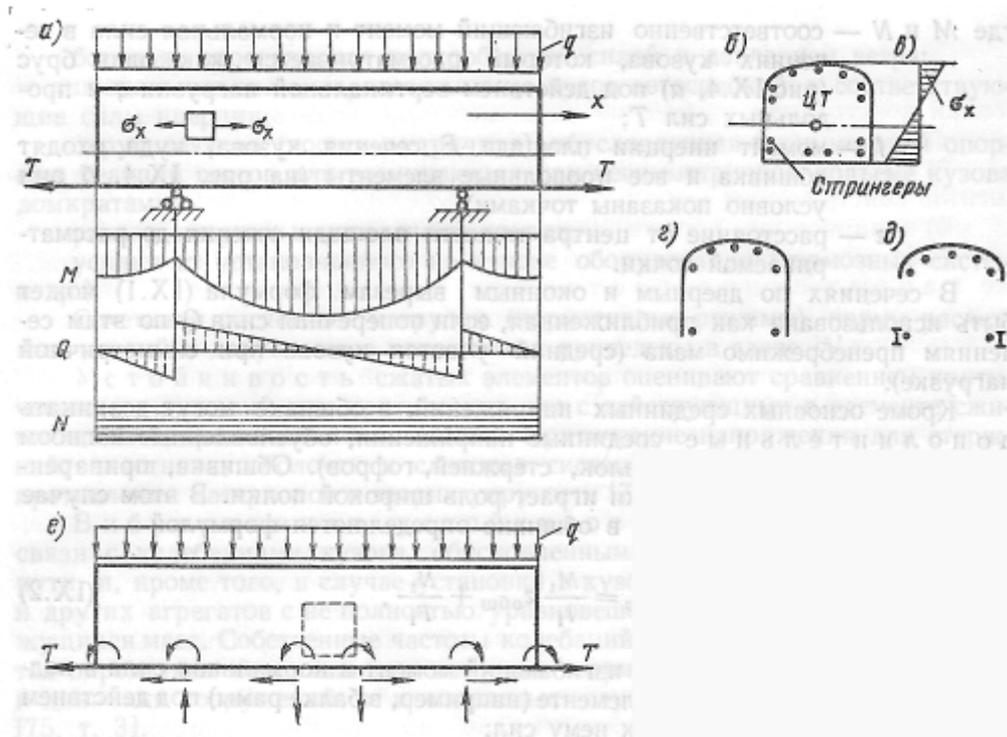


Рис. 8.1. Кузов как единый брус: а – общая схема нагрузки кузова и эпюры M , Q и N ; б – поперечное сечение кузова типа замкнутой оболочки; в – распределение напряжений σ_x ; г – П-образное сечение кузова; д – сечение кузова по дверному вырезу; е – схема нагрузки боковых стен и крыши, образующих «брус» П-образного сечения

Кроме основных срединных напряжений, в обшивке могут возникать **дополнительные** срединные напряжения, обусловленные изгибом подкрепляющих элементов (балок, стержней, гофров). Обшивка, приваренная к балке, при изгибе балки играет роль широкой полки. В этом случае дополнительные напряжения в обшивке определяются формулой

$$\sigma_{\text{доп}} = \frac{M_1}{I_1} z_{\text{обш}} + \frac{N_1}{F_1}, \quad (8.2)$$

где M_1 и N_1 – соответственно изгибающий момент и нормальная сила в подкрепляющем элементе (например, в балке рамы) под действием приложенных к нему сил;

I_1 и F_1 – соответственно момент инерции и площадь сечения элемента.

$z_{\text{обш}}$ – расстояние от центра тяжести площади сечения элемента до срединной поверхности обшивки.

По формуле (8.2) рассчитывают также максимальные напряжения в балках, связанных с обшивкой, например, в стойках полувагона от распора груза. Вместо $z_{обш}$ в этом случае берется расстояние от центра тяжести до наиболее удаленной точки сечения стойки.

Для расчета напряжений в обшивке от сил, приложенных по нормали к ее поверхности (давление грузов), применяются отдельные расчетные схемы. Прямоугольный участок обшивки, заключенный между соседними продольными и поперечными подкрепляющими элементами, рассматривается как отдельная пластина, заделанная по контуру. При этом если прогибы обшивки (включая начальную технологическую погнутость) не превышают $1/5$ ее толщины, то рассчитывают только напряжения от изгиба. При больших прогибах под действием нормальных к поверхности обшивки сил, кроме напряжений от изгиба, возникают существенные срединные напряжения. На них существенно влияет начальная погибь обшивки, а поскольку она имеет случайный характер, рассчитать эти напряжения трудно.

Начальная технологическая погибь обшивки и гофров существенно изменяет и основные срединные напряжения, определяемые формулами (8.1) и (8.2). Если между двумя соседними достаточно жесткими на изгиб стрингерами расположена обшивка, имеющая значительную начальную погибь, то она работает ослаблено по сравнению со стрингерами. В этом случае для расчета I и F в формуле (8.1) в сечение кузова включают не всю обшивку шириной b (расстояние между стрингерами), а только часть шириной $b_{пр}$. Отношение $b_{пр}/b = \varphi_p$ называют **редукционным коэффициентом**. Согласно нормам при подкреплении тонкой обшивки стрингерами принимают $b_{пр} = 40\delta$. При подкреплении обшивки гофрами, как показали опыты, следует принимать $b_{пр} = b(\varphi_p = 1)$.

Тонкая несущая обшивка, а также стрингеры и гофры могут выпучиваться (терять устойчивость) при сжимающих срединных напряжениях, меньших предела текучести материала. Разрушающие нагрузки для кузовов типа оболочек обычно определяются **устойчивостью элементов** конструкции, поэтому расчеты на устойчивость для таких кузовов приобретают особое значение. Коэффициент запаса устойчивости (отношение критических напряжений к действующим) для ответственных элементов должен быть не менее 1,5.

Потеря устойчивости отдельными участками обшивки между подкрепляющими элементами или самими подкрепляющими элементами (стрингерами, гофрами) не приводит к общему разрушению кузова,

результаты при расчете только на вертикальную и продольную нагрузки.

Балки рамы рассматриваются как обычные стержни и изображаются линиями, проходящими через центры тяжести площадей поперечных сечений балок. П-образная оболочка (боковые стены и крыша) представляется в виде системы своеобразных «стержней», соединенных специально подобранными связями. Горизонтальный «стержень» kk воспроизводит способность П-образной оболочки в целом сопротивляться вертикальному изгибу и растяжению-сжатию. Этот «стержень» располагается на уровне центров тяжести общих сечений оболочки (на высоте h_6 над плоскостью рамы). Момент инерции относительно горизонтальной оси $O-O$, полная площадь и приведенная площадь сдвига вычисляются для половины всего сечения оболочки (сечение $A-A$ на рис. 8.2). «Стержень» kk соединяется абсолютно жесткими (в соответствии с гипотезой плоских сечений) стойками E через систему связей с поперечными балками рамы (узел I). Связи в узле I не стесняют боковую подвижность стоек E и приводят к тому, что «стержень» kk сопротивляется только деформациям в вертикальной плоскости.

Способность оболочки сопротивляться распору сыпучего груза учитывается системой «стержней», изображенных штриховыми линиями. Стойки S сопротивляются только растяжению – сжатию и изгибу в поперечных плоскостях. Это обеспечивается связями стоек с поперечными балками рамы (см. узел I). На участках между узлами I и II стойки E и S показаны совмещенными в одну линию, однако их нужно считать не связанными друг с другом, как это видно на вынесенных узлах I , II , III . В сечение стоек S включаются примыкающие к поперечным балкам рамы стойки боковой стены с обшивкой приведенной ширины (сечение $D-D$). Момент инерции вычисляется относительно продольной оси $O-O$. Вверху стойка S соединяется с дугой крыши, которую для упрощения можно заменить прямым «стержнем» $2-3$. Стойки S вместе с поперечными балками рамы и «стержнями» $2-3$ образуют поперечные рамки.

Продольные «стержни», bb , cc , dd (число их выбирается произвольно), учитывающие влияние верхних и нижних продольных элементов (обвязок) и стрингеров (гофров) на деформации поперечных рамок, сопротивляются только изгибу в горизонтальной плоскости. Они соединены со стойками S шарнирными связями (узлы II и IV). В сечения $B-B$, $V-V$, $G-G$ этих «стержней» приближенно включаются участки из общего сечения боковой стены. Моменты инерции опреде-

ляются относительно вертикальных осей $O-O$. Если на раме имеется тонкая обшивка, то ее роль в распределении и передаче усилий можно выяснить, включив ее в расчетную схему в виде пластинок Π (рис. 8.3), сопротивляющихся только сдвигу. Пластины Π соединяются непрерывными касательными связями с балками рамы и со «стержнями» kk (с последними посредством абсолютно жестких консолей E_1). Площадь поперечного сечения обшивки присоединяется к площади сечений балок рамы.

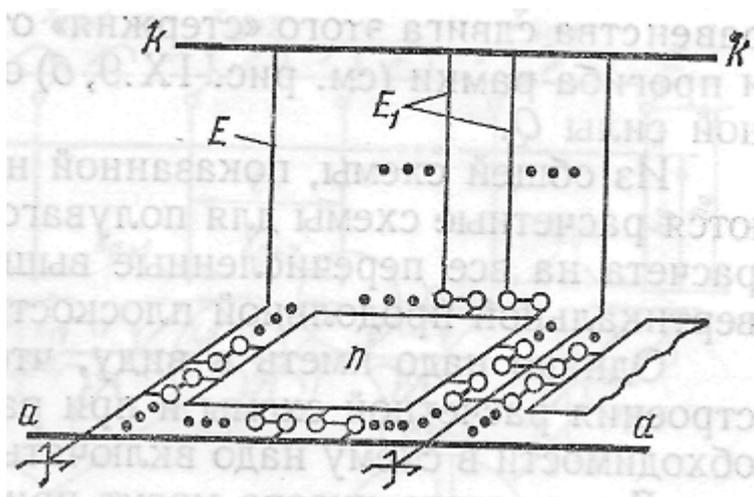


Рис. 8.3. Учет обшивки рамы в расчетной схеме

На участке $k_{вкв}$ (см. рис. 8.2) боковой стены, где расположен дверной вырез, расчетная схема может быть представлена в виде рамки аналогично тому, как принимают при расчете кузова пассажирского вагона. В рамке участки оболочки над вырезом и под ним представлены горизонтальными стержнями, а стойки считаются абсолютно жесткими. На рис. 8.2 показана схема, упрощающая расчет. На участке $k_{вкв}$ момент инерции и площадь берутся для всего сечения оболочки по вырезу. Эта схема эквивалентна схеме в виде рамки (рис. 8.4, б) если в раме кузова поперечные балки расположены по краям выреза. После расчета общей схемы нижнюю балку дверного проема дополнительно рассчитывают на местные силы, как балку с двумя заделанными концами.

$$R_{вЛ} = \frac{0,25M_{вЛ} - 0,25M_{нЛ} + N_{н2}a}{l_k};$$

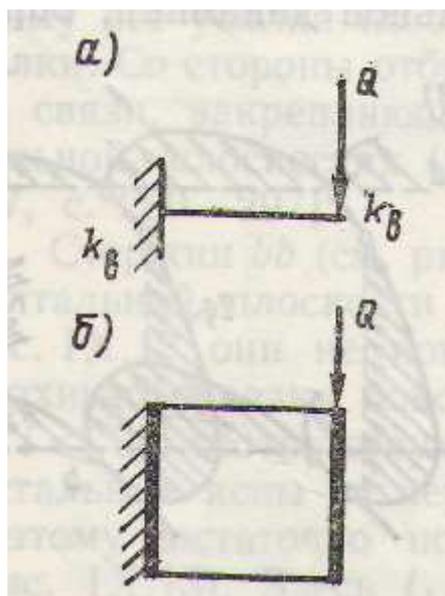


Рис. 8.4. Расчетные схемы на участке дверного выреза:
а - приведенный стержень; б – рама с жесткими стойками

Если в зоне выреза общая для кузова поперечная сила не равна нулю, то приведенная площадь сдвига «стержня» $k_{вкв}$ определяется из условия равенства сдвига этого «стержня» от касательных напряжений (рис. 8.4, а) и прогиба рамки (см. рис. 8.4, б) от изгиба и сдвига под действием поперечной силы Q .

Из общей схемы, показанной на рис. 8.2, как частные случаи получаются расчетные схемы для полувагонов и платформ. Эта схема пригодна для расчета на все перечисленные выше нагрузки, симметричные относительно вертикальной продольной плоскости.

Однако надо иметь в виду, что на рис. 8.2 показан принцип построения расчетной схемы и при расчетах конкретных конструкций при необходимости в схему надо включать элементы, не показанные на рисунке.

Для расчета кузова могут применяться и другие расчетные схемы.

Одной из характерных нагрузок является собственный вес кузова $P_{куз}$ и полезная нагрузка $P_{пол}$. Для типовых кузовов рассматривается вариант равномерного распределения этой нагрузки. С целью упрощения расчета нагрузки прикладывается только вдоль хребтовой и боковых балок (рис. 8.5, а). Интенсивность погонных нагрузок на хребтовую q_6 балки определяется следующими формулами:

$$q_x = k_1 \frac{P_{пол} + P_1}{2L} + \frac{P_2}{2L}; \quad q_{\sigma} = k_2 \frac{P_{пол}}{2L} + \frac{P_{куз} - k_1 P_1 - P_2}{4L}, \quad (8.3)$$

где P_2 – вес хребтовой балки;

P_1 – вес остальной части рамы и настила пола;

k_1 и k_2 – коэффициенты распределения нагрузки, зависящие от конструкции настила пола и вспомогательных балок рамы. Если пол настилается неразрезными поперечными досками, то полезная нагрузка распределяется как реакции жестких опор двухпролетной балки, и в этом случае $k_1 = 5/8$ $k_2 = 3/16$.

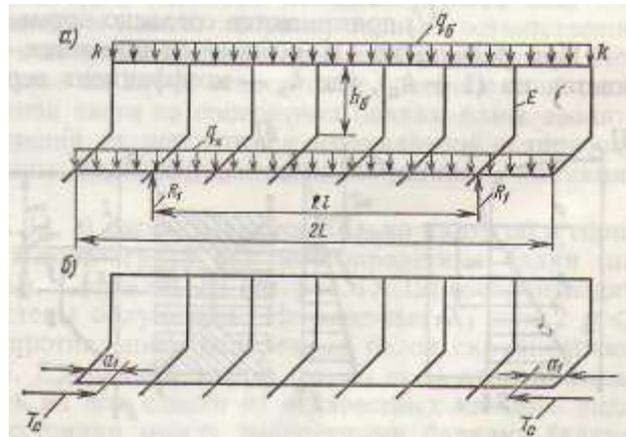


Рис. 8.5. Схемы нагрузки кузова: а – собственный вес кузова и полезная нагрузка; б – сжатие по осям автосцепок

Реакции подпятников составляют $R_1 = 0,5(P_{пол} + P_{куз})$.

Схема нагрузки продольными сжимающими силами T_c показана на рис. 8.5, б. Здесь a_1 – расстояние от оси концевой балки до задних упоров автосцепки. На рис. 8.5 показаны только «стержни» kk , E и балки рамы.

Давление p сыпучих грузов действует на обшивку боковых и торцовых стен и изменяется по высоте пропорционально расстоянию y (рис.8.6, а) от горизонтальной поверхности груза до рассматриваемой точки:

$$p = \gamma y \tan^2(45^\circ - 0,5\alpha), \quad (8.4)$$

где γ и α – соответственно удельный вес и угол естественного откоса груза.

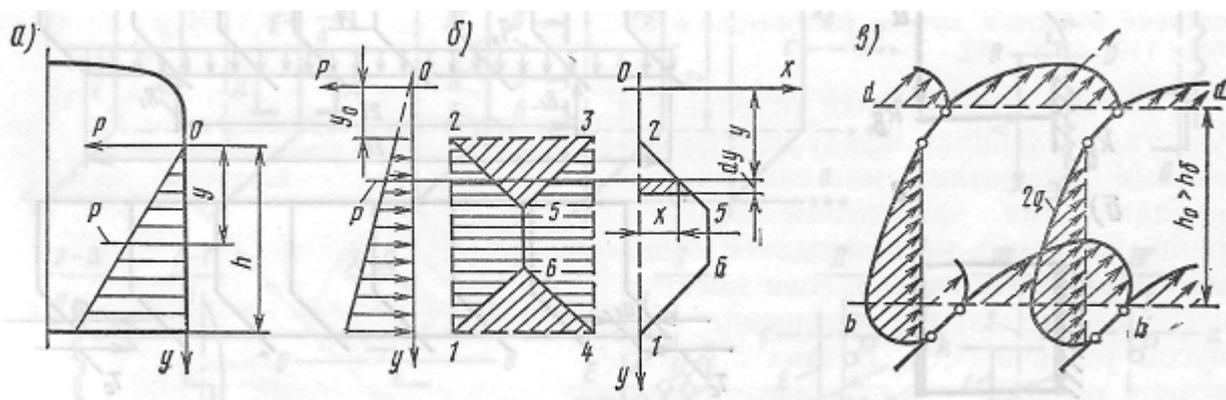


Рис. 8.6. Схемы распределения давления сыпучих грузов на элементы конструкции кузова: а – распределение давления по высоте; б – схема определения нагрузки на стойки и обвязки; в – эпюры погонных нагрузок по стойкам и обвязкам полувагона

Площадь каждого прямоугольного участка обшивки 1 – 2 – 3 – 4, заключенного между соседними поперечными и продольными подкрепляющими элементами, делится на четыре части, как показано на рис. 8.6, б. Приблизительно считается, что силы давления груза, приходящиеся на горизонтальные заштрихованные площади, передаются стойками, а на наклонно заштрихованные площади – продольным стержням. Например, погонная нагрузка на стойку 1 – 2 (от одного участка обшивки) определяется интегралом

$$q = q(y) = \int_{y_0}^y p x dy, \quad (8.5)$$

где y_0 – расстояние от верхнего продольного стержня до поверхности груза;

$x = x(y)$ – ширина фигуры 1 – 2 – 5 – 6.

Для полувагона, не имеющего промежуточных продольных стержней (или гофров) на боковых стенах, получим схему нагрузки, изображенную на рис. 8.6, в. Если на участке боковой стены между соседними поперечными балками рамы имеются дополнительные стойки, то на верхнюю и нижнюю обвязки эти стойки будут передавать сосредоточенные силы (показаны штриховыми стрелками).

Расчет статически неопределимой схемы (см. рис. 8.2) может быть проведен различными методами строительной механики, в частности по методу сил. На рис. 8.7 показаны основная система и неизвестные

X_i для расчетной схемы полувагона. При $g + 1$ поперечных балках в раме получаем $4g - 1$ связанных между собой неизвестных X_i . Вертикальной продольной плоскостью симметрии выделена половина кузова так, что балка aa на схеме имеет площадь и момент инерции, равные соответственно половине площади и момента инерции всего сечения хребтовой балки. Поэтому все усилия по этой балке на схеме относятся к половине хребтовой балки. Со стороны отброшенной части на поперечных балках рамы вводятся связи, закрепляющие сечения от поворотов в вертикальной и горизонтальной плоскостях (показаны перекрещивающимися тонкими линиями).

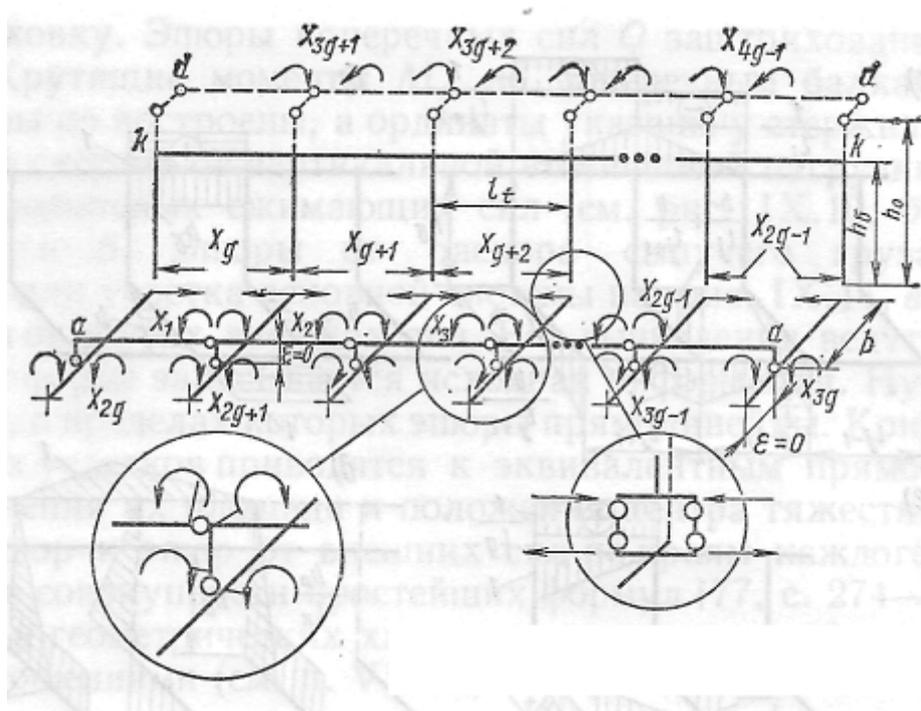


Рис. 8.7. Основная система

Стержни bb (см. рис. 8.6, в) рассчитываются только на изгиб в горизонтальной плоскости от распора груза как многопролетные балки (на рис. 8.7 они не показаны). Стержень dd (см. рис. 8.7) воспроизводит верхнюю обвязку боковой стены полувагона. Неизвестные X_i при $2g \leq i \leq 3g$ соответствуют сопротивлению поперечных балок скручиванию. Остальные ясны из чертежа. Единичные эпюры ($X_i = 1$) однообразны, поэтому достаточно показать их для одного из неизвестных каждого вида (рис. 8.8). Здесь l_j – расстояния между поперечными балками (длина пролетов); j – номер пролета, считая слева направо.

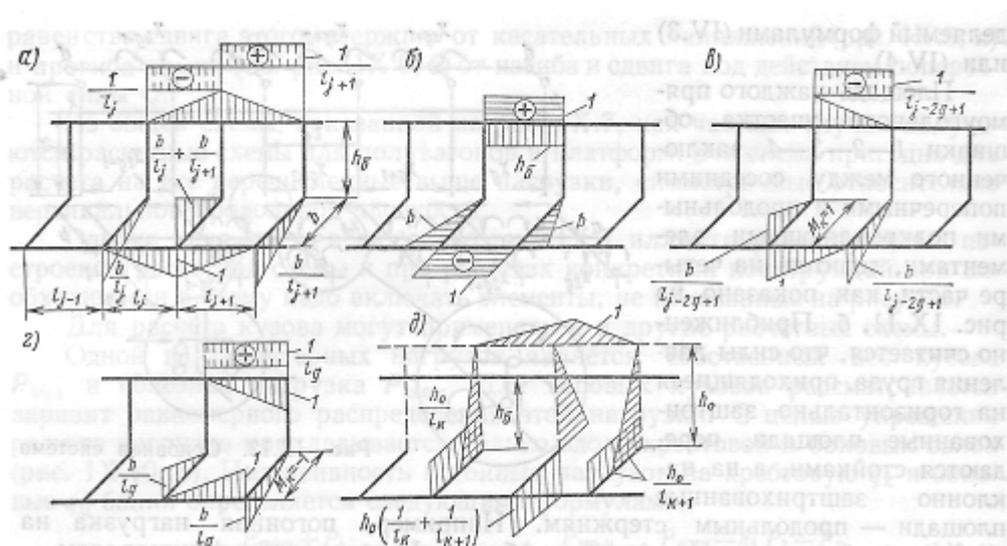


Рис. 8.8. Эпюры M , Q , N и M_k в основной системе от $X_i = 1$:
 а – при $1 \leq i \leq g - 1$; б – при $g \leq i \leq 2g - 1$; в – при $2g \leq i \leq 3g - 1$;
 г – при $i = 3g$; д – при $3g \leq i \leq 4g - 1$

Эпюры изгибающих моментов M отложены со стороны растянутых волокон и имеют штриховку по нормали к стержням. Эпюры нормальных сил N имеют продольную штриховку. Эпюры поперечных сил Q заштрихованы прерывистыми линиями. Крутящие моменты M_k по поперечным балкам постоянны, поэтому их эпюры не построены, а ординаты указаны у стержня. Общий вид эпюр в основной системе от вертикальной статической нагрузки (см. рис. 8.5, а) и от продольных сжимающих сил (см. рис. 8.5, б) показан на рис. 8.9, а и б. Эпюры от распора сыпучего груза (см. рис. 8.6, в) показаны для участка основной системы на рис. 8.9, в.

Аналогично строятся эпюры от других внешних сил. Все вычисления записываются в определенной форме. Нумеруются участки стержней, в пределах которых эпюры прямолинейны. Криволинейные эпюры для этих участков приводятся к эквивалентным прямолинейным из условия сохранения их площади и положения центра тяжести. Все ординаты единичных эпюр и эпюр от внешних сил по краям каждого участка записываются в виде совокупности простейших формул. Информация о длинах и геометрических характеристиках сечений участков стержней задается отношениями

$$k_i = \frac{l_i I_{z1}}{l_1 I_{zi}}$$

которые записываются в виде матрицы податливости.

На основании формул для ординат единичных эпюр и эпюр от внешних сил с использованием матрицы податливости составляется программа всех вычислений по методу сил до получения матриц искомых ординат суммарных эпюр изгибающих моментов M , а также нормальных N и поперечных Q сил по всем стержням расчетной схемы.

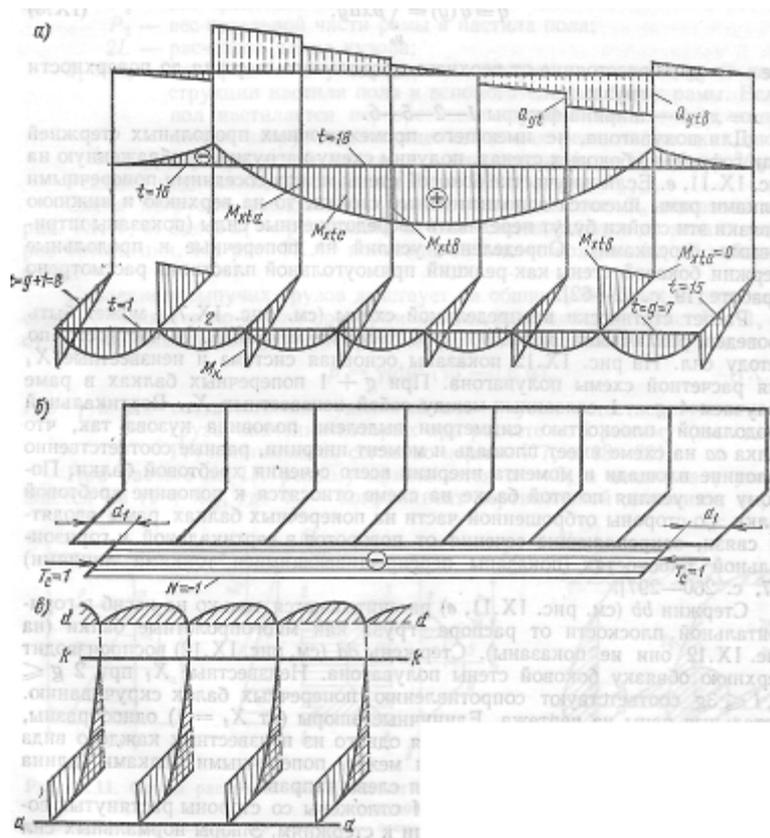


Рис. 8.9. Эпюры в основной системе от внешних нагрузок:
 а – от вертикальной равномерно распределенной нагрузки;
 б – от сжатия по осям автосцепок; в – от распора сыпучего груза

Путем специального построения матрицы сочетания внешних нагрузок можно получить эпюры как от отдельных внешних нагрузок, так и от сочетания одновременно действующих нагрузок согласно I и III расчетным режимам.

На основании суммарных эпюр M , N и Q в балках рамы рассчитывают напряжения непосредственно по формулам сопротивления материалов. В боковых стенах и крыше на основании суммарных эпюр M , N и Q (по «стержню» kk) напряжения могут определяться

по формуле (8.1), если соблюдаются условия, оговоренные в замечаниях к этой формуле.

Уточненный расчет напряжений в боковых стенах и крыше, особенно в зонах вырезов и вблизи от точек приложения сосредоточенных сил, следует вести на основе теории оболочек.

Если на раме имеется тонкая обшивка (см. рис. 8.3), то в основной системе она отделяется от балок и усилия взаимодействия представляются в виде равномерно распределенных касательных усилий, которые по продольным сторонам приводятся к неизвестным силам X_i (рис. 8.10, а), а по поперечным – к силам X_{iI} и X_{iII} . Последние определяются из условий равновесия пластинок:

$$X_{iI}b = X_{iII}l_i; \quad X_{iII}b = X_{i+1II}l_{i+1}.$$

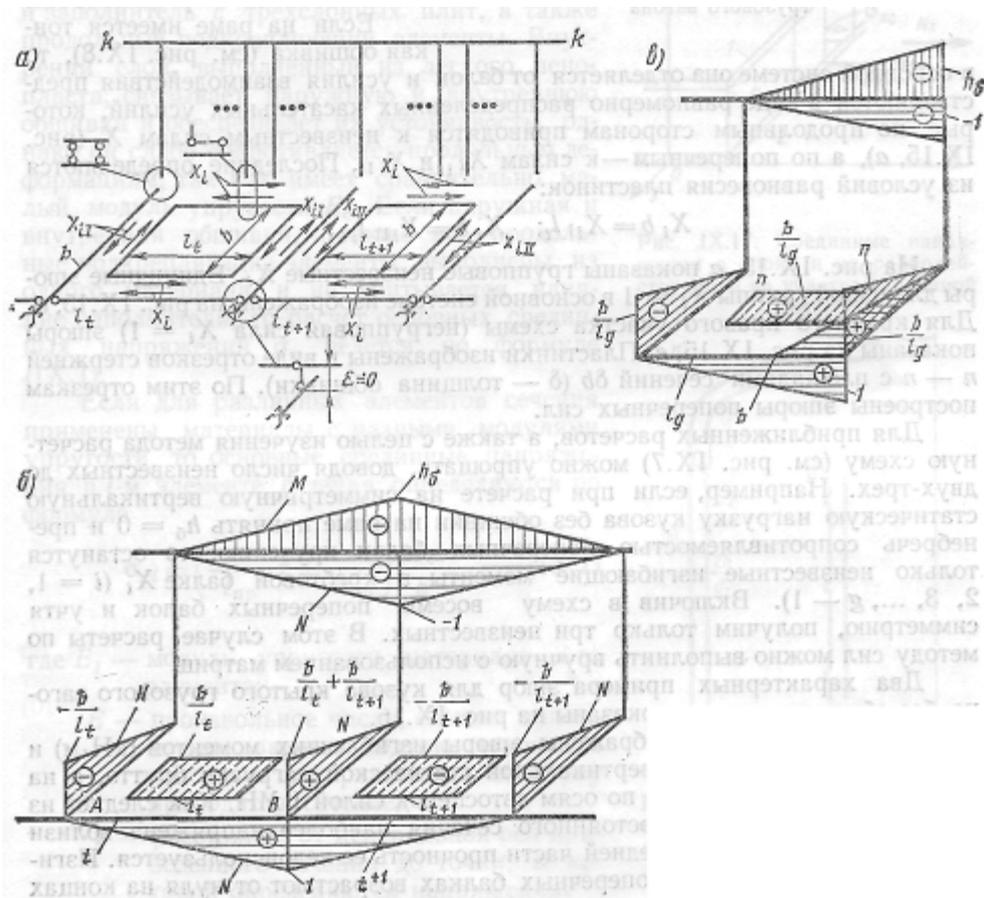


Рис. 8.10. Неизвестные усилия взаимодействия обшивки и балок рамы и эпюры в основной системе: а – основная система и групповые неизвестные X_i при $4g \leq i \leq 5g - 1$; б – эпюры от групповых неизвестных; в – эпюры от $X_i = 1$ при $i = 6g$

На рис. 8.10, а показаны групповые неизвестные X_i . Единичные эпюры одной группы $X_i = 1$ в основной системе изображены на рис. 8.10, б. Для крайнего правого участка схемы (негрупповая сила $X_i = 1$) эпюры показаны на рис. 8.10, в. Пластинки изображены в виде отрезков стержней $n - n$ с площадями сечений δb (δ – толщина обшивки). По этим отрезкам построены эпюры поперечных сил.

Два характерных примера эпюр для кузова крытого грузового вагона без обшивки на раме показаны на рис. 8.11.

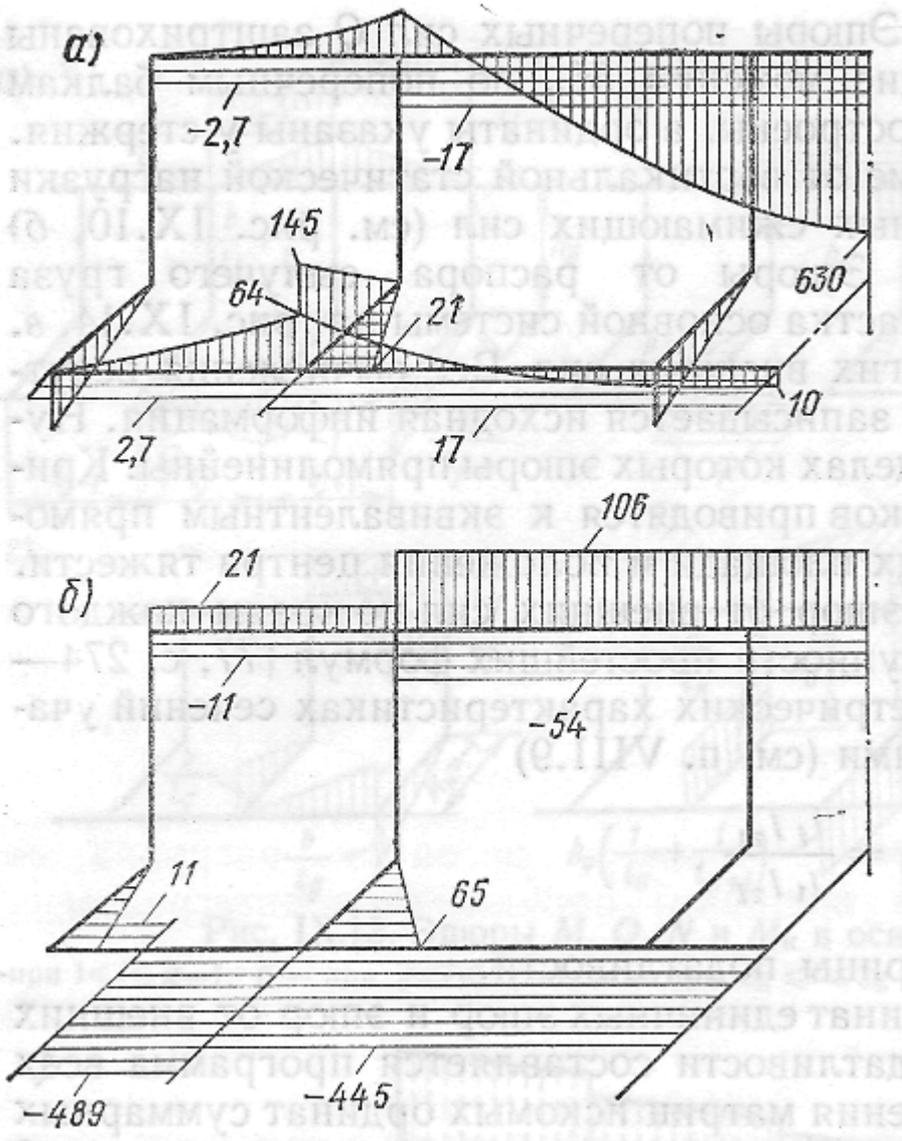


Рис. 8.11. Эпюры изгибающих моментов и нормальных сил по элементам кузова крытого грузового вагона

На рис. 8.11, а изображены эпюры изгибающих моментов (кН·м) и нормальных сил (кН) от вертикальной статической нагрузки брутто, а на рис. 8.11, б – от сжатия по осям автосцепок силой 1 МН. Как следует из эпюр, хребтовая балка постоянного сечения наиболее напряжена вблизи шкворневой балки, а в средней части прочность ее недоиспользуется. Изгибающие моменты во всех поперечных балках возрастают от нуля на концах до максимума в средних сечениях. Поэтому с целью снижения массы, как указано выше, их изготавливают в виде бруса равного сопротивления изгибу. Шкворневые балки получают изгиб в горизонтальной плоскости не только от сжатия кузова по осям автосцепок, но и от вертикальной нагрузки. Боковые стены и крыша наиболее напряжены в средней зоне.

8.4. Расчет кузова пассажирского вагона

Проектирование кузова пассажирского вагона начинают с решения архитектурных вопросов (выбор и обоснование планировки, расположения оконных и дверных вырезов, формы поперечного сечения, общих размеров кузова и т.д.). Затем (или параллельно) выбирают тип несущей конструкции, способ соединения кузова с тележками и разделение конструкции на основные технологические узлы.

Предварительный подбор сечений основных элементов конструкции производят с помощью простейших расчетных схем.

Когда наружный контур поперечного сечения кузова установлен, задаются толщиной обшивки, а также формой, размерами и расположением всех продольных элементов (стрингеры, гофры, обвязки, хребтовая балка) и рассчитывают напряжения во всех элементах среднего поперечного сечения кузова.

Кузов (рис. 8.12, а) рассматривается как балка (рис. 8.12, б) и расчет ведется по формуле (8.1) для нагрузок по I, II и III режимам. Эпюры изгибающих моментов M , нормальных сил N и поперечных сил Q от равномерно распределенной вертикальной нагрузки q и от растягивающих по оси автосцепки сил T_p имеют тот же вид, что на рис. 8.1, а. Если применяются материалы, легко корродирующие (например, малоуглеродистые стали), то согласно нормам на проектирование вагонов расчетная толщина обшивки и стенок подкрепляющих стержней должна быть несколько увеличена. При использовании материалов, стойких против коррозии (например, нержавеющей

сталей), толщина обшивки и стенок стержней определяется только прочностью и устойчивостью (запаса на коррозию не требуется).

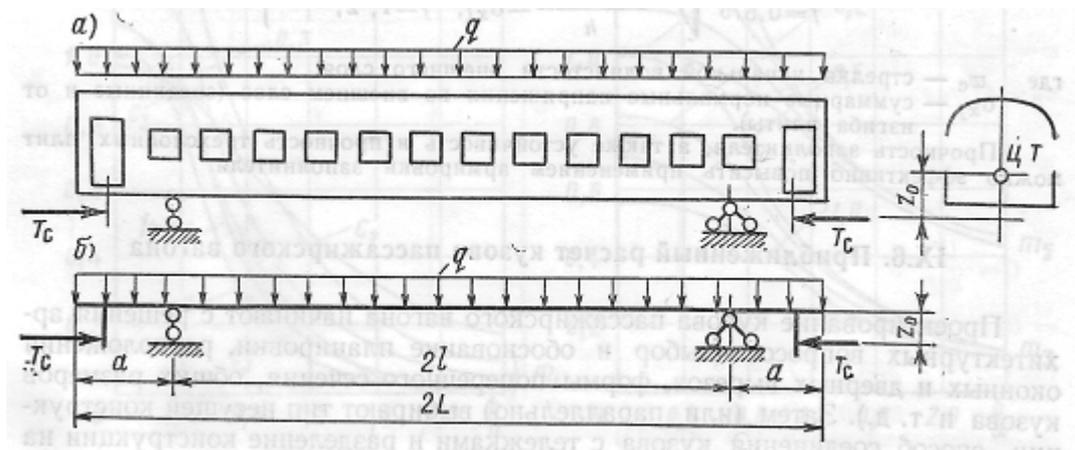


Рис. 8.12. Общий вид кузова пассажирского вагона и приближенная расчетная схема

Суммарные напряжения сравнивают с допускаемыми напряжениями, а для сжатых элементов, кроме того, - с критическими. Необходимо также рассчитать основную частоту колебаний кузова как единой балки, которая согласно нормам расчета и проектирования вагонов определяется формулой

$$v = k \frac{\alpha^2}{8\pi L^2} \sqrt{\frac{EI_0}{m}}, \quad (8.6)$$

где k – эмпирический коэффициент ($k = 0,65 \div 0,8$);
 $\alpha = 4,73$ (для безопорной свободно колеблющейся в пространстве балки);

$2L$ – длина кузова;

I_0 – момент инерции сечения кузова;

m – масса кузова брутто, приходящаяся на единицу длины.

Частота колебаний v должна быть не менее 8 Гц.

Подбирая элементы поперечного сечения кузова, рассчитывают указанным путем несколько вариантов сочетаний обшивки и продольных подкрепляющих элементов, а затем выбирают из них тот, который имеет наименьшую массу при достаточной прочности.

При выполнении предварительных расчетов **шкворневые и промежуточные поперечные балки** рассматривают как отдельные балки на двух опорах, нагруженные заданными внешними силами. Конце-

вую часть **хребтовой** балки рассчитывают на растяжение и сжатие силами, передаваемыми автосцепкой, как брус, концы которого имеют опоры на шкворневой и концевой балках. При таких грубых расчетных схемах допускаемые напряжения выбирают путем сравнительных расчетов существующей аналогичной конструкции по таким же схемам.

Сечения **стоек** боковых и концевых стен и **дуг** крыши определяют по **эмпирическим нормам**.

Пояса боковых стен на участках оконного и дверного проемов под действием поперечных сил получают дополнительные деформации изгиба. Поэтому нормальные напряжения в сечениях кузова складываются из основных напряжений σ_0 , обусловленных изгибающими моментами M и нормальными силами N для кузова в целом (см. рис. 8.12, б и 8.1, а), которые рассчитывают по формуле (8.1), и дополнительных напряжений σ_d . Последние вычисляют на основе предположения, что надоконная и подоконная части боковой стены, которые называют соответственно верхним и нижним поясами, на участке проема изгибаются как балки с двумя заделанными концами под действием поперечной силы Q , вызывающей смещение заделок (рис. 8.13, а).

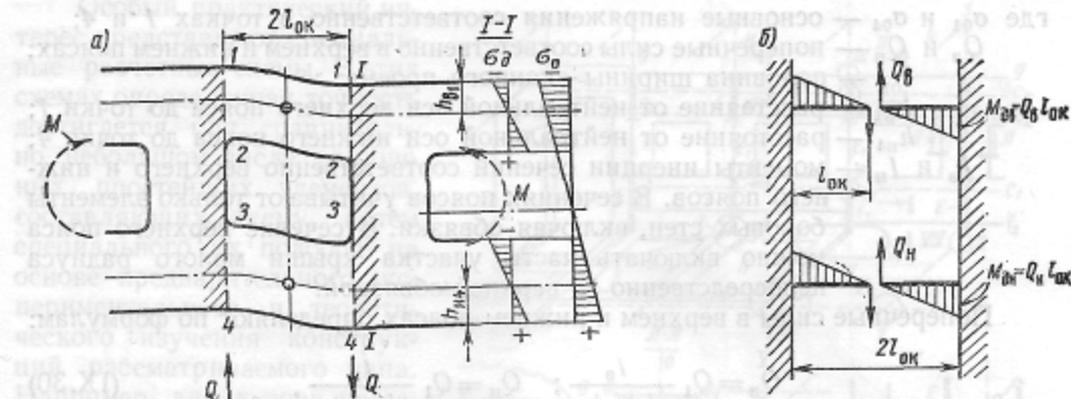


Рис. 8.13. Схемы для приближенного расчета дополнительных напряжений в поясах боковой стены в зоне оконного выреза

В приближенном расчете дополнительных напряжений боковые стены рассматривают отдельно от крыши и рамы. Поперечная сила распределяется между поясами пропорционально их жесткости на изгиб. Эпюры дополнительных изгибающих моментов показаны на рис. 8.13, б.

Например, напряжения в точках 1 и 4 сечения I – I (см. рис. 8.13, а) определяются формулами:

$$\sigma_1 = \sigma_{01} - \frac{Q_B l_{ок}}{I_B} h_{B1}; \quad \sigma_4 = \sigma_{04} + \frac{Q_H l_{ок}}{I_H} h_{B4}, \quad (8.7)$$

где σ_{01} и σ_{04} – основные напряжения соответственно в точках 1 и 4;

Q_B и Q_H – поперечные силы соответственно в верхнем и нижнем поясах;

$l_{ок}$ – половина ширины оконного проема;

h_{B1} – расстояние от нейтральной оси верхнего пояса до точки 1;

h_{B4} – расстояние от нейтральной оси нижнего пояса до точки 4;

I_B и I_H – моменты инерции сечений соответственно верхнего и нижнего поясов. В сечениях поясов учитывают только элементы боковых стен, включая обвязки. В сечение верхнего пояса можно включать часть участка крыши малого радиуса непосредственно за верхней обвязкой.

Поперечные силы в верхнем и нижнем поясах определяют по формулам:

$$Q_B = Q_1 \frac{I_B}{I_B + I_H}; \quad Q_H = Q_1 \frac{I_H}{I_B + I_H}, \quad (8.8)$$

где Q_1 – половина поперечной силы от вертикальной нагрузки для кузова в целом в сечении посередине рассматриваемого окна. Ординаты эпюр Q на рис. 8.1, а составляют $Q = 2Q_1$.

Дополнительные напряжения в поясах незначительны на среднем участке кузова, где $Q \approx 0$ и $M = M_{max}$, и имеют определяющее значение на участках вблизи шкворневых балок, где поперечные силы достигают наибольшего значения. При расчете нижнего пояса в зоне дверного проема необходимо, кроме того, учесть напряжения от местной нагрузки на пояс (например, от автопогрузчика). Нижний пояс при этом рассматривается как балка с двумя заделанными концами.

Глава 9

Проектирование автосцепного оборудования

Автосцепное оборудование вагона обычно состоит из следующих частей: корпуса и расположенного в нем механизма; расцепного привода; ударно-центрирующего прибора; упряжного устройства; поглощающего аппарата; опорных частей.

Вагоны и локомотивы магистральных железных дорог СНГ оборудованы автоматической сцепкой СА-3, утвержденной в 1934 г. в качестве типовой. Эта автосцепка относится к нежестким.

9.1. Расчет корпуса автосцепки на прочность

При приближенном расчете корпуса на прочность определяют напряжения в сечениях 1, 2 и 3 большого зуба (рис. 9.1, а), в сечениях 4, 5 и 6 малого зуба и в различных сечениях хвостовика, особенно в концевой его части и в месте соединения с головной частью. Расчетными нагрузками являются растягивающие и сжимающие силы.

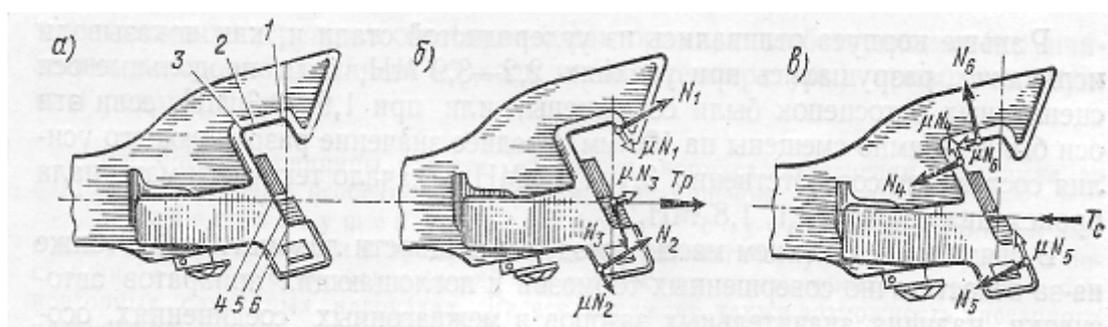


Рис. 9.1. Расчетные схемы головной части корпуса автосцепки

Растягивающее (тяговое) усилие T_p (рис. 9.1, б) раскладывается на составляющие N_1 , N_2 и N_3 , приложенные перпендикулярно поверхностям контакта сцепленных автосцепок, при взаимном смещении которых возникают силы трения μN_1 , μN_2 и μN_3 .

Сжимающее усилие T_c (рис. 9.1, б) обуславливает появление нормальных сил N_4 , N_5 и N_6 и соответствующих сил трения μN_4 , μN_5 и μN_6 .

По силам $N_1 - N_6$ и $\mu N_1 - \mu N_6$ вычисляют изгибающие моменты и нормальные силы в расчетных сечениях и вызванные ими напряжения. Определяют также контактные напряжения в местах приложения сил.

Напряжения вычисляют для наиболее невыгодного сочетания нагрузок, в частности при значениях коэффициентов трения, равных 0,2 и 0,4. Учитывают также концентрацию напряжений, весьма существенную для отдельных точек головной части корпуса.

Точный расчет головной части корпуса затруднен из-за сложности ее конфигурации, а также из-за изменения величины, степени динамичности и точек приложения расчетных усилий в эксплуатации в связи с относительными перемещениями автосцепок, износами поверхностей их контура, переменной величиной коэффициентов трения.

Меньшие трудности возникают при расчете хвостовика корпуса, кроме его концевой части. На хвостовик действует продольная сила T , равная растягивающему усилию T_p или сжимающему усилию T_c и изгибающий момент

$$M = T\alpha + F_{\text{верх}}x, \quad (9.1)$$

где α - расстояние от линии действия силы T до нейтральной оси хвостовика (при смещении продольных осей сцепленных автосцепок);

x - расстояние от линии действия силы $F_{\text{верх}}$ до рассматриваемого сечения хвостовика;

$F_{\text{верх}}$ - вертикальная сила трения в контуре зацепления, возникающая при относительном вертикальном перемещении сцепленных автосцепок и определяемая по формуле

$$F_{\text{верх}} = (N_1 + N_2 + N_3)\mu, \text{ или } (N_4 + N_5 + N_6)\mu.$$

Расчетная схема концевой части проушины хвостовика может быть принята в виде замкнутой рамы с прямолинейными стойками переменной жесткости и ригелем, имеющим форму бруса большой кривизны.

9.2. Расчет корпуса автосцепки на малоцикловую усталость и вероятность хрупкого разрушения

По мере возрастания интенсивности эксплуатации вагонов (увеличение массы поездов, мощности локомотивов, скорости маневровых операций) фактический запас прочности частей автосцепного

устройства соответственно уменьшается и чаще появляются разрушения в эксплуатации.

Исследования показали, что в ряде мест корпуса автосцепки неусиленного типа неоднократно возникают напряжения, превышающие предел текучести. Такие условия нагружения автосцепки приводят к малоцикловым разрушениям, которые могут быть усталостными, квазистатическими или смешанного типа в зависимости от циклических свойств материала и режима нагружения. Для углеродистой стали (циклически стабильной) преобладающими являются усталостные разрушения. Кроме того, действие значительных нагрузок в сочетании факторами, способствующими охрупчиванию материала (главным образом низкой температуры), приводит к хрупким разрушениям.

Рассмотрим принципы расчета прочности корпуса автосцепки, принимая во внимание указанные особенности нагрузок и разрушений.

Расчет несущей способности с учетом малоцикловых повреждений представляет собой математическую модель процесса постепенного накопления повреждений от усталости и пластических деформаций при повторных случайных нагрузках.

Исходными для расчета являются статистические распределения основных влияющих на прочность факторов: внешних нагрузок, эксцентриситетов приложения силы, геометрических характеристик корпуса автосцепки, упруго-пластических свойств материала. Расчет выполняется на основе гипотезы линейного суммирования повреждений.

В данном случае сумма относительных повреждений от внешних нагрузок объединяет три компонента:

$$s_p = \sum_{i=1}^{i=c} \frac{n_i}{N_i} + \sum_{i=1}^{i=c} \frac{e_i}{e_b} + \sum_{j=1}^{j=d} \frac{n_j}{N_j}, \quad (9.2)$$

$\sum_{i=1}^c \frac{n_i}{N_i}$ - повреждения, вызванные малоцикловой усталостью;

$\sum_{i=1}^c \frac{e_i}{e_b}$ - повреждения, связанные с накоплением пластических де-

формаций от тех же нагрузок, которые вызывают малоцикловую усталость (поэтому суммирование производится тоже до $i = c$);

$\sum_1^d \frac{n_j}{N_j}$ - повреждения от многоциклового усталости;

n_i и n_j - число нагружений соответственно i -го уровня с пластическими деформациями и j -го уровня с упругими деформациями;

N_i и N_j - число циклов до разрушения соответственно при i -м и j -м уровнях нагрузки;

e_i - относительная пластическая деформация при i -й нагрузке;

e_e - относительная пластическая деформация, соответствующая моменту разрушения при однократном растяжении.

Критерием разрушения является равенство величины s_p критическому значению s_{pk} , причем $s_{pk} = 0,5 \div 1,0$ в зависимости от рода материалов и чередования нагрузок. Общее число нагрузок, при котором удовлетворяется это условие, $k = \sum_1^c n_i + \sum_1^D n_j$. Случайность процесса эксплуатационных нагрузок учитывается применением методом Монте-Карло, что практически сводится к многократному вычислению s_p .

Сначала ведут расчет для одного корпуса автосцепки со случайно выбранными значениями размеров и прочности свойств. Эти значения выбирают с помощью таблицы случайных чисел. Последовательно вычисляют по формуле (9.2) величину s_p для ряда случайно выбранных сил и эксцентриситетов, суммируя повреждения до тех пор, пока не будет получено $s_p = s_{pk}$ (при некотором числе нагрузок k). Наиболее трудоемкой частью расчета является вычисление пластической деформации e_i .

Такие циклы расчетов повторяют для достаточно большого числа случайно выбранных корпусов автосцепок (не менее 20), причем каждый корпус имеет свое число нагрузок k до разрушения. По результатам расчетов получают закономерность $f(t)$ распределения долговечности корпусов, выраженную в числе нагрузок k или годах t (рис. 9.2).

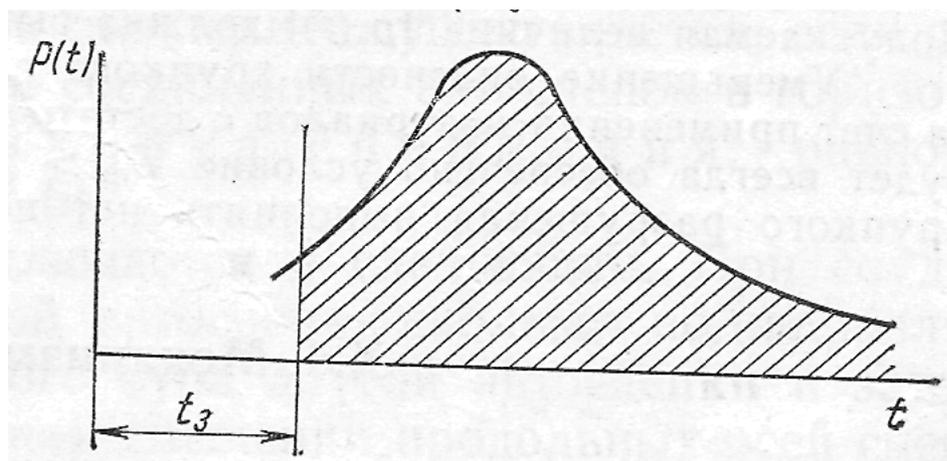


Рис. 9.2. Кривая распределения времени t эксплуатации корпусов автосцепок до отказа

По этой закономерности определяют вероятность того, что срок эксплуатации автосцепки будет не меньше заданного t_3 :

$$p(t \geq t_3) = \int_{t_3}^{\infty} f(t) dt. \quad (9.3)$$

Величина t_3 определяется на основе экономического анализа с учетом опыта эксплуатации существующих автосцепок. Если по условию (9.3) окажется, что $p(t \geq t_3)$ меньше необходимой, следует изменить один или несколько параметров, влияющих на долговечность. Радикальное увеличение долговечности может быть достигнуто применением более прочных и пластичных материалов и уменьшением нагрузок за счет улучшения свойств поглощающих аппаратов. Эффективными могут быть также некоторые изменения конструктивных форм, уменьшение технологических дефектов и снижение рассеяния напряжений.

Расчет вероятности хрупкого разрушения автосцепки при низких температурах ведется с учетом одновременного существования двух следующих условий:

фактическая температура эксплуатации T_f оказывается равной или ниже критической температуры $T_{кр}$ охрупчивания металла (вторая критическая температура);

наибольшее напряжение σ_{max} в корпусе автосцепки становится равным или больше предела хрупкой прочности σ_k . В качестве такого предела приближенно может быть принято временное сопро-

тивление образца σ_B с учетом масштабного фактора детали. Для материала в хрупком состоянии справедлива линейная зависимость между нагрузкой и деформацией вплоть до разрушения. Для рассматриваемого случая достаточно в одной точке достигнуть условия $\sigma_{\max} \geq \sigma_k$, чтобы наступило полное разрушение.

Все четыре фактора (T_ϕ , $T_{кр}$, σ_{\max} и σ_k) являются вероятностными по своей природе, поэтому расчет сводится к определению вероятности совместного существования указанных условий в течение заданного времени эксплуатации. Исходными данными для такого расчета являются: статистические распределения температур T_ϕ и $T_{кр}$, статистические распределения предела прочности σ_k и максимальных напряжений в автосцепке σ_{\max} (для каждого расчетного сечения).

Поскольку основные расчеты выполняются методом статистических испытаний (Монте-Карло), указанные распределения могут быть представлены в табличной форме. Расчет выполняется в следующем порядке:

1. Вычисляется вероятность охрупчивания материала автосцепки для заданных температур

$$Q_1 = \int_{-\infty}^0 f(\zeta_1) d\zeta_1, \quad (9.4)$$

где $\zeta_1 = T_\phi - T_{кр}$ – функция охрупчивания.

2. Вычисляется вероятность того, что напряжения σ_{\max} однократно превысят предел хрупкой прочности σ_k :

$$Q_2 = \int_{-\infty}^0 f(\zeta_2) d\zeta_2, \quad (9.5)$$

где $\zeta_2 = \sigma_k - \sigma_{\max}$ – функция разрушения.

3. Вероятность хрупкого разрушения равна вероятности совместного существования двух указанных независимых условий. Следовательно,

$$Q = Q_1 Q_2. \quad (9.6)$$

На этом расчет может быть закончен. Полученную величину Q сопоставляют с допусковой $[Q]$, которую оценивают по данным о надежности существующих автосцепок и экономическим расчетом. Приближенно можно принять $[Q] \approx 0,85 \cdot 10^{-6}$.

4. Если рассматриваемые хрупкие разрушения представляют собой внезапные отказы, интенсивность появления которых при $T < T_{кр}$ во времени постоянна и равна Q , то вероятность безотказной работы

$$p(t) = e^{-QL}, \quad (9.7)$$

где L – число нагрузок за время t .

Корпус автосцепки считается достаточно прочным при условии $p(t) \geq [p(t)]$. Допускаемая величина $[p(t)]$ должна быть определена экономическим анализом.

Уменьшение опасности хрупкого разрушения обеспечивается главным образом за счет применения материалов с достаточно низкой температурой охрупчивания. Если будет всегда обеспечено условие $T_{ф} > T_{кр}$, то приведенный расчет на вероятность хрупкого разрушения выполнять нет необходимости.

9.3. Назначение и параметры поглощающих аппаратов

Уменьшение продольных растягивающих и сжимающих усилий, передающих через автосцепку на раму кузова и другие части вагона, обеспечивается поглощающим аппаратом за счет преобразования кинетической энергии соударяющихся масс в работу сил трения и в потенциальную энергию деформации упругих элементов аппарата.

При проектировании новых аппаратов или оценке существующих исходят из технических требований, которыми предусмотрены следующие основные параметры.

Энергоемкость поглощающего аппарата, т. Е. величина кинетической энергии удара, воспринимаемая им при ударном сжатии на величину, близкую к полному ходу, определяется при силе, не превышающей 2 МН (200 тс).

Необходимая энергоемкость аппарата для вагона массой m_1 при его соударении с вагоном массой m_2 со скоростью v определяется по уравнению

$$E = \frac{\delta_1 m_1 m_2 v^2}{4(m_1 + m_2)}, \quad (9.8)$$

где δ_1 – коэффициент, который учитывает долю энергии, воспринимаемой за счет деформации конструкции вагона с грузом (в среднем $\delta_1 \approx 0,75$).

Согласно уравнению (9.8) для вагонов с различными массами необходимы аппараты различной энергоемкости, что экономически невыгодно. Целесообразно иметь один тип аппарата с принятыми в настоящее время габаритными размерами (включая упорную плиту) 230 x 318 x 625 мм для всех четырехосных грузовых вагонов и другой тип с увеличенными габаритными размерами для восьмиосных вагонов. В дальнейшем число типоразмеров аппаратов может увеличиться.

Для существующих условий эксплуатации подвижного состава энергоемкость поглощающих аппаратов четырехосных вагонов должна быть не менее 60 кДж (6000 кг·см), восьмиосных (большегрузных) вагонов – не менее 110 кДж. При определении такой энергоемкости принята скорость соударения 2,6 м/с (9,5 км/ч). Для перспективных условий эксплуатации подвижного состава энергоемкость поглощающих аппаратов, определенная из условий соударения вагонов со скоростью 3 м/с, должна составить для четырехосных вагонов не менее 100 кДж, для восьмиосных – не менее 160 кДж. Энергоемкость аппаратов четырехосных вагонов определена из условий соударения восьмиосного вагона с четырехосным, а энергоемкость аппаратов большегрузных вагонов – из условий соударения одиночных восьмиосных вагонов.

Наибольшая сила в процессе полного сжатия аппарата не должна превышать 2,5 МН.

Полный ход аппарата – это наибольшая величина его сжатия, допускаемая конструкцией. Величина полного хода аппарата выбирается из условия получения заданной энергоемкости и наибольшей силы.

Сила начальной затяжки, при которой начинается процесс сжатия аппарата, должна быть не более 0,2 МН.

Статическая сила закрытия аппарата, соответствующая полной величине его сжатия (закрытию) при медленном (квазистатическом) приложении нагрузки, должна быть не менее 1 МН. Это ограничение относится главным образом к гидравлическим аппаратам, сила сопротивления которых увеличивается с ростом скорости приложения нагрузки.

Коэффициент необратимого поглощения энергии – отношение необратимо поглощенной энергии к энергии, воспринятой аппаратом, - должен быть не менее 0,6 (для грузовых вагонов).

Показатели стабильности работы аппаратов отражают их способность сохранять основные эксплуатационные параметры при

многократных повторных нагружениях. Например, при испытании приработанных аппаратов в процессе соударения вагонов (установлено, что распределение сил T подчиняется нормальному закону) стабильность оценивается мерой индивидуального рассеяния (среднее квадратическое отклонение величин усилий T относительно общей средней величины)

$$s_{T/v} = s_T \sqrt{1-r^2}. \quad (9.9)$$

где s_T – среднее квадратическое отклонение величин усилий T ;
 r – коэффициент корреляции между силой T и скоростью v соударения вагонов.

По результатам испытаний поглощающих аппаратов мера индивидуального рассеяния должна быть не более 0,3 МН.

Показатель заклинивания (готовности аппарата к работе при действии повторных нагрузок) определяется при испытаниях как отношение числа нагружений, при которых произошло заклинивание аппарата, к общему их числу. Этот показатель должен быть не более 0,02. Заклинивание гидравлических и резиновых аппаратов не допускается.

Долговечность и прочность поглощающего аппарата оценивают по количеству введенной в аппарат энергии удара. Аппарат должен воспринять без повреждений не менее 150 МДж работы в определенном режиме испытаний, при этом энергоемкость его не должна уменьшаться более чем на 25% по сравнению с максимальной.

Статистические показатели работ аппаратов определяются: вероятностью превышения нормированной силы $[T]$, равной 2, 5 МН:

$$p(T > [T]) = \sum p(T_i), \quad (9.10)$$

где $\sum p(T_i)$ – сумма вероятностей появления сил, превышающих $[T]$;

сравнительным показателем K_d усталостной повреждаемости;
 показателем $K_{d \min}$ оптимальности параметров поглощающего аппарата по усталостной повреждаемости.

Эти показатели позволяют учесть особенности режимов эксплуатации, не учтенные ранее перечисленными параметрами. К ним относятся возможные отклонения скоростей соударения вагонов различных типов с разными массами, влияние формы силовой характеристики аппарата и его стабильности на вероятность появления

больших сил, возможность повреждения вагонов не только от единичных перегрузок, но и от усталости металла.

Показатель экономической эффективности аппарата позволяет определить эффект применения рассматриваемого аппарата за определенное время на основе экономических исследований.

По типу рабочего элемента и принципу действия условно различают следующие виды поглощающих аппаратов: пружинные, пружинно-фрикционные, резиновые, резино-фрикционные, гидравлические (жидкостные), пневматические (газовые), гидропневматические (газожидкостные) и гидрофрикционные.

Пружинные аппараты имеют ограниченное применение из-за невозможности получить высокую энергоемкость в заданных габаритах и ввиду большой отдачи пружин. При равной энергоемкости с пружинно-фрикционным аппаратом пружинный аппарат получается со значительно большими габаритами. Пружинные амортизаторы применяют в упругих площадках пассажирских вагонов.

9.4. Силовые характеристики и энергоемкость аппаратов

Рассмотрим способ приближенного расчета силовых характеристик и энергоемкости на примере аппарата Ш-1-ТМ (рис. 9.2, а).

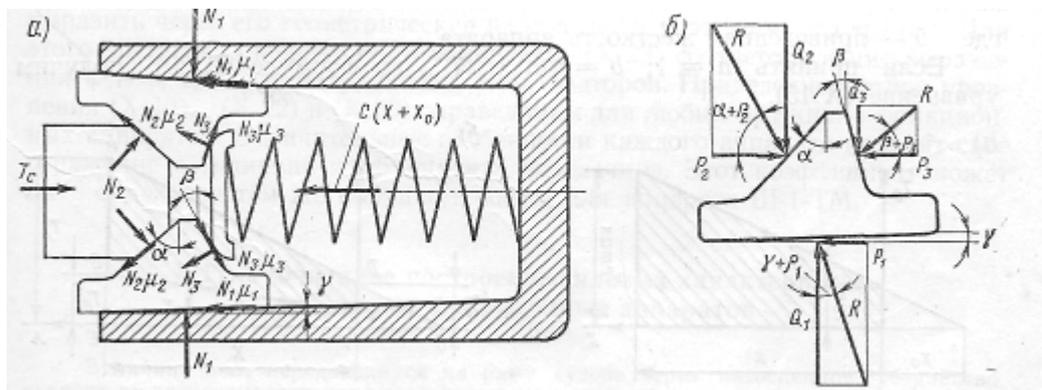


Рис. 9.2. Схема действия силы на элементы пружинно-фрикционного аппарата типа Ш-1-ТМ

Под действием внешней силы T_c и реакции пружин $c(x + x_0)$ между фрикционными клиньями и другими элементами аппарата возникают усилия.

Обозначим:

α , β и γ – углы наклона граней клина, являющиеся основными геометрическими параметрами аппарата;

ρ_1, ρ_2 и ρ_3 – углы трения на поверхностях трения клина; этим углам соответствуют коэффициенты трения μ_1, μ_2 и μ_3 ;

c – жесткость комплекта пружин;

x – величина сжатия аппарата под действием внешней силы T_c ;

x_0 – величина начальной затяжки аппарата.

Заметим, что x и x_0 несколько меньше соответствующих величин x_n и x_{on} сжатия пружин. Эта разница вызвана сближением клиньев в процессе сжатия аппарата. Обозначим через i отношение

$$i = \frac{x_n + x_{on}}{x + x_0}. \quad (9.11)$$

Рассмотрим условия равновесия клина (рис. 9.2, б). Силы, действующие по трем поверхностям трения, разложим на вертикальные Q_1, Q_2 и Q_3 и горизонтальные P_1, P_2 и P_3 . Горизонтальные силы P_2 и P_3 , направленные вдоль оси аппарата, для каждого из его клиньев (если аппарат трехклиновый) в предположении равномерного распределения давлений составляют:

$$P_2 = \frac{T_c}{3}; \quad P_3 = \frac{c(x_n + x_{on})}{3}. \quad (9.12)$$

Из рис. 9.2, б имеем:

$$Q_1 = \frac{P_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}; \quad Q_2 = P_2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2); \quad Q_3 = P_3 \operatorname{tg}(\beta + \rho_3). \quad (9.13)$$

Из условия $Q_1 = Q_2 + Q_3$ получим

$$\frac{P_1}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)} = P_2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) + P_3 \operatorname{tg}(\beta + \rho_3),$$

или

$$P_1 = P_2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1) + P_3 \operatorname{tg}(\beta + \rho_3) \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1). \quad (9.14)$$

Имея равенство $P_1 = P_2 - P_3$ и подставив его в уравнение (9.14), получим

$$P_2 [1 - \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)] = P_3 [1 + \operatorname{tg}(\beta + \rho_3) \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)].$$

Заменяя P_2 и P_3 через их значения из зависимостей (9.12) и учитывая выражение (9.11), найдем

$$T_c = \frac{1 + \operatorname{tg}(\beta + \rho_3) \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)} ci(x + x_0), \quad (9.15)$$

или

$$T_c = \psi ic(x + x_0), \quad (9.16)$$

где ψ – коэффициент передачи при сжатии, который показывает, во сколько раз усилие сжатия аппарата превышает усилие сжатия пружины:

$$\psi = \frac{1 + \operatorname{tg}(\beta + \rho_3) \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \rho_2) \operatorname{tg}(\gamma + \rho_1)}. \quad (9.17)$$

Коэффициент i , учитывающий разницу между величинами сжатия аппарата и пружин, численно равен коэффициенту передачи ψ при $\rho = 0$, т. е.

$$i = \psi_{\rho=0} = \frac{1 + \operatorname{tg}\beta \operatorname{tg}\gamma}{1 - \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\gamma}. \quad (9.18)$$

Для малых углов $\gamma = 2 \div 3^\circ$ величина i весьма мало отличается от единицы, и этим отличием можно пренебречь при вычислении силы T_c . Однако для окончательного определения размеров пружин коэффициент i следует учитывать.

При обратном ходе коэффициент передачи составляет

$$\psi_1 = \frac{1 + \operatorname{tg}(\beta - \rho_3) \operatorname{tg}(\gamma - \rho_1)}{1 - \operatorname{tg}(\alpha - \rho_2) \operatorname{tg}(\gamma - \rho_1)}. \quad (9.19)$$

В случае желобчатой поверхности трения, как у аппарата Ш-1-ТМ, угол трения ρ_1 в формулах (9.17) и (9.19) определяют из условия

$$\operatorname{tg}\rho_1 = \frac{\operatorname{tg}\rho}{\sin\theta}, \quad (9.20)$$

где 2Θ - угол между гранями аппарата (см. рис. 9.3), измеряемый в плоскости, перпендикулярной граням;

ρ – угол трения, соответствующий коэффициенту трения на главных поверхностях аппарата.

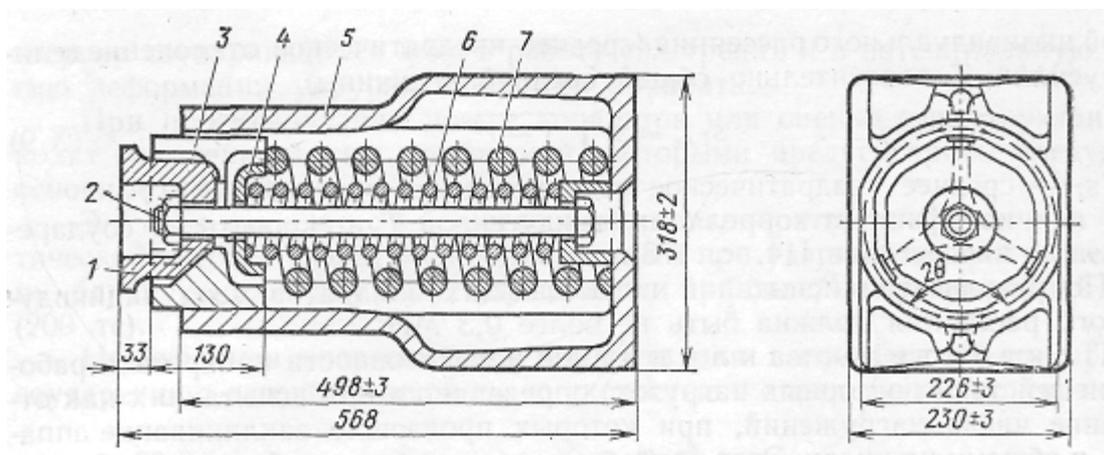


Рис. 9.3. Поглощающий аппарат типа Ш-1-Т

Угол γ для желобчатой поверхности измеряется в плоскости, проходящей через линию пересечения граней корпуса и его продольную ось. При ином измерении углов Θ и γ нужен соответствующий пересчет.

Для приближенного расчета можно полагать, что коэффициенты трения остаются постоянными в процессе сжатия аппарата. Тогда, как следует из уравнения (9.16), силовая характеристика аппарата является постоянной и линейной. График ее изображен на рис. 9.4, а, где $T_{сн}$ – сила начальной затяжки аппарата:

$$T_{сн} = c\psi\alpha_0. \quad (9.21)$$

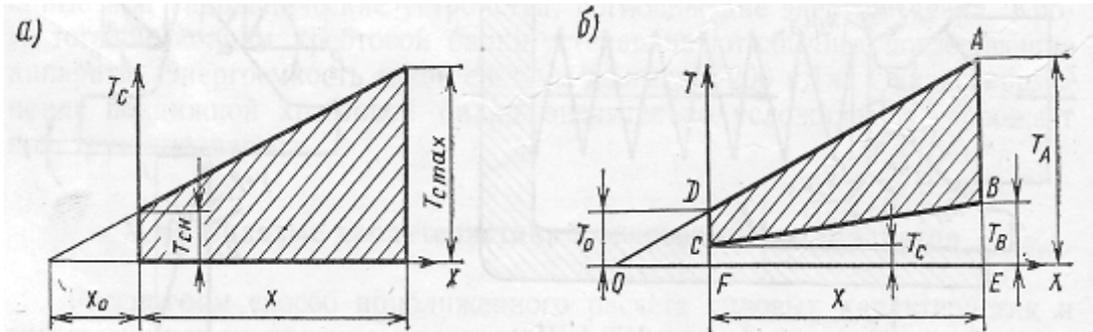


Рис. 9.4 Графики силовой характеристики поглощающего аппарата: а – линейная характеристика; б – силовая характеристика для определения количества необратимо поглощенной энергии

Уравнения (9.16) и (9.21) являются частным случаем следующего более общего выражения для силовых характеристик

$$T_c = bx^n + T_{cn}, \quad (9.22)$$

где b – приведенная жесткость аппарата.

Если принять $n = 1$; $b = \psi ic$ и T_{cn} по формуле (9.21), получим уравнение (9.16).

Энергия, воспринимаемая аппаратом, может быть вычислена как работа силы сжатия на пути, равном ходу x . Величина ее численно равна заштрихованной площади графика (см. рис. 9.4, а):

$$E = \frac{T_{c\max} + T_{cn}}{2} x,$$

или

$$E = \frac{c\psi i(x^2 + 2xx_0)}{2}. \quad (9.23)$$

Для определения **энергоемкости аппарата** E_p в формулу (9.23) подставляют вместо x величину полного хода аппарата x_p .

Как известно, коэффициенты трения существенно зависят от степени приработки поверхностей трения и наличия смазки (загрязнения) на этих поверхностях. Средние значения коэффициентов трения для аппаратов типа Ш-1-ТМ с сухими поверхностями трения, определенные по опытным значениям силы и энергоемкости путем пересчета по формулам (9.16) и (9.23), указаны в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Степень приработки поверхностей трения	Коэффициент трения при расчете	
	Силы по формуле (9.16)	Энергоемкости по формуле (9.23)
Малая и средняя	0,270 – 0,280	0,260 – 0,270
Высокая	0,288 – 0,292	0,274 – 0,281

Количество необратимо поглощенной энергии обычно оценивается коэффициентом η , равным отношению необратимо поглощенной энергии удара E_n к энергоемкости E_{Π} :

$$\eta = \frac{E_n}{E_{\Pi}}.$$

Способность каждого амортизатора необратимо поглощать энергию удара зависит от его конструкции и фрикционных свойств поверхностей трения. Если известна полная силовая характеристика амортизатора, т. е. линия нагрузки DA (рис. 9.4, б) и линия разгрузки ABC, то легко определяется количество необратимо поглощенной энергии. На графике эта величина численно равна заштрихованной площади. Величину коэффициента η определяют как отношение площади ABCD к площади AEFD:

$$\eta = \frac{(T_A - T_B) + (T_D - T_C)}{T_A + T_D}.$$

Принимая значения T_A и T_D по формулам (9.16) и (9.21), а T_B и T_C по тем же формулам, заменяя ψ на ψ_1 , получим

$$\eta = \frac{\psi - \psi_1}{\psi}, \quad \text{или} \quad \eta = 1 - \frac{\psi_1}{\psi}. \quad (9.24)$$

Величину коэффициента η для каждого поглощающего аппарата можно выразить через его геометрические параметры и коэффициенты трения. Для этого достаточно подставить в уравнение (9.24) соответствующие выражения ψ и ψ_1 для рассматриваемых амортизаторов. Приведенные выше уравнения (9.16), (9.23) и (9.24) спра-

ведливы для любых пружинно-фрикционных аппаратов. Отличительные особенности каждого аппарата находят свое отражение в величине коэффициента передачи ψ . Этот коэффициент может быть определен тем же порядком, как и для аппарата Ш-1-ТМ.

9.5. Уточненное построение силовых характеристик пружинно-фрикционных аппаратов

Величина сил, передающихся на раму кузова через автосцепное устройство, зависит от энергоемкости поглощающих аппаратов и их силовых характеристик.

Линейная силовая характеристика пружинно-фрикционных аппаратов (см. рис. 9.4), построенная по формулам (9.16) и (9.17) в предположении постоянства коэффициентов трения, справедлива для приближенного определения максимальной силы удара, если расчетные коэффициенты выбраны правильно. Для более полного анализа работы пружинно-фрикционного аппарата необходимо учесть изменение коэффициентов трения в процессе его сжатия. Скорость сжатия поглощающих аппаратов зависит от условий соударения, поэтому уточненные силовые характеристики нужно строить, учитывая скорость удара и величину соударяющихся масс. Приведем основные уравнения уточненного расчета без вывода.

При ударном сжатии одного аппарата, установленного на жестком основании (условия испытания на копре), силовая характеристика может быть построена по следующим зависимостям

$$T = \frac{\psi}{1 + \frac{A_1}{B_1} v} c(x + x_0); \quad (9.25)$$

$$x = \sqrt{\frac{2m}{c\psi} \left[\frac{v_h^2 - v^2}{2} + \frac{A_1}{B_1} \left(\frac{v_h^3 - v^3}{3} \right) \right]} + x_0^2 - x_0, \quad (9.26)$$

где T – сила сжатия аппарата;
 ψ – коэффициент передачи, определяемый по формуле (9.17);
 c – жесткость комплекта пружин;
 x – переменная величина сжатия аппарата в каждый момент, соответствующая определенной силе;

m – масса, ударяющаяся в аппарат;

v_h – скорость массы в момент начала удара;

v – переменная скорость массы в процессе ударного сжатия, равная скорости скольжения клиньев аппарата;

A_1 и B_1 – коэффициенты, зависящие от геометрических параметров аппарата и коэффициентов трения. Для аппарата типа Ш-1-ТМ:

$$A_1 = b [1 + \mu_1 \operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} (\alpha + \rho_2) (\mu_1 - \operatorname{tg} \gamma)]; \quad (9.27)$$

$$B_1 = 2 [1 - \mu_1 \operatorname{tg} \gamma - \operatorname{tg} (\alpha + \rho_2) (\mu_1 + \operatorname{tg} \gamma)]. \quad (9.28)$$

Здесь b – опытный параметр, характеризующий изменения коэффициентов трения в зависимости от скорости скольжения; для стальных поверхностей трения $b \approx 0,1$ с/м.

Значения α , γ , ρ_2 те же, что и в формулах (9.17) – (9.19); $\mu_1 = \operatorname{arctg} \rho_1$. Такие расчетные характеристики согласуются с опытными и представляют собой систему кривых, каждая из которых соответствует единственному значению скорости удара v_h и определенной ударяющей массе m .

Испытания поглощающих аппаратов принято проводить на специальной копровой установке с падающим грузом и при соударении вагонов.

9.6. Параметры размещения автосцепного устройства и условия сцепления автосцепок

Размещение автосцепного устройства на раме кузова должно обеспечивать сцепление автосцепок и препятствовать невыгодному загрузению элементов конструкции вагона.

Зазор между упором головной части корпуса автосцепки и ударной розеткой (разность размеров 650 – 660 и 1 на рис. 9.5), необходимый для обеспечения перемещения корпуса при действии сжимающего усилия, и зазор L между нижней перемышкой переднего упора и тяговым хомутом, необходимый для обеспечения перемещения упряжного устройства при действии растягивающего усилия, зависят от хода поглощающего аппарата.

Эти размеры должны составлять:

Ход аппарата

70 мм

Более 70 мм

L не менее

80 мм

Устанавливаются в соответствии с
выбранным ходом**I** 570 ± 4 мм

Расстояние между опорными поверхностями переднего и заднего упоров – 625_{-3} мм установлено для всех вагонов, кроме грузовых восьмиосных, у которых это расстояние может быть изменено по согласованию с заказчиком.

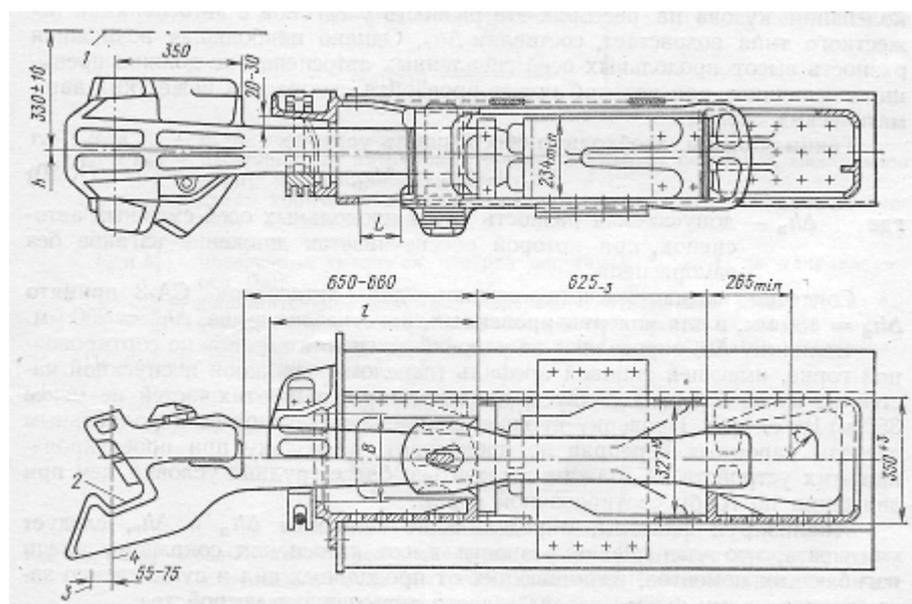


Рис. 9.5. Установочные размеры автосцепного устройства:

1 – линия приближения к автосцепке упругой площадки пассажирского вагона; 2 – контур зацепления; 3 – упорная поверхность упругой площадки или буферов пассажирских вагонов; 4 – линия зацепления автосцепки

Расстояние от линии 4 зацепления до концевой балки рамы кузова, называемое **вылетом автосцепки**, у грузовых вагонов обычно составляет 610 мм, и его разрешается уменьшать путем смещения корпуса и связанных с ним частей автосцепного устройства внутрь рамы. Уменьшение вылета автосцепки сокращает межвагонные расстояния, в результате чего повышается погонная нагрузка вагона, сокращается сопротивление воздушной среды, существенное при больших скоростях движения, и уменьшается плечо изгибающего момента, нагружающего раму кузова от вертикальных составляющих усилий, которые возникают в сцепленных автосцепках. Поэтому

сокращение вылета автосцепки осуществлено в пассажирских вагонах длиной 23,6 м, крытых вагонах емкостью кузова 120 м³ и некоторых других конструкциях.

Для уменьшения вылета автосцепки допускается изготовление корпусов, имеющих размер от линии зацепления до упора менее 350 мм. Однако при таком уменьшении возникают значительные затруднения в размещении и нормальном взаимодействии деталей механизма.

Высота продольной оси автосцепки над уровнем головок рельсов новых порожних вагонов должна составлять 1040 – 1080 мм, а у груженых с изношенными частями – не менее 950 мм у грузовых и не менее 980 мм у пассажирских вагонов.

Продольная ось автосцепки не должна отклоняться вверх от горизонтального положения более чем на 3 мм и вниз – на 10 мм. Эти допуски выбраны из условий облегчения прохода сцепленных вагонов по вертикальным неровностям пути (горб сортировочной горки, переходной мост паромной переправы), а также для предотвращения перегрузки маятниковых подвесок.

Зазор между хвостовиком корпуса автосцепки и верхней стенкой окна розетки 20 – 30 мм (в эксплуатации он может возрасти до 40 мм) обеспечивает возможность поднятия корпуса при отклонении центрирующего прибора во время движения вагонов по кривым участкам пути. При меньшем зазоре хвостовик корпуса может заклинить между центрирующей балкой и розеткой, вызывая опасную перегрузку маятниковых подвесок. При большем зазоре возможно заклинивание сцепленных автосцепок в контуре их зацепления во время движения по вертикальным неровностям пути.

Правилами технической эксплуатации железных дорог Республики Узбекистан установлена наибольшая разность высот продольных осей автосцепок в поезде $\Delta h_{п} = 50 \div 110$ мм. При движении по вертикальным неровностям, особенно при проходе сортировочных горок, а также вследствие вертикальных колебаний кузова на рессорах эта разность у вагонов с автосцепками нежесткого типа возрастает, составляя $\Delta h_{г}$. Однако наибольшая возможная разность высот продольных осей сцепленных автосцепок не должна превышать величины, при которой может произойти саморасцеп нежестких автоматических сцепок.

Таким образом, необходимо обеспечивать условие

$$\Delta h_{п} + \Delta h_{г} \leq \Delta h_{д}, \quad (9.29)$$

где Δh_d – допустимая разность высот продольных осей смежных автосцепок, при которой обеспечивается движение вагонов без саморасцепа.

Согласно нормам расчета вагонов для автосцепок СА-3 принято $\Delta h_d = 180$ мм, а для модернизированных, как указано выше, $\Delta h_d = 250$ мм.

Величину Δh_r определяют из условий движения вагонов по сортировочной горке, имеющей типовой профиль (перелом надвижной и спускной частей не более 55%, а радиусы кривых сопряжения этих частей не менее 350 м). Проверку прохода сцепленных вагонов по параллельным съездам паромных переправ не производят, поскольку при проектировании этих устройств не должны создаваться более трудные условия, чем при движении по горбу сортировочной горки.

Анализируя факторы, определяющие величины Δh_n и Δh_r , следует учитывать, что уменьшение разности высот автосцепок сокращает плечи изгибающих моментов, возникающих от продольных сил и существенно загружающих АРМУ кузова вагона и части автосцепного устройства.

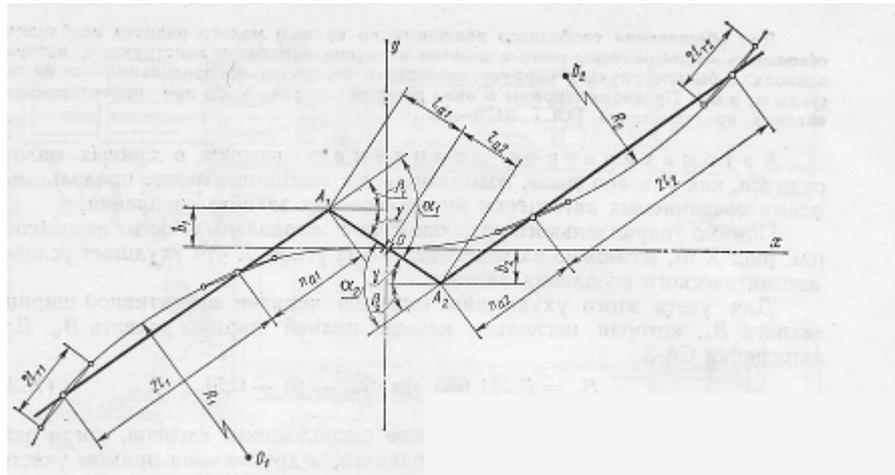


Рис. 9.6. Схема расположения вагонов в кривой

Наибольшее **смещение продольной оси** автосцепки относительно продольной оси кузова вагона возникает при движении сцепленных вагонов по S-образной кривой малого радиуса.

На рис. 9.6 показана схема расположения в такой кривой вагонов, имеющих разные конструктивные и линейные параметры.

Углы отклонения продольных осей автосцепок от продольных осей кузовов

$$\alpha_1 = \beta_1 + \gamma; \quad \alpha_2 = \beta_2 + \gamma, \quad (9.30)$$

где β_1 и β_2 – углы поворота продольных осей кузовов относительно оси Ox ;

γ – угол между продольной осью двух сцепленных автосцепок и осью Ox .

Эти углы определяются формулами:

$$\left. \begin{aligned} \beta_1 &= \operatorname{arctg} \frac{l_1 + n_{a1} + l_{a1}}{R_1}; \\ \beta_2 &= \operatorname{arctg} \frac{l_2 + n_{a2} + l_{a2}}{R_2}; \\ \gamma &= \operatorname{arcsin} \frac{h_1 + b_2 + \xi}{l_{a1} + l_{a2}}, \end{aligned} \right\} \quad (9.31)$$

где $2l_1$ и $2l_2$ – базы рассматриваемых вагонов;

n_{a1} и n_{a2} – расстояния от пятниковых сечений до центра шарниров хвостовиков корпусов автосцепки (точки A_1 и A_2);

l_{a1} и l_{a2} – длины корпусов автосцепок, измеренные от центра шарнира хвостовика до оси сцепления;

R_1 и R_2 – радиусы кривой;

b_1 и b_2 – поперечные смещения центров шарниров A_1 и A_2 (в направлении оси Oy);

ξ – дополнительное взаимное поперечное отклонение точек A_1 и A_2 , обусловленное поперечными смещениями колесных пар и других элементов ходовых частей, а также деталей автосцепного устройства.

Поперечные смещения:

$$\left. \begin{aligned} b_1 &= \frac{(2l_1 + n_{a1})n_{a1} - l_{T1}^2 - l_{a1}^2}{2R_1}; \\ b_2 &= \frac{(2l_2 + n_{a2})n_{a2} - l_{T2}^2 - l_{a2}^2}{2R_2}. \end{aligned} \right\} \quad (9.32)$$

где $2l_{T1}$ и $2l_{T2}$ – базы тележек рассматриваемых вагонов. Для четырехосных и других сочлененных многоосных тележек вместо l_{T1}^2 и l_{T2}^2 принимают сумму квадратов полубаз составляющих тележек.

Для обеспечения свободного движения по кривым малого радиуса необходимо обеспечить такие размеры окна в розетке и других элементов конструкции, которые позволяли бы повернуться корпусу автосцепки относительно продольной оси вагона (углы α_1 и α_2).

Автоматическое сцепление вагонов в кривых малого радиуса, как указано выше, возможно, если расстояние между продольными осями соединяемых автосцепок не превосходит захвата сцепления.

Помимо параллельного расположения продольных осей автосцепок (см. рис. 9.7), возможно их пересечение под углом β , что ухудшает условие автоматического сцепления вагонов.

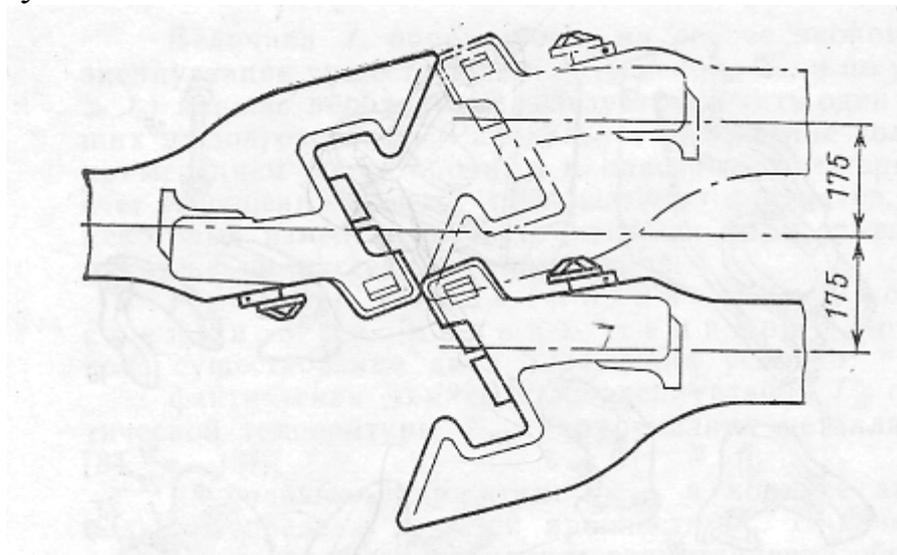


Рис. 9.7. Смещение автосцепок в горизонтальной плоскости

Для учета этого ухудшения вводится понятие эффективной ширины захвата $B_э$, которая несколько меньше полной ширины захвата $B_п$. Для автосцепки СА-3

$$B_э = B_п [1, 655 \sin(65^\circ - \beta) - 0,5]. \quad (9.33)$$

Обычно рассматривают невыгодное расположение вагонов, когда один из них находится в кривой малого радиуса, а другой – на прямом участке пути.

В этом случае задача сводится к определению поперечного смещения корпуса автосцепки (в плоскости зацепления) относительно продольной оси вагона и сравнению его с величиной эффективного захвата сцепления, т.е. к проверке условия

$$B_э \geq y_{\text{нарт}} + \lambda_a. \quad (9.34)$$

Смещение корпуса автосцепки, обусловленное выносом $y_{\text{нарт}}$ частей вагона в кривой, а также зазорами и износами λ_a ходовых частей.

Вычисляя смещения, обусловленные зазорами и износами в ходовых частях, учитывая наиболее вероятное положение вагонов в кривых малого радиуса (установка тележек в колее, влияние сочлененных элементов тележек восьмиосных вагонов и др.).

Показатель λ_a оценивает также отклонение корпуса автосцепки от центрального положения вследствие недостаточного совершенства центрирующего прибора. Величину этого показателя выбирают исходя из наиболее вероятного сочетания его составляющих. Угол β для проверки сцепляемости вагонов, расположенных на участке сопряжения кривой и прямой, определяют по формуле

$$\beta = \arctg \frac{l+n}{R}. \quad (9.35)$$

Определяют также возможность сцепления автосцепок с помощью человека в кривых очень малого радиуса.

Нормы расчета вагонов регламентируют условия, указанные в табл. 9.2.

Таблица 9.2

Транспортная операция	Расчетный участок пути	Расчетный радиус кривой для вагонов, м		
		грузовых		пасса- жир- ских
		езде- ходных	ограни- ченного обра- щения	
Проход в сцепе	Сопряжение прямой и кривой	80	110	120
То же	S-образная кривая	120	160	170
Проход одиночного вагона	Круговая кривая	60	80	80
Автоматическое сцепление	Сопряжение прямой и кривой	135	–	–

Для обеспечения автоматического сцепления в кривых малого радиуса, в том числе в кривой радиуса 135 мм, сопряженной без переходной вставки с прямым участком пути, восьмиосные полувагоны и цистерны оборудуют направляющими механизмами.

Содержание

Введение	3
Глава 1	7
Основы проектирования, постройки и испытаний вагонов.....	7
1.1. Стадии проектирования, изготовления и испытаний вагонов	7
1.2. Задачи испытаний вагонов и основные положения методики их проведения.....	12
1.3. Статические испытания на прочность.....	13
1.4. Испытание на продольные ударные нагрузки. Вибрационные испытания	15
Глава 2	16
Технико-экономические параметры грузовых вагонов	16
2.1. Параметры грузовых вагонов	16
2.2. Удельный объем и удельная площадь	17
2.3. Коэффициенты тары.....	18
2.4. Грузоподъемность и погонная нагрузка вагона	21
2.5. Линейные размеры вагона	22
Глава 3	24
Основные данные для расчета вагонов на прочность	24
3.1. Нагрузки, действующие на вагон.....	24
3.2. Применяемые материалы и допускаемые напряжения	30
Глава 4	32
Проектирование колесной пары	32
4.1. Силы, действующие на колесную пару	32
4.2. Расчетные нагрузки и режимы нагружения оси колесной пары	39
4.3. Упрощенные методы расчета оси	41
Глава 5	46
Проектирование буксового узла	46
5.1. Расчет роликовых подшипников.....	48
Глава 6	54
Проектирование рессор, пружин и гасителей колебаний	54
6.1. Расчетные нагрузки, материалы и допускаемые напряжения	54
6.2. Упругие свойства и силовые характеристики пружин и рессор.....	55
6.3. Расчет витых пружин	60
6.4. Расчет пружин при действии горизонтальной и вертикальной нагрузок.....	63
6.5. Расчет пружин на выносливость	65
6.6. Торсионные и кольцевые рессоры	69
6.7. Расчет листовых рессор.....	72
6.8. Расчет фрикционных гасителей колебаний	73
Глава 7	78
Проектирование тележек.....	78
7.1. Требования, предъявляемые к тележкам.....	78
7.2. Силы, действующие на тележку.....	79

7.3. Расчет литой боковой рамы двухосной тележки грузового вагона...	87
7.4. Расчет надрессорной балки тележки	96
Глава 8	99
Проектирование кузова вагона	99
8.1. Основные положения расчета кузовов	100
8.2. Особенности работы и устойчивость элементов кузова с несущей обшивкой	103
8.3. Расчет кузова грузового вагона.....	106
8.4. Расчет кузова пассажирского вагона	117
Глава 9	120
Проектирование автосцепного оборудования.....	120
9.1. Расчет корпуса автосцепки на прочность	121
9.2. Расчет корпуса автосцепки на малоцикловую усталость и вероятность хрупкого разрушения.....	122
9.3. Назначение и параметры поглощающих аппаратов	127
9.4. Силовые характеристики и энергоемкость аппаратов.....	130
9.5. Уточненное построение силовых характеристик пружинно-фрикционных аппаратов	136
9.6. Параметры размещения автосцепного устройства и условия сцепления автосцепок.....	137