

КОНСТРУКЦИЯ И ДИНАМИКА ТЕПЛОВОЗОВ

6241328

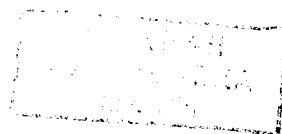
168

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ, ДОПОЛНЕННОЕ

Под редакцией
проф. доктора техн. наук В. Н. ИВАНОВА

Утверждено
Главным управлением
учебными заведениями МПС
в качестве учебника
для студентов вузов
железнодорожного транспорта

6241328-78



Москва «ТРАНСПОРТ» 1974

Конструкция и динамика тепловозов.

Изд. 2-е, доп., под ред. Иванова В. Н. М., «Транспорт», 1974. 336 с.

В книге рассмотрена конструкция основных узлов тепловозов и освещены вопросы, связанные с выбором параметров силового и вспомогательного оборудования. Приведены методы расчета системы охлаждения, экипажной части и других устройств.

Особенности конструкции иллюстрируются на примерах современных тепловозов. Изложены расчеты для определения динамических усилий при взаимодействии колес с рельсами в прямых и кривых участках пути, а также в различных узлах экипажа и тягового привода.

Книга утверждена в качестве учебника для студентов вузов железнодорожного транспорта.

Рис. 198, табл. 29, список лит. 54 назв.

Книгу написали: главы I, VII, XI — проф. В. В. Иванов; главы II, III, V, XV — проф. Н. И. Панов; главы IV, VI, XII, XIII, XIV — проф. А. П. Третьяков; главы XVI—XXI — проф. В. Н. Иванов.

К $\frac{31802-121}{049(01)-74}$ 121-74

КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОВОЗОВ

Глава I

УСТРОЙСТВО ТЕПЛОВОЗОВ И ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДОВ

1. Основные типы тепловозов и дизель-поездов

Высокий эффективный к. п. д. дизеля давно привлекал внимание инженеров к проблеме разработки локомотива с двигателем этого типа. Основное затруднение в применении дизеля заключалось в несоответствии его характеристик требованиям локомотивной тяги, что приводило к необходимости устройства довольно сложной передачи между дизелем и движущими колесами.

В тепловозах применяются электрическая, гидравлическая и механическая передачи. Наибольшее распространение получила электрическая передача. Проект тепловоза с электрической передачей впервые предложили в 1905 г. инженер Н. Г. Кузнецов и полковник А. И. Одинцов [1].

Первый тепловоз с электропередачей был построен по инициативе Владимира Ильича Ленина. 4 января 1922 г. было принято решение Совета Труда и Оборона (СТО), в котором отмечалось особое значение для Советской России развития тепловозостроения, были отпущены средства для постройки тепловоза и утверждена комиссия специалистов для конструирования советских тепловозов.

В постройке тепловоза приняли участие четыре ленинградских завода: Балтийский судостроительный, Красный Путиловец, Электрик и Электросила. 7 ноября 1924 г. первый тепловоз совершил поездку до ст. Обухово и обратно. Этот тепловоз положил начало использованию двигателя с электрической передачей на железных дорогах.

Советское тепловозостроение получило широкое развитие после XX съезда КПСС, на котором было принято решение о технической реконструкции тяги на железнодорожном транспорте.

Устройство тепловоза и размещение его основного оборудования рассмотрим на примере секции грузового тепловоза 2ТЭ10Л (рис. 1), созданного Харьковским заводом транспортного машиностроения им. Малышева и Ворошиловградским тепловозостроительным заводом им. Октябрьской революции [2].

В кузове 3 тепловоза, в головной части которого расположена кабина машиниста 1, размещена дизель-генераторная установка, состоящая из дизеля 6 типа 10Д100, соединенного полужесткой пластинчатой муфтой с генератором 5 типа ГП-311Б. Дизель и генератор смонтированы на поддизельной раме 17, которая одновременно служит картером дизеля. К боковым стенкам кузова прижимают фильтры 28 и 30, через которые воздух подводится к дизелю и генератору. Подвод воздуха к дизелю осуществляется с обеих сторон кузова. В дизеле 10Д100 предусмотрен двухступенчатый наддув воздуха. Воздух сжимается до 2,2 кгс/см² первоначально двумя газовыми турбовоздуходувками 8, а затем приводным центробежным нагнетателем 2. Сжатый воздух перед поступлением в ресиверы 7 охлаждается водой в воздухоохладителе 4.

Главный (тяговый) генератор имеет принудительную вентиляцию. Воздух через фильтры 28 засасывается осевым вентилятором, приводимым во вращение от верхнего коленчатого вала через конический редуктор и карданный вал.

От вала главного генератора через передний распределительный редуктор 37 и пластинчатую муфту приводится в действие компрессор КТ7. Одновременно от переднего распределительного редуктора через карданные валы

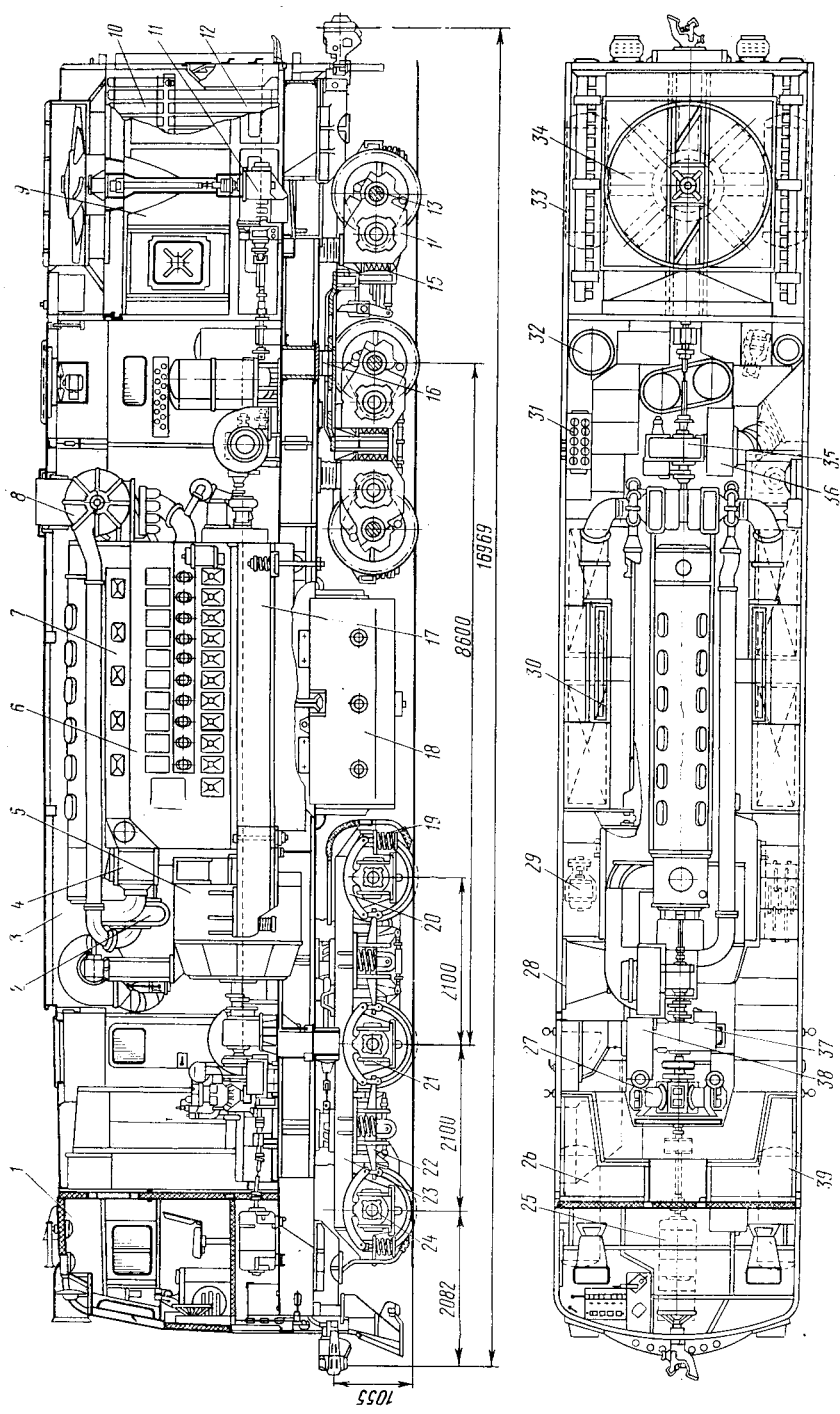


Рис. 1. Тепловоз ТЭ10Л:

- 1 — кабина машиниста; 2 — центробежный нагнетатель; 3 — кузов; 4 — воздухоохладитель; 5 — главный генератор; 6 — дизель; 7 — ресивер; 8 — турбовоздуховод; 9 — шхта холодильника; 10 — масляная секция; 11 — угловой редуктор; 12 — водные секции; 13 — ось колесной пары; 14 — тяговый электродвигатель; 15 — пружинная полка; 16 — шкворен; 17 — рама дизеля; 18 — топливный бак; 19 — пружины; 20 — балансиры; 21 — направляющие рамы тележек; 22 — рессоы; 23 — рама тележки; 24 — букса; 25 — двухмашинный агрегат; 26, 39 — высоковольтные камеры; 27 — компрессор; 28 — воздушный фильтр генератора; 29 — маслораспределительный агрегат; 30 — воздушный фильтр дизеля; 31, 32 — фильтры очистки масла; 33 — главные резервуары; 34 — вентиляторы; 35, 37 — распределительные редукторы; 36, 38 — вентиляторы тяговых электродвигателей

с промежуточной опорой получает вращение вал двухмашинного агрегата 25, расположенный под полом кабины. Двухмашинный агрегат состоит из возбуждателя генератора В600 и вспомогательного генератора ВГТ 275/120 постоянного тока, питающего цепи управления, освещения и заряжающего аккумуляторную батарею. На тепловозе установлена щелочная железо-никелевая батарея ТПЖН-550. Вентилятор 38 охлаждения тяговых двигателей передней тележки приводится в действие через гидромфту, смонтированную в корпусе переднего распределительного редуктора.

Сжатый воздух нагнетается компрессором в главные резервуары 33. Воздух используется для торможения тепловоза и поезда. На тепловозе многие механизмы имеют дистанционное электропневматическое управление. Сжатый воздух приводит в действие эти механизмы, а также используется для рыхления песка в бункерах песочниц и подачи его на рельсы для увеличения коэффициента сцепления.

В машинном отделении расположены высоковольтные камеры 26 и 39, где размещены электрические аппараты силовой цепи и цепей управления. В этой части кузова проложены трубопроводы водяной, масляной и топливной систем, а также установлены фильтры тонкой 32 и грубой 31 очистки дизельного масла и маслопрокачивающий насос 29, обеспечивающий предварительное заполнение трубопроводов и подачу смазки к трущимся деталям перед пуском дизеля.

Шахта охлаждающей системы 9 расположена за машинным отделением. Для охлаждения воды и масла по боковым сторонам шахты установлены ребристые водяные 12 и масляные 10 секции. Секции сверху и снизу объединены коллекторами, распределяющими воду и масло. Количество воздуха, протекающего через секции, регулируется изменением частоты вращения вентиляторного колеса, а также открытием боковых и верхних жалюзи, расположенных на входе и выходе воздуха из шахты холодильника. На тепловозе 2ТЭ10Л предусмотрено автоматическое регулирование температуры воды и масла дизеля.

С 1965 г. тепловозы 2ТЭ10Л выпускаются с водомасляным охлаждением. Масло дизеля охлаждается в водомасляном теплообменнике, а нагревшаяся в теплообменнике вода охлаждается в водо-воздушных секциях. Эта схема надежней в эксплуатации и требует меньших затрат на ремонт, так как масляные секции холодильника выходят из строя значительно чаще водяных.

Вертикальный водомасляный теплообменник устанавливается вместо фильтра 32, а фильтр располагается с противоположной стороны.

На тепловозе 2ТЭ10Л вентиляторное колесо имеет привод от нижнего вала дизеля, состоящий из карданных валов и двух редукторов 35 и 11. Редуктор 35 является распределительным. Он приводит во вращение вентилятор охлаждения тяговых двигателей задней тележки 36 и передает крутящий момент гидравлической муфте переменного наполнения, смонтированной вместе с угловым редуктором 11.

Частота вращения вентиляторного колеса регулируется терморегуляторами, воздействующими на сервопривод гидромфты переменного наполнения. Жалюзи секций открываются при температуре воды 73° С. Дальнейшее повышение температуры воды и масла вызывает увеличение частоты вращения вентиляторного колеса. Наибольшая частота вращения 1160 об/мин соответствует пятнадцатому положению контроллера и максимальному заполнению гидромфты.

Основным органом управления тепловозом является контроллер машиниста, имеющий две рукоятки: управления и реверсивную. Рукояткой управления машинист регулирует частоту вращения коленчатого вала и мощность дизеля. Контроллер воздействует на объединенный регулятор дизеля. Каждому положению рукоятки контроллера соответствует определенная частота вращения вала дизеля.

На тепловозе 2ТЭ10Л рукоятка контроллера имеет 15 положений. При нулевом и 1-м положениях частота вращения вала дизеля равна 400 об/мин, при 15-м дизель выходит на расчетную частоту вращения — 850 об/мин.

Управление тепловозом после установки рукоятки контроллера в определенное положение происходит автоматически. После выхода тепловоза на гиперболическую характеристику объединенный регулятор поддерживает мощность дизеля приблизительно постоянной. При уменьшении или увеличении расхода энергии на собственные нужды регулятор автоматически увеличивает или уменьшает мощность на перемещение поезда.

Реверсивной рукояткой изменяется направление движения тепловоза. При повороте реверсивной рукоятки реверсор, установленный в высоковольтной камере, меняет направление тока в обмотках возбуждения тяговых двигателей, а следовательно, направление вращения валов двигателей.

Для торможения локомотива и поезда в кабине около сиденья машиниста установлены два крана: кран машиниста, используемый для торможения всего поезда, и кран вспомогательного тормоза, приводящий в действие только тормоза тепловоза. Для удержания тепловоза на месте предусмотрен ручной тормоз.

Дополнительные меры по безопасности движения обеспечиваются установкой в кабине автоматической локомотивной сигнализации с автостопом и локомотивным светофором, повторяющим сигналы путевых светофоров. Автостоп автоматически останавливает поезд при подъезде к запрещающему сигналу, если машинист превысит установленную скорость 20 км/ч или не нажмет своевременно рукоятку бдительности.

В кабине установлен скоростемер, на ленте которого регистрируется скорость, время, пройденный путь и давление в тормозной магистрали. Для связи машиниста тепловоза с диспетчером, дежурным по станции или машинистами других локомотивов на тепловозе установлена радиостанция типа ЖР-ЗМ.

Пульт управления находится с правой стороны против сиденья машиниста. На пульте расположена панель приборов, контролирующих температуру воды и масла до холодильника, давление масла, напряжение и ток главного генератора, ток заряда аккумуляторной батареи, давление воздуха в главном резервуаре и тормозной магистрали, давление воздуха в тормозных цилиндрах, давление воздуха электропневматических контактов и т. д. Здесь же расположены приборы, контролирующие работу дизеля второй секции. На панели имеются лампы, подающие машинисту сигнал о ненормальностях в работе дизель-генераторной установки.

Снизу панели приборов расположен кнопочный выключатель с кнопками, предназначенными для включения цепей управления тепловозом, пуска топливного насоса, пуска дизеля, включения приборов освещения и т. д. Кнопки, подающие звуковой сигнал и выключающие дизель в случае аварии, расположены со стороны машиниста и его помощника. Для подачи песка под пультом машиниста предусмотрена ножная педаль.

Контроль за нормальной работой поршневой группы дизеля ведут по дифференциальному манометру, установленному в кабине со стороны помощника машиниста. Дифференциальным манометром контролируется разрежение в картере дизеля, которое должно быть 10—60 мм вод. ст.

Каждая секция тепловоза оборудована противопожарными средствами, состоящими из автоматической пожарной сигнализации, извещающей бригаду о месте возникновения пожара, и противопожарной установки, дополненной огнетушителями. Противопожарная установка предназначена для тушения огня пеной.

Топливный бак 18 тепловоза подвешен к кузову и размещен между тележками. По концам рама тепловоза значительно усилена в нижней части для размещения автосцепок и фрикционных аппаратов и передачи нагрузки на опоры тележечных рам. Рамы тележек 23 передают нагрузку на буксы колесных пар 24 через рессорное подвешивание, состоящее из листовых рессор 22, пружин 19 и балансиров 20.

Электрические тяговые двигатели 14 одним концом опираются на оси 13 колесных пар, а другим — на пружины подвески 15. Сила тяги при движении локомотива передается колесными парами на направляющие 21 рамы тележки, а затем через шкворень 16 на раму локомотива и на автосцепку.

Для пригородного и местного сообщения на неэлектрифицированных железных дорогах применяются дизель-поезда. Дизель-поезд обычно комплектуется из двух моторных вагонов, расположенных по концам, и двух — четырех прицепных вагонов в средней части поезда. Силовая установка дизель-поезда размещается в головной части моторного вагона, занимая помещение от 5 до 6 м², или под вагоном между тележками. В последнем случае увеличивает-ся число мест для пассажиров в головном вагоне.

На дизель-поездах применяется электрическая, гидравлическая, а в отдельных случаях и механическая передача. Рижским вагонным заводом выпускаются дизель-поезда серии ДР1. В дизель-поезде ДР1 силовая установка состоит из V-образного дизеля М756 мощностью 1000 л. с., передающего крутящий момент колесным парам через гидравлическую передачу. Силовая установка размещена в головной части моторного вагона. Дизель-поезд ДР1 может выпускаться в четырех- и шестивагонном исполнении.

На дорогах СССР эксплуатируются также дизель-поезда Д и Д1, поставленные заводом ГАНЦ-МАВАГ из Венгерской Народной Республики. Дизельный поезд Д включает два моторных и один прицепной вагон. Мощность каждого дизеля 500 л. с., передача к двум движущим осям трехосной тележки механическая. Дизельный поезд Д1 состоит из двух моторных и двух прицепных вагонов. Мощность дизеля равна 730 л. с. Передача гидромеханическая. Подробное описание дизель-поездов приведено в книге [3].

2. Классификация тепловозов

Все тепловозы являются автономными локомотивами и классифицируются [4, 5] по следующим признакам:

роду службы — грузовые, пассажирские и маневровые;

типу передачи — с электрической, гидравлической и механической;

типу экипажа — тележечные и с жесткой рамой;

осевой характеристике, определяющей расположение и число осей локомотива. Осевая характеристика тепловоза с электрической передачей на двух трехосных тележках с индивидуальным приводом каждой колесной пары от тягового электродвигателя обозначается 3_0-3_0 ; осевая характеристика двухсекционного тепловоза того же типа — $2(3_0-3_0)$. Тепловоз с гидравлической передачей с групповым приводом колесных пар каждой тележки имеет осевую характеристику 3-3. Тепловоз с тремя осями в жесткой раме и групповым приводом имеет характеристику 0-3-0.

Условное обозначение серии тепловозов состоит из следующих знаков: Т (тепловоз), Г и Э (в зависимости от типа передачи — гидравлическая или электрическая), П и М — пассажирский или маневровый и далее номер серии, определяющей завод-изготовитель. Тепловозы Харьковского завода транспортного машиностроения им. Малышева имеют № 1—49, Коломенского тепловозостроительного завода им. Куйбышева — № 50—99, Ворошиловградского тепловозостроительного завода им. Октябрьской революции — № 100 и выше. В маневровых тепловозах цифра обозначает очередной номер проекта тепловоза и не связана с обозначением завода-изготовителя.

Грузовые тепловозы с электрической передачей. Основной парк грузовых тепловозов состоит из двухсекционных тепловозов ТЭЗ (рис. 2) [6] с эффективной мощностью дизелей типа 2Д100 2×2000 л. с. с нагрузкой от оси на рельсы 21 тс и тепловозов 2ТЭ10Л. На этих двухсекционных тепловозах установлены дизели 10Д100 мощностью каждый 3000 л. с. Нагрузка от оси на рельсы 21,6 тс.

На новых тепловозах устанавливаются более экономичные четырехтактные дизели 5Д49 Коломенского завода и Д70 Харьковского завода.

Ворошиловградский тепловозостроительный завод поставляет для железнодорожного транспорта тепловозы 2ТЭ116 с новыми дизелями мощностью 3000 л. с. в одной секции (рис. 3). На этих тепловозах установлена электриче-

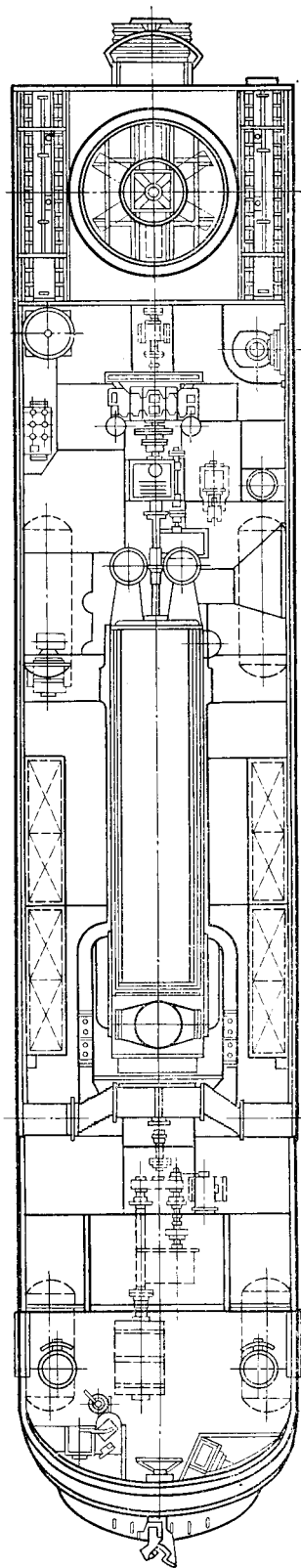
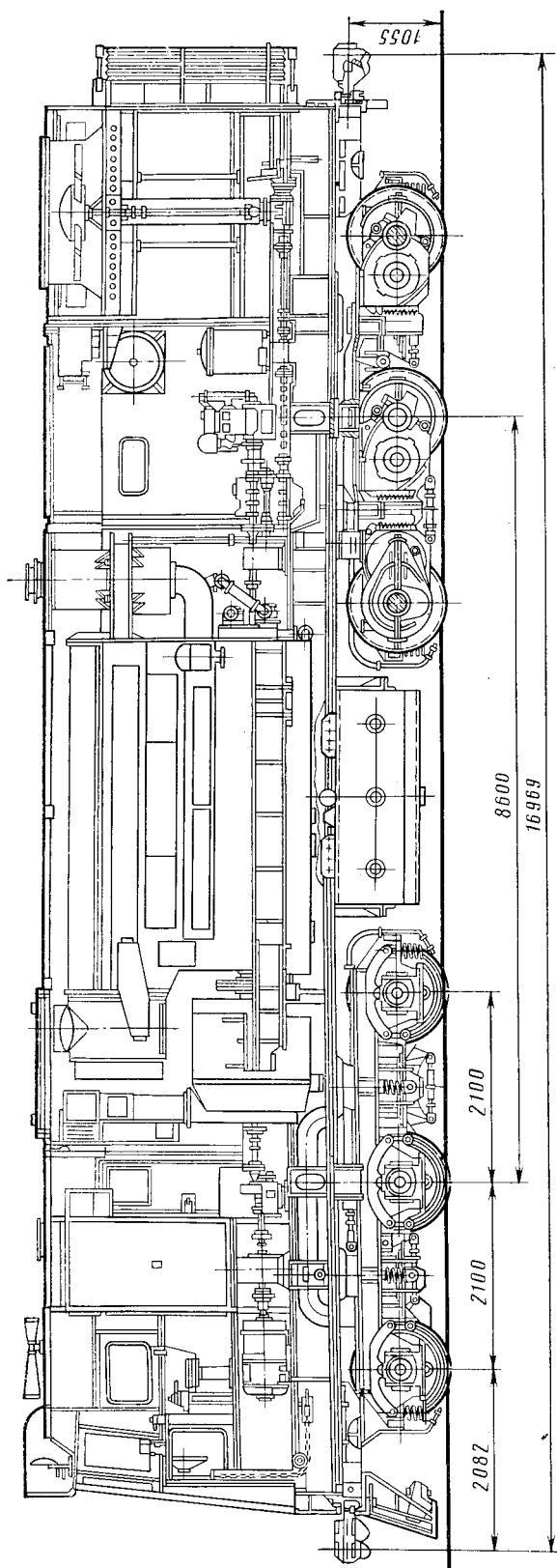


Рис. 2. Тепловоз ТЭ3

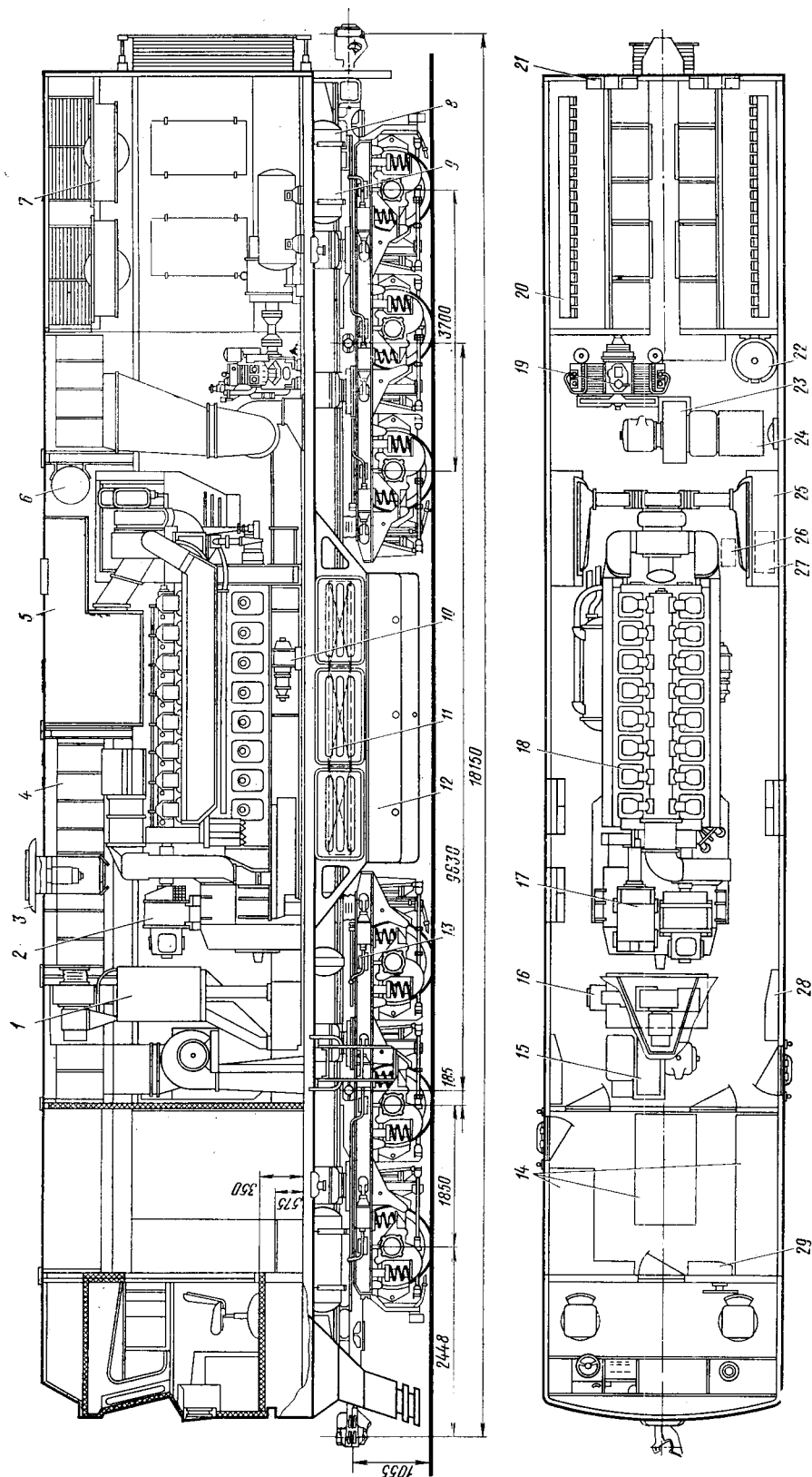


Рис. 3. Тепловоз ТЭ116.

1 — выпрямительная установка; 2 — стартер генератора; 3 — вентилятор кузова; 4 — фильтр воздуха для охлаждения машин и электроаппаратов; 5 — глушитель; 6 — бак водяной; 7 — мотор-вентилятор холодильника; 8, 9 — главные резервуары; 10 — агрегат маслопрокачивающий; 11 — аккумуляторная батарея; 12 — топливный бак; 13 — тепловая; 14 — высоковольтная камера; 15, 23 — вентиляторы тяговых электродвигателей; 16 — блок кремниевых выпрямителей; 17 — воздушный бак; 18 — дизель-генератор; 19 — мотор-компрессор; 20 — секция холодильника; 21, 28 — песочницы; 22 — фильтр тонкой очистки масла; 24 — санузел; 25 — воздухоочиститель дизеля; 26 — топливоподогреватель; 27 — агрегат топливоподающий; 29 — шкаф для одежды.

ская передача переменного-постоянного тока с синхронным генератором переменного тока типа ГС-502 мощностью 2000 кВт.

Переменный ток выпрямляется в установке с кремниевыми выпрямителями и приводит во вращение якоря тяговых двигателей постоянного тока. Передача переменного-постоянного тока отличается большей надежностью и простотой и при той же мощности тепловоза весит меньше.

Тепловозы оборудованы современными бесчелюстными тележками. Усовершенствована система охлаждения воды, масла и наддувочного воздуха.

В ближайшее время будет начат выпуск тепловозов 2ТЭ116М с несколько измененной компоновкой и механическим приводом большинства вспомогательных агрегатов (по типу тепловозов 2ТЭ10Л).

Пассажирские тепловозы с электрической передачей. Повышение скорости движения на железных дорогах потребовало серьезных работ по усовершенствованию экипажной части тепловоза. Эти работы были проведены Коломенским и Ворошиловградским заводами, Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта (ЦНИИ) и Всесоюзным научно-исследовательским тепловозным институтом (ВНИТИ). Наибольшую конструкционную скорость 160 км/ч имеет пассажирский тепловоз ТЭП60 Коломенского завода с электрической передачей (рис. 4). Тепловоз выпускается заводом в односекционном исполнении с двумя кабинами и в двухсекционном. Мощность двухтактного V-образного дизеля 11Д45, установленного в секции, равна 3000 л. с. [8].

Особенностью тепловоза является применение опорно-рамной подвески тягового двигателя; крутящий момент колесным парам передается эластичными муфтами. Кузов и рамы тележек соединены упругими элементами. Рессорное подвешивание отличается высокой эластичностью. На тепловозе широко применены резиновые элементы, снижающие шум и высокочастотную вибрацию деталей.

На базе тепловоза ТЭП60 Коломенским заводом разработан проект и в 1973 г. построен первый образец пассажирского тепловоза ТЭП70 с дизель-генераторной установкой мощностью 4000 л. с. с электрической передачей переменного-постоянного тока. На тепловозе установлен форсированный дизель типа Д49.

На дорогах получили также распространение пассажирские тепловозы ТЭП10, ТЭП10Л и ТЭ7, унифицированные по всем деталям, за исключением тяговой зубчатой передачи, с тепловозами ТЭ10, 2ТЭ10Л и ТЭ3.

Рессорное подвешивание этих локомотивов было значительно улучшено после проведения испытаний, выполненных ВНИТИ.

Проекты новых мощных тепловозов. Ворошиловградским и Коломенским заводами разработаны опытные образцы тепловозов с дизелями мощностью 4000 и 6000 л. с.

Стоимость односекционного тепловоза мощностью 6000 л. с. будет на 25% меньше стоимости двухсекционного тепловоза той же мощности, расходы на ремонт сокращаются на 35% и на топливо на 5%.

Намечено также выпустить опытный тепловоз мощностью 4000 л. с., оснащенный электрической передачей с генератором и тяговыми двигателями переменного тока.

Маневровые тепловозы [9]. Широко распространенным маневровым тепловозом является тепловоз ТЭМ1 с электрической передачей, разработанный Брянским машиностроительным заводом. На тепловозах установлен четырехтактный дизель 2Д50 Пензенского дизельного завода с эффективной мощностью 1000 л. с. Тележки, колесные пары и тяговые двигатели тепловоза с небольшими отклонениями унифицированы с тепловозом ТЭ3.

Дальнейшим усовершенствованием тепловоза ТЭМ1 является тепловоз ТЭМ2, выпускаемый Брянским заводом (рис. 5). На тепловозе установлен четырехтактный дизель ПД1 — модификация дизеля 2Д50. За счет увеличения давления наддува мощность дизеля повышена до 1200 л. с. Дизель ПД1 экономичней 2Д50 на 2—3%. Рессорное подвешивание на серийных тепловозах выпол-

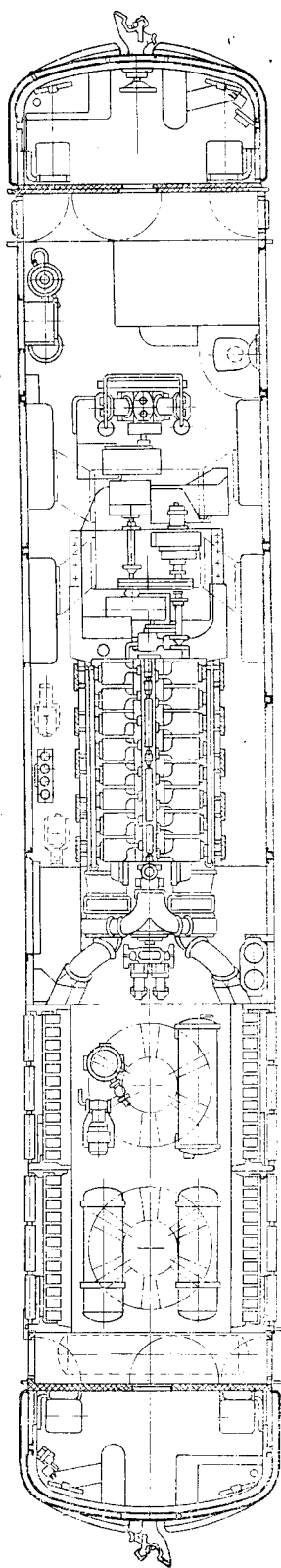
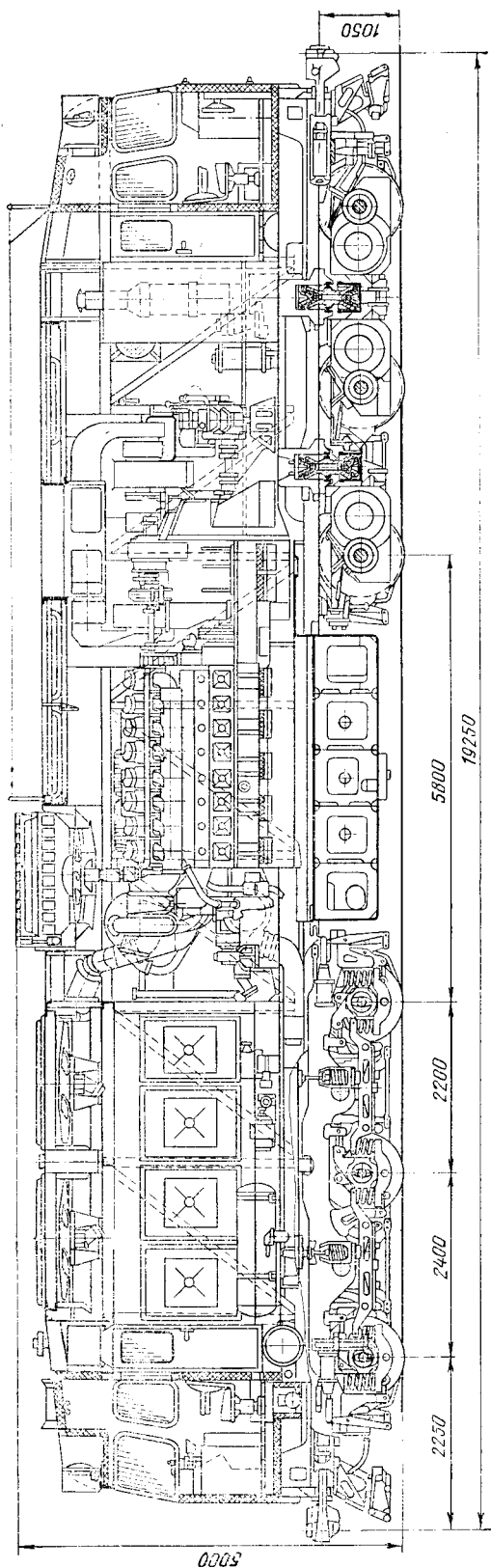


Рис. 4. Тепловоз ТЭП60

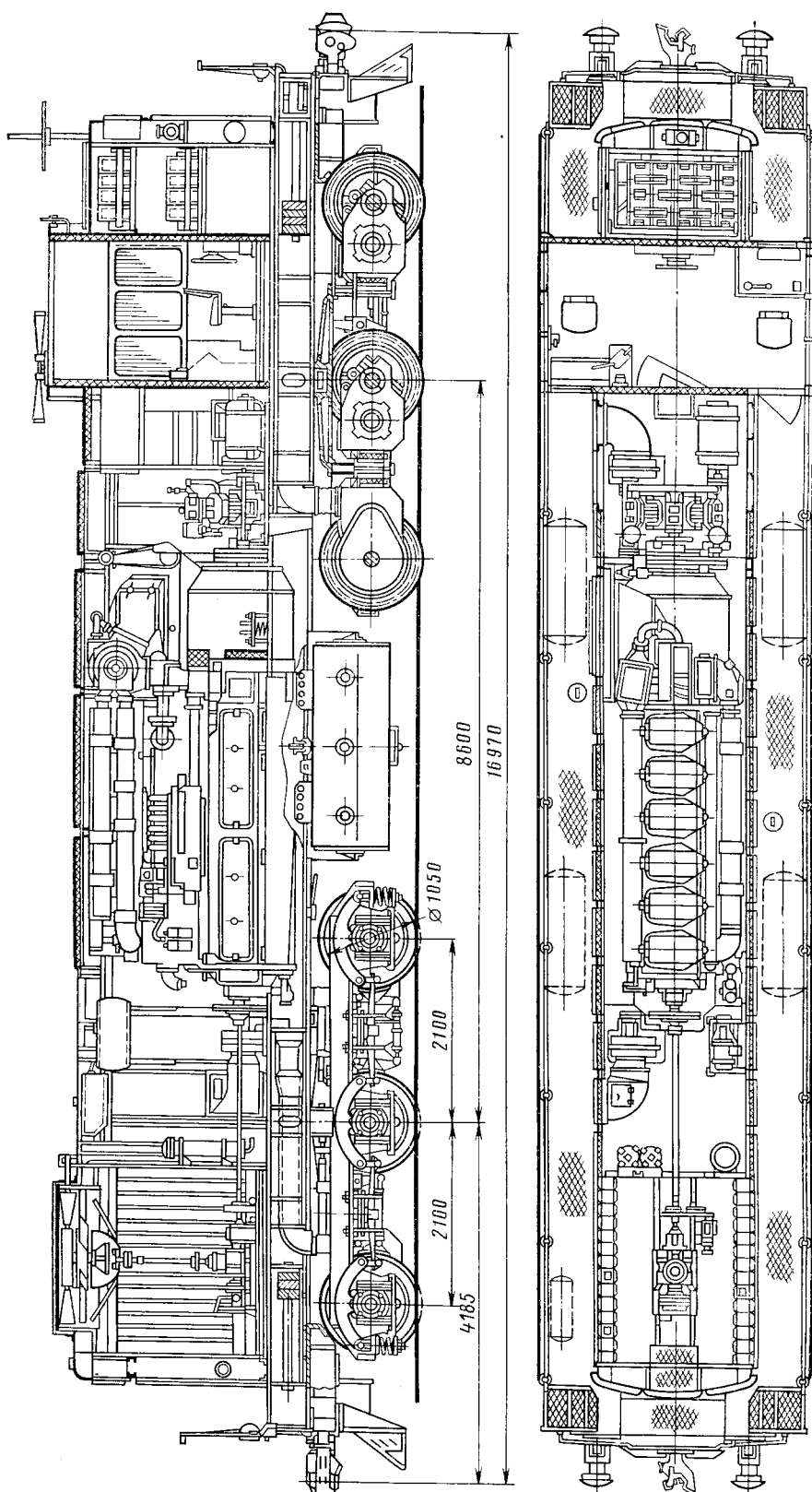


Рис. 5. Тепловоз ТЭМ2

няется по типу тепловоза 2ТЭ10Л (см. рис. 1). Тепловозу ТЭМ2 присвоен государственный Знак качества.

Создается маневровый горочно-вывозной тепловоз ТЭМ7 мощностью 2000 л. с. Этот восьмиосный тепловоз будет иметь сцепной вес 140 тс. На нем будет установлена электрическая передача переменного-постоянного тока.

Тепловозы с гидropередачей. Гидравлическая передача получила широкое распространение главным образом на тепловозах промышленного транспорта. Гидравлическая передача почти не требует расхода меди и имеет значительно меньший вес, чем электрическая. Характеристика тепловоза с гидравлической передачей достаточно приближается в расчетном диапазоне скоростей к гиперболы. Коэффициент полезного действия гидравлической передачи несколько ниже к. п. д. электрической, однако при правильно подобранных параметрах передачи эта разница невелика.

Грузо-пассажирский тепловоз ТГ102 с осевой характеристикой 2 (2-2) был создан Ворошиловградским и Ленинградским заводами и выпускался Ленинградским заводом с тремя вариантами гидравлических передач — Ворошиловградского завода Л60, завода Фойта (Австрия) Л1217 и с унифицированной передачей Калужского завода (УГП 750-1200).

На тепловозах (в двух секциях) установлены четыре быстроходных дизеля М756А с общей номинальной мощностью 4×1000 л. с. Колесные пары приводятся во вращение карданным приводом.

Тепловоз ТГ16 универсальный с мощностью дизелей 4×820 л.с. В каждой секции размещено два дизеля М756АС. Тепловоз предназначен для работы на дорогах узкой колеи (1067 и 1000 мм).

Маневровые тепловозы ТГМЗ Людиновского завода с нагрузкой от оси на рельс 17 тс. На тепловозе установлены дизели М753Б с эффективной мощностью 750 л. с. Гидропередача приспособлена для двух режимов работы. При маневровом режиме наибольшая скорость тепловоза равна 30 км/ч, при поездном — 60 км/ч. Тепловоз может работать на кривых с радиусом 40 м. Устанавливавшаяся ранее гидромеханическая передача с комплексным гидротрансформатором ГТК11 заменена трехциркуляционной (ТГМЗА) и двухциркуляционной (ТГМЗБ) унифицированной гидравлической передачей Калужского завода. Колесные пары приводятся во вращение карданным приводом.

Людиновским заводом выпускаются двухсекционные тепловозы с унифицированной гидравлической передачей ТГМ6, мощностью дизеля 1200 л. с., осевой характеристикой 2-2 и нагрузкой на ось 20 тс. На тепловозе установлен четырехтактный дизель типа Д49.

Для промышленного транспорта и предприятий черной металлургии, где локомотивы работают в особо тяжелых условиях, завод выпускает тепловозы ТГМ4 с экономичными дизелями 6ЧН 21/21 Балаковского завода. Для работы на промышленном транспорте Муромским заводом выпускались тепловозы ТГМ1. Осевая характеристика тепловоза 0-3-0. В отличие от тепловозов ТГМЗ движущие колесные пары соединены дышлами и при помощи ведущего дышла получают вращение от кривошипа отбойного вала, размещенного за задней осью под кабиной тепловоза.

Отбойный вал приводится во вращение от трехциркуляционной гидравлической передачи и расположен параллельно оси колесных пар. В передаче к отбойному валу предусмотрены маневровый и поездный режимы. Скорость маневрового режима 30 км/ч, скорость поездного — 60 км/ч. Длительная сила тяги при маневровом режиме равна 12 200 кгс, при поездном — 6100 кгс.

На тепловозе установлен быстроходный дизель 1Д12-400 мощностью 400 л. с. Нагрузка от оси на рельс составляет 16 тс, что делает возможным использование этого тепловоза на легких рельсах. Минимальный радиус кривой равен 60 м. Тепловоз ТГМ1 вытеснил маневровые паровозы на заводском транспорте.

Дальнейшим усовершенствованием тепловоза ТГМ1 является тепловоз ТГМ23, выпускаемый Муромским заводом. На тепловозе отбойный вал размещен между первой и второй осями, что привело к увеличению расстояния

Элементы характеристики	Тепловозы с электропередачей			
	2ТЭ116	2ТЭ10Л	ТЭП60	ТЭЗ, ТЭ7
Осевая характеристика	2(3 ₀ -3 ₀)	2(3 ₀ -3 ₀)	3 ₀ -3 ₀	2(3 ₀ -3 ₀)
Эффективная мощность дизелей, л. с.	2×3000	2×3000	3000	2×2000
Длительная сила тяги, кгс	2×25 000	2×27 000	12 500	2×20 200, 2×11 500
Скорость длительного режима, км/ч.	24,5	23	50	20; 35
Конструкционная скорость, км/ч	100	100	160	100; 140
Расстояние между осями сцепления автосцепок, м	2×18,15	2×16,97	19,25	2×16,975
База тележки, м	3,7	4,2	4,6	4,2
Передаточное число осевого редуктора	75:17	68:15	72:31	75:17, 66:26
Сцепной вес, тс	2×126	2×129,6	129	2×126

* Ширина колеи 1067 мм.

** Для тепловозов ТГМЗБ и ТГМЗ3 скорость и сила тяги даны для маневрового и поездного

между осями и снизило продольные колебания и влияние экипажа при движении с повышенными скоростями.

В табл. 1 приведены основные данные по тепловозам с электрической и гидравлической передачами. Подробные данные по оборудованию тепловозов содержатся в [4].

На дорогах СССР также работают маневровые тепловозы, построенные в ВНР и ЧССР. Основные параметры этих тепловозов приведены в табл. 2.

Наибольший интерес представляет тепловоз ЧМЭЗ. По своим параметрам он несколько превосходит тепловоз ТЭМ2 и предназначен для маневровой и вывозной работы на сортировочных станциях с составами весом до 4500 тс.

Дизель тепловоза ЧМЭЗ по конструкции аналогичен дизелю тепловоза ЧМЭ2. Мощность дизеля увеличена за счет повышения давления наддува воздуха до 1,6 кгс/см². Многие детали тепловоза ЧМЭЗ унифицированы с тепловозом ЧМЭ2. На тепловозах применены оригинальные тележки с одноповодковыми бесчелюстными буксами.

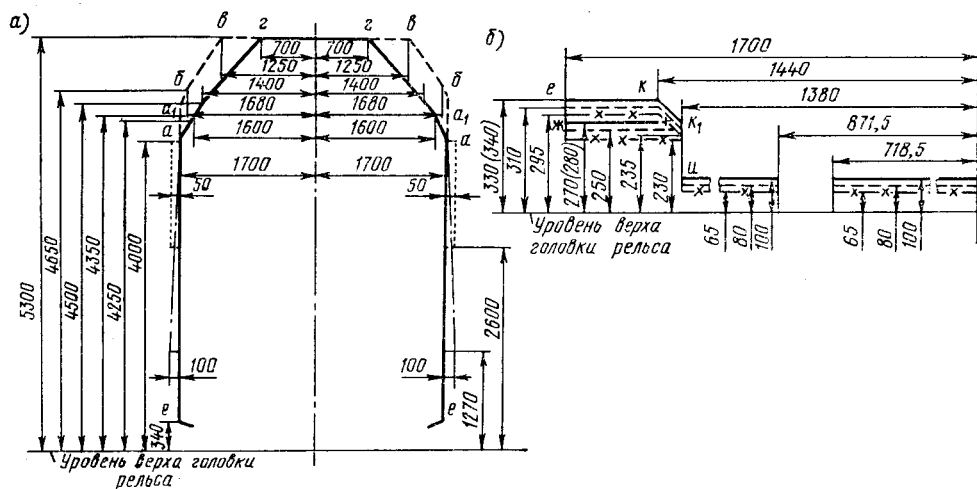


Рис. 6. Габарит подвижного состава 1-Т:

- а) верхняя часть габарита:
 — только для сигнальных устройств; — — — — — для выступающих неотвественных частей;
 б) нижняя часть габарита:
 — — — — — для подрессоренных частей кузова; — — — — — для частей, укрепленных на подрессоренной раме тележки; —×—×—× — для не подрессоренных частей

Таблица 1

Тепловозы с гидропередачей					
ТЭМ2	ТЭМ1	ТГ16*	ТГ102К	ТГМЗБ**	ТГМ23
3 ₀ -3 ₀ 1200 21 000	3 ₀ -3 ₀ 1000 20 000	2(2-2) 4×820 2×15 000	2(2-2) 4×1000 2×16 250	2-2 750 19 500; 9000	0-3-0 500 12 500, 6250
12 100	9 100	20 85	20 120	7; 15 30; 60	7; 14 30; 60
16,97 4,2	16,97 4,2	2×15,45 2,1	2×14,73 2,5	12,6 2,1	8,92 3,6
75:17 120	75:17 120	4,23 2×68	3,048 2×82	4,25 68	Нет 44

режимов.

Советские тепловозы поставляются во многие зарубежные страны. Они успешно эксплуатируются в Чехословакии, Венгрии, Польше, Кубе и других странах. Широкое распространение получили тепловозы типа 3₀-3₀ с дизелями мощностью 2000 и 3000 л. с., выполненные для колеи шириной 1435 мм и габарита 02-Т (ГОСТ 9238—73).

Тепловозы выпускаются с электрической передачей постоянного и переменного тока. По экспорту тепловозов наша страна занимает одно из ведущих мест в мире.

Все локомотивы железных дорог СССР по наружному очертанию должны вписываться в габарит подвижного состава 1-Т (ГОСТ 9238—73), показанный на рис. 6. При большой длине локомотива проверка вписывания локомотива в габарит должна быть также сделана для следования локомотива в кривой наименьшего радиуса.

По габариту устанавливается строительное очертание локомотива, за которое не должна выступать ни одна деталь. Размеры строительного очертания определяются при наибольших горизонтальных и вертикальных перемещениях, наблюдаемых в эксплуатации. При использовании габарита необходимо учитывать замечания, изложенные в ГОСТ 9238—73. В габарит должны вписываться эксплуатируемые локомотивы, имеющие наибольшие нормируемые правилами ремонта допуски по износу.

Если зубчатое колесо тяговой передачи насажено на ось (спорно-осевая подвеска), понижение кожуха передачи происходит за счет уменьшения толщины бандажа колеса после обточек при ремонтах, прокате и местных выбоин на поверхности катания, уменьшения радиуса колесного центра Δ_2 , износа моторно-осевых подшипников Δ_3 . Величина понижения Δ_1 опреде-

Таблица 2

Элементы характеристики	Тепловозы		
	ВМЭ1	ЧМЭ2	ЧМЭ3
Осевая характеристика	2 ₀ -2 ₀	2 ₀ -2 ₀	3 ₀ -3 ₀
Номинальная мощность дизеля, л. с.	600	750	1 350
Давление от колесной пары на рельсы, тс	18,64	18,5	20,5
Конструкционная скорость, км/ч	80	70	95
Минимальный радиус кривой, м	50	70	80
Сила тяги на ободу колес, кгс			
при трогании с места	18 500	22 200	36 900
длительная	9 200	10 400	23 000
Сцепной вес, тс	74,56	74	123

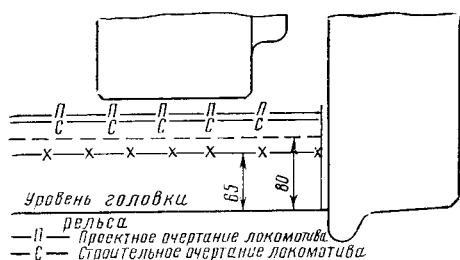


Рис. 7. Вписывание в габарит нижней части кожуха зубчатой передачи

принят допуск $\pm \varepsilon$ мм, нижняя образующая кожуха должна быть расположена выше строительного очертания на ε мм. С учетом сказанного $\Delta = 65 + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 + \varepsilon$ мм. Если тяговый двигатель установлен на раме (опорно-рамное подвешивание), величина Δ определяется по размеру, определяющему предельное приближение к головке рельса частей, укрепленных на подрессорной раме тележки.

К величине понижения частей за счет износов добавляется возможное понижение рамы тележки за счет старения рессор и пружин, принимаемое равным 10 мм для первой ступени рессорного подвешивания и 5 мм для второй ступени.

Размещение оборудования на тепловозе должно обеспечить удобство обслуживания, возможность удобной установки и снятия отдельных агрегатов, проход из одной секции в другую для двухсекционных тепловозов, безопасность обслуживания.

Особое внимание на тепловозе должно быть обращено на мероприятия по противопожарной технике и технике безопасности.

Кабина является рабочим местом локомотивной бригады и в ней должны быть созданы условия, обеспечивающие хорошую видимость пути, нормальную температуру в зимнее и летнее время, хорошую вентиляцию и незначительный шум [10].

3. Техничко-экономические показатели тепловозной тяги

Основным технико-экономическим показателем при сравнении различных видов тяги является коэффициент полезного действия локомотива.

Универсальная формула для определения к. п. д. локомотива имеет вид:

$$\eta_T = \frac{632,3 N_K}{G_{\text{ч}} Q_H^p} = \eta_e \eta_{\text{п}} \eta_{\text{всп}}$$

где 632,3 — тепловой эквивалент работы, ккал/л. с. ч;

N_K — мощность, отнесенная к ободу колеса локомотива, л. с.;

$G_{\text{ч}}$ — часовой расход топлива, кг;

Q_H^p — теплота сгорания топлива, ккал/кг;

$\eta_e = \frac{632,3}{g_e Q_H^p}$ — эффективный к. п. д. дизеля;

g_e — расход дизельного топлива, кг/э. л. с. ч;

$\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. передачи;

$\eta_{\text{всп}}$ — коэффициент, оценивающий расход энергии на тягу за вычетом расхода на собственные нужды. Сюда относится расход энергии на вентиляторы системы охлаждения, привод воздушного компрессора, вентиляторы охлаждения главного генератора и тяговых двигателей и на вспомогательный генератор.

Для увеличения к. п. д. тепловоза необходимо повышать к. п. д. дизеля, к. п. д. передачи и снижать расход энергии на собственные нужды. При оценке экономичности тепловоза среднее значение к. п. д. главного генератора можно принять равным $\eta_{\Gamma} = 0,965$; среднее значение к. п. д. двигателя 0,9, а общий к. п. д. электрической передачи $\eta_{\text{пр}} = 0,87$. Если принять $\eta_{\text{всп}} = 0,92$, то к. п. д. тепловоза с электрической передачей $\eta_{\text{тэл}} = 0,8 \eta_e$.

Основным фактором, определяющим величину к. п. д. тепловоза, является эффективный к. п. д. дизеля η_e . Для дизельного топлива величина $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ отличается большой стабильностью. При расчетах величину $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ можно принять равной 10 300 ккал/кг, при этом $\eta_e = \frac{0,0615}{g_e}$.

Для современных четырехтактных дизелей, разработанных для новых тепловозов, $g_e = 0,150$ кг/л. с. ч, чему соответствует $\eta_e = 0,41$ и к. п. д. тепловоза с электрической передачей $\eta_{\text{тэл}} = 0,328$. По основному показателю, оценивающему степень использования теплоты сгорания топлива, современный тепловоз примерно в 5 раз экономичней паровоза.

Зависимости эффективной и касательной мощности, расхода топлива, к. п. д. передачи и тепловоза от скорости для тепловоза ТЭ10 приведены на рис. 8; к. п. д. тепловоза в диапазоне расчетных скоростей отличается большой стабильностью.

Применение тепловозов взамен паровозов привело к существенному увеличению производительности труда локомотивных бригад. Обладая исключительно хорошими тяговыми свойствами при маневровой работе, тепловоз может работать без повторной экипировки около 10 дней, в то время как паровоз экипируется ежедневно.

Расход топлива по весу на один час маневровой работы в 6,5—7,5 раза меньше, чем для паровоза. Затраты на экипировку тепловоза, отнесенные к одному часу маневровой работы, в 30 раз меньше, чем для паровоза. Для тепловозов обычен пробег без набора топлива 800—1000 км. Паровоз снабжался топливом после пробега 150—300 км.

По данным ряда дорог, расходы по экипировке тепловозов составляют 0,25 коп. на 10 тыс. ткм брутто, в то время как для паровозов на тот же измеритель расходовалось 28 коп. Расходы на снабжение тепловозов водой в 20 раз меньше расходов при паровой тяге.

Сопоставление расходов на ремонт, приходящихся на 10 тыс. ткм брутто для тепловозов и паровозов, показало, что и по этому показателю тепловозы требуют почти в 2 раза меньше средств, чем паровозы. Длительный пробег тепловозов без набора топлива, воды и масла, а также небольшие затраты времени на повторную экипировку позволяют успешно использовать их на удлиненных тяговых плечах 1000 км и более при обслуживании сменными локомотивными бригадами.

Конструкция тепловоза позволяет широко применить крупноагрегатный метод ремонта.

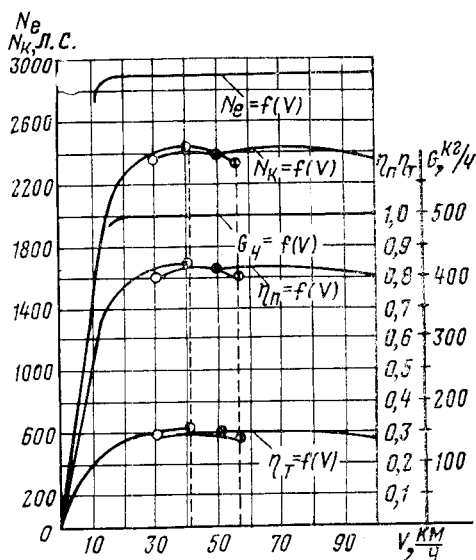


Рис. 8. Расчетные характеристики одной секции тепловоза ТЭ10

СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ ТЕПЛОВОЗОВ

4. Требования к силовым установкам автономных локомотивов

Многолетний опыт эксплуатации автономных локомотивов показывает, что их силовые установки должны отвечать весьма разнообразным требованиям и в оптимальном варианте характеризоваться:

необходимой величиной эффективной мощности при габаритных и весовых показателях, приемлемых для локомотивов, и наличием возможности ее повышения в перспективе;

высокой экономичностью по расходу топлива и смазочных материалов в широком диапазоне рабочих режимов (от холостого хода до номинального режима) и особенно на преимущественных режимах эксплуатации;

возможностью работы на дешевых, низкосортных топливах;

рациональностью, технологичностью и простотой конструкции, обеспечивающей низкую стоимость и удобство изготовления, монтажа, демонтажа, ремонта и обслуживания в эксплуатации;

высоким моторесурсом, соответствующим величине моторесурса других основных частей локомотива, и высокой надежностью;

возможно полной автоматизацией работы, исключающей возникновение аварийных режимов и обеспечивающей минимальный уход за силовой установкой со стороны локомотивной бригады;

отсутствием вредного воздействия на локомотивную бригаду (шум, вибрации, загрязнение атмосферы, высокая температура окружающего воздуха, вредные для здоровья излучения);

безопасностью локомотивной бригады в процессе обслуживания.

Требования, предъявляемые к силовым установкам автономных локомотивов, разнообразны и противоречивы (например, высокая мощность при заданных габаритах и весе, и высокий моторесурс), их одновременное и достаточно полное выполнение представляет трудную техническую проблему, но является стимулом технического прогресса.

Из всех известных типов силовых установок наиболее полно изложенным требованиям отвечают турбопоршневые двигатели внутреннего сгорания — дизели (наиболее высокий эффективный к. п. д., достигающий до 40—42%, удовлетворительные весовые и габаритные данные, автоматическое управление и др.), широко используемые в качестве основных силовых установок тепловозов.

Вопрос о применении газовых турбин на локомотивах (газотурбовозах) будет подробно освещен в XV главе учебника. Здесь отметим, что локомотивные газотурбинные установки по тепловой экономичности уступают турбопоршневым двигателям, но в ближайшей перспективе могут оказаться конкурентоспособными, а в отдельных случаях (высокоскоростные пассажирские поезда) уже сейчас имеют некоторые преимущества.

5. Основные параметры и технико-экономические показатели

Эффективная мощность тепловозного дизеля определяется требуемой касательной мощностью тепловоза

$$N_e = \frac{N_k}{ab\beta\eta_{\Pi}} \text{ л. с.}, \quad (1)$$

где N_k — расчетная касательная мощность тепловоза, л. с.;
 a — число секций тепловоза;

b — число дизелей в каждой секции, используемых для тяги;

β — доля эффективной мощности дизелей, используемая непосредственно для тяги;

$\eta_{\text{д}}$ — коэффициент полезного действия тяговой передачи.

Непрерывное увеличение грузооборота железнодорожного транспорта, повышение скоростей движения и веса поездов могут быть обеспечены путем повышения касательной мощности тепловозов. Как показывает зависимость (1), одним из путей повышения касательной мощности является увеличение числа секций. Исследования Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (ЦНИИ) выявили, что этот путь экономически не выгоден. Замена двухсекционных тепловозов мощностью 4000 л. с. (2×2000 л. с.) односекционным той же мощности снижает суммарные расходы при одинаковых условиях эксплуатации примерно на 8%. Такой же эффект дает замена двухсекционных тепловозов мощностью 6000 л. с. (2×3000 л. с.) односекционными.

Повышение секционной мощности ведет к снижению расходов на собственное передвижение тепловозов, их ремонт, увеличивается возможная длина составов, сокращаются необходимые экипировочные и ремонтные площади и т. д. Современным тепловозостроением достигнуты секционные мощности в 4000 л. с. (с одним дизелем в секции) и 6600 л. с. (восьмиосный, два дизеля, повышенные нагрузки от оси на рельс, в США). Отечественным тепловозостроением осваивается выпуск тепловозов с секционной мощностью 4000 л. с. (с одним дизелем) и ведется подготовка к выпуску тепловозов с секционной мощностью 6000 л. с. (при одном дизеле). Число дизелей, устанавливаемых в каждой секции (один или два), зависит от требуемой секционной мощности, величины номинальной мощности дизелей, выпускаемых промышленностью, типа и характеристик силовой передачи. Практика эксплуатации тепловозов показала, что экономически более целесообразно иметь в секции тепловоза один дизель (меньшие расходы на ремонт, более удобное обслуживание, меньше занимает места при практически одном и том же расходе топлива). Однако к постановке двух дизелей в одной секции прибегают в случаях, когда необходимая секционная мощность больше, чем номинальная мощность дизелей, выпускаемых промышленностью, или по условиям специфики применяемых силовых передач.

В случае постановки двух дизелей в секции и ограниченной допускаемой нагрузки от оси тепловоза на рельс выбирают быстроходные дизели, отличающиеся более низкими значениями удельных весов и меньшими габаритными размерами.

Эффективная мощность дизеля зависит от его геометрических и режимных параметров:

$$N_e = \frac{\pi D^2 s z n p_e}{0,9 i} \text{ л. с.}, \quad (2)$$

где D — диаметр цилиндра дизеля, м;

s — ход поршня, м;

z — число цилиндров в двигателе;

n — частота вращения коленчатого вала, об/мин;

p_e — среднее эффективное давление за цикл, кгс/см²;

i — тактность дизеля.

Величина максимальной единичной мощности тепловозных дизелей определяется их допустимыми габаритами (D , s , z), быстроходностью (n , s), целесообразной степенью форсированности рабочего процесса (p_e) и достигает для серийно выпускаемых дизелей 4000 л. с. (табл. 3). Мощность опытных тепловозных дизелей достигает 6000—6300 л. с.

Диаметры цилиндров построенных тепловозных дизелей находятся в пределах 150—300 мм. Повышение быстроходности дизелей сопряжено со снижением диаметра цилиндров (табл. 3). Мощные (3000 л. с. и более) быстроходные дизели ($n = 1500 \div 1600$ об/мин) имеют диаметры цилиндров 200—230 мм.

Характеристика отечественных и некоторых зарубежных тепловозных дизелей

Таблица 3

Страна, завод-изготовитель (фирма)	Марка дизеля	Обозначение по ГОСТу	Мощность N_e э. л. с.	Частота враще- ния n , об/мин	Среднее эффек- тивное давление P_e , кгс/см ²	Средняя скорость поршня c_p , м/с	Удельные расходы		Вес двигателя		Срок службы		Габаритные размеры		
							топлива g_t , г/э. л. с. ч	масла g_m , г/э. л. с. ч	общий, кгс/э. л. с. ч	Удельный, кгс/э. л. с. ч	до 1-й перебор- ки, ч	до капи- тального ремонта, ч	длина L , мм	ширина B , мм	высота H , мм
СССР	2Д100	$10ДН_{25,4 \times 2}^{20,7}$	2000	850	6,23	7,2	175	...	19,0	9,5	...	...	6015	1440	3110
	10Д100	$10ДН_{25,4 \times 2}^{20,7}$	3000	850	9,35	7,2	168	3,0	17,0	...	4000	...	6182	1730	3210
Харьковский завод транс- портного машиностроения им. Малышева	Д70	$16ЧН_{27}^{24}$	3000	1000	13,8	9,0	$150+5$	2,85	14,5	4,83	3500	20 000	5560	1610	2470
	ЗД70	$16ЧН_{27}^{24}$	4000	1000	18,4	9,0	$150+5$	...	14,7	4,6	...	...	5560	1610	2470
Коломенский тепловозост- роительный завод им. Куй- бышева	11Д45	$16ДН_{30}^{23}$	3000	750	9,1	7,5	$170+5$	4,0	13,75	4,58	4000	26 000	4347	1950	2600
	14Д40	$12ДН_{30}^{23}$	2000	750	8,1	7,5	$167+5$	...	9,5	4,75	...	...	3725	1730	2190
	6Д49	$8ЧН_{26}^{26}$	1200	1000	9,8	8,67	154	3,5	8,8	7,34	4000	28 000	2640	1370	2294
	5Д49	$16ЧН_{26}^{26}$	3000	1000	12,2	8,67	150	2,5	15,5	5,17	4000	26 000	4853	1550	2780
	2-5Д49	$16ЧН_{26}^{26}$	4000	1000	16,3	8,67	155	2,5	—	—	4000	26 000	4902	1550	2780
Пензенский дизелестроитель- ный завод	2Д50М	$6ЧН_{33}^{31,8}$	1000	740	7,74	8,15	167	...	17,05	17,05	...	...	5192	1467	2478
	ПД2	$6ЧН_{33}^{31,8}$	1200	750	9,17	8,25	165	...	16,1	13,4	...	...	5192	1467	2478

Ленинградский завод «Звезда»	M756	$12CH_{20}^{18}$	1000	1500	9,62	10,5	170	...	1,8	1,8	...	...	2420	1120	1480
	M753	$12CH_{20}^{18}$	750	1400	7,72	9,33	...	...	...	...	...	...	2370	1085	1200
	1Д12—400	$12CH_{18}^{15}$	400	1600	5,8	9,6	180	...	1,9	4,75	...	...	1560	856	1075
		$12CH_{18}^{18}$													
США Дженерал Моторс	20—645E3	$20ДН_{25,4}^{23,02}$	$\frac{3225}{3600}$	$\frac{800}{900}$	$\frac{8,71}{8,65}$	$\frac{6,8}{7,63}$	$\frac{168}{170}$	...	19,3	$\frac{6,0}{5,37}$	...	~18 000	6400	1702	3050
	16—645E3	$16ДН_{25,4}^{23,02}$	3300	950	9,35	8,05	...	...	...	...	...	...	5461	1702	2489
	251F	$16CH_{26,67}^{22,86}$	3900	1100	18,34	9,8	161	...	19,2	4,92	...	...	5000	1550	2440
	FDL—16	$16CH_{26,67}^{22,86}$	3600	1050	17,8	9,34	...	...	...	...	...	...	4902	1727	2235
Англия Инглиш Электрик Растон Паксман Мирлис	16CSVT	$16CH_{30,5}^{25,4}$	4180	900	16,9	9,15	...	...	21,8	5,2	...	...	5970	1680	2370
	VRP—200	$16CH_{19,7}^{21,6}$	3000	1500	17,4	10,8	...	...	6,370	3,175	...	...	2600	1350	2060
	161SS	$16CH_{24,76}^{26,67}$	3000	900	14,6	8,0	...	...	...	...	...	...	5182	1829	2362
Франция СЕМТ-Пильстик	РА4—200	$18CH_{21}^{20}$	3150	1500	15,9	10,5	164	...	8,62	2,7	6000	24 000	3426	1702	1863
	РА6—280	$18CH_{29}^{28}$	6300	1050	16,8	10,15	165	1,0	26,75	4,25	6000	24 000	5050	1780	2480
САЦМ То же	AG0230 V16ESHR	$16CH_{22}^{23}$	3600	1350	16,0	9,9	160	2	14,8	4,1	...	...	4200	1750	2120
	AG0240	$20CH_{24}^{24}$	5000	1350	16,4	9,9	...	...	18,0	$\frac{3,6}{3,27}$	...	...	5000	1800	2120
	V20ESHR	$20CH_{23}^{23}$	5500	1400	$\frac{17,2}{17,2}$	$\frac{10,28}{10,28}$	...	...	...	...	...	...	...	...	...

Продолжение

Страна, завод-изготовитель (фирма)	Марка дизеля	Обозначение по ГОСТу	Мощность N_e , э. л. с.	Частота враще- ния n , об/мин	Среднее эффек- тивное давление p_e , кгс/см ²	Средняя скорость поршня c_m , м/с	Удельные расходы			Вес двигателя		Срок службы		Габаритные размеры		
							топлива $g_{т/э}$, л. с. ч	масла g_m , л/э. л. с. ч	общий, тс	удельный, кгс/э. л. с. ч	до 1-й перебор- ки, ч	до капи- тального ремонта, ч	длина L , мм	ширина B , мм	высота H , мм	
ФРГ Майбах—Мерседес—Бенц То же Даймлер—Бенц Майбах	MB 12V956	$^{23}_{12}CH^{23}_{23}$	3000	1500	15,7	11,5	155	2	7,87	2,62	...	...	2611	1526	2476	
	MB 16V956	$^{23}_{16}CH^{23}_{23}$	4000	1500	15,7	11,5	—	2	10,65	2,66	...	...	3424	1526	2535	
	MB 839Bb	$^{19}_{16}CH^{23}_{23}$	2100	1500	12,1	11,5	157	3	7,1	3,38	3 000	20 000	3110	1740	2265	
	MD 865	$^{18,5}_{16}CH^{20}_{20}$	2500	1600	16,4	10,65	..	...	5,5	2,2	...	...	2770	1495	2235	
Италия ФИАТ То же	2116SSF	$^{21}_{16}CH^{23}_{23}$	3000	1500	14,1	11,5	161	...	9,4	3,13	...	...	...	...	...	
	A 2316SS	$^{23}_{16}CH^{27}_{27}$	3600	1100	16,4	9,9	...	...	...	...	...	...	4790	1700	2250	
	A 2320SS	$^{23}_{20}CH^{27}_{27}$	4500	1100	16,4	9,9	..	...	...	...	...	...	6660	1700	2200	
Швейцария Зульцер	16LVA24	$^{24}_{16}CH^{28}_{28}$	4000	1050	16,9	9,8	160	...	18,5	4,63	10 000	...	4200	1625	2480	

Мощные дизели с частотой вращения $n = 1000 \div 1100$ об/мин характеризуются диаметрами цилиндров 230—280 мм*.

Ход поршня ($s = 200 \div 300$ мм) выбирается таким образом, чтобы для четырехтактных дизелей отношение $\frac{s}{D} \approx 1 \div 1,25$, а для двухтактных — $\approx 1,1 \div 1,3$. В двигателях средней быстроходности обычно реализуются повышенные отношения $\frac{s}{D}$, так как при прочих равных условиях уменьшается диаметр цилиндров, нагрузка на детали кривошипно-шатунного механизма, несколько улучшается рабочий процесс, но увеличивается высота двигателя. При отношении $\frac{s}{D}$, равном или близком к единице, удается реализовать повышенные мощности при более умеренной величине среднего эффективного давления p_e .

Частота вращения коленчатого вала для четырехтактных тепловозных дизелей находится в пределах 750—1600 об/мин, а для двухтактных, в силу их большей тепловой напряженности, в диапазоне 650—1000 об/мин. При заданной величине хода поршня частота вращения коленчатого вала определяет величину средней скорости поршня ($c_m = \frac{sn}{30}$ м/с), являющейся мерой степени быстроходности дизеля и одним из основных параметров, влияющих на его моторесурс. Тепловозные дизели относятся к группам средней быстроходности ($c_m = 6 \div 9$ м/с) и быстроходным ($c_m = 9 \div 13$ м/с).

В отечественном тепловозостроении преимущественное применение находят дизели средней быстроходности (2Д100, 10Д100, 11Д45, 14Д40, Д49, Д70), но на тепловозах с гидропередачей применяются и быстроходные (М756А, М753, 1Д12—400).

В тепловозостроении ряда европейских стран (Франция, ФРГ, ГДР, частично Англия) широкое применение находят быстроходные дизели ($c_m = 9 \div 11,5$ м/с, $n = 1500 \div 1600$ об/мин), что объясняется стремлением к созданию тепловозов с высокой секционной мощностью при ограниченной величине нагрузки от оси тепловоза на рельс (17—20 тс), а также особенностями применяемых типов силовых передач. При этом, рядом конструктивных и технологических мероприятий (упрочнение шеек коленчатых валов закалкой и азотированием, хромирование верхних компрессионных поршневых колец, втулок цилиндров и др.) стремятся поддержать необходимую величину моторесурса; многие зарубежные фирмы гарантируют величину моторесурса быстроходных тепловозных дизелей от 12 до 20 тыс. ч. В тепловозостроении США преимущественное применение находят дизели средней быстроходности ($c_m = 6,7 \div 10$ м/с, $n = 720 \div 1100$ об/мин), как правило, с большим моторесурсом, но и более тяжелые. Это объясняется высокой величиной максимальной допускаемой нагрузки от оси на рельс.

Двухтактные тепловозные дизели выполняются со средней быстроходностью ($c_m = 6,7 \div 8,5$ м/с), что обеспечивает необходимый моторесурс при высокой тепловой напряженности этих дизелей.

Практика эксплуатации тепловозов, а также технико-экономические расчеты показывают, что в случае, когда применение быстроходных дизелей не оправдывается весовыми и габаритными соображениями или особенностями передачи к движущим осям, целесообразнее применять дизели средней быстроходности, так как при этом снижаются приведенные годовые эксплуатационные расходы. Ограничения по величине средней скорости поршня, связанные с ее решающим влиянием на моторесурс двигателя, приводят к необходимости снижения отношения $\frac{s}{D}$ для мощных и относительно быстроходных дизелей.

Число цилиндров в тепловозных дизелях колеблется в зависимости от реализуемой мощности от 6 до 20. Современные мощные тепловозные дизели (3000 и 4000 л. с.) в большинстве случаев имеют 16 цилиндров. Однако появляются и дизели в восемнадцати- и двадцатичилиндровом исполнении (тепловоз-

* Возможно, что дальнейшее увеличение мощности приведет к увеличению D и s .

ный двухтактный дизель с клапанно-щелевой продувкой фирмы Джeneral Моторс 64ЕЗ, французский четырехтактный дизель AGO240V20 ESHR). Такое число цилиндров следует считать предельным (большая длина дизеля, затруднения при конструировании коленчатых валов, опасность возникновения крутильных колебаний, неудобства при обслуживании и ремонте). Для четырехтактных дизелей, исходя из оптимальных условий уравнивания и необходимой равномерности хода, обычно применяют четное число цилиндров (6, 8, 10, 12, 16, 18, 20). Если число цилиндров от 6 до 10, то применяют рядное их расположение, а при большем числе — V-образное расположение, при котором существенно уменьшается общая длина и высота дизеля, но несколько увеличивается ширина. При ориентировочном выборе числа цилиндров тепловозных дизелей можно исходить из максимальной достигнутой цилиндровой мощности: для четырехтактных дизелей — 250—350 л. с., для двухтактных с противоположно движущимися поршнями — 300 л. с., для двухтактных с клапанно-щелевой продувкой — 200 л. с.

Удельный вес тепловозных дизелей $\frac{P_d}{N_{ен}}$ (P_d — сухой вес дизеля, кгс, $N_{ен}$ — развиваемая дизелем эффективная мощность на номинальном режиме, л. с.) является одним из основных показателей и характеризует не только эффективность использования металла, но и пригодность данного дизеля для использования в качестве силовой установки локомотива.

Можно показать, что расчетная скорость (см. главу III)

$$v_{п} = \frac{270 \beta \eta_{п}}{\left(\frac{P'}{b N_{ен}} + \frac{P_d}{N_{ен}} \right) \psi_k} \text{ км/ч,}$$

где $N_{ен}$ — номинальная единичная эффективная мощность дизеля, л. с.;
 P' — расчетный вес одной секции тепловоза за вычетом сухого веса установленных в ней дизелей, кгс;
 P_d — сухой вес дизеля, кгс;
 ψ_k — величина расчетного коэффициента сцепления.

Таким образом, при заданном общем весе тепловоза, максимальное значение которого определяется величиной допустимой нагрузки от оси на рельс и целесообразным числом осей, снижение удельного веса дизеля приводит к увеличению расчетной скорости.

Исследования, проведенные ЦНИИ МПС, показали, что для перспективных мощных грузовых тепловозов удельный вес дизелей должен быть 4—4,5 кгс/л. с., а для пассажирских — 2,5—3 кгс/л. с.

Для оценки габаритных размеров дизелей применяют такой показатель, как **удельный объем** (объем, подсчитанный по габаритным размерам и отнесенный к эффективной мощности на номинальном режиме).

Среднее эффективное давление (p_e , кгс/см²) является одним из основных комплексных показателей, который характеризует степень форсирования рабочего процесса, а также степень совершенства конструкции и качества изготовления дизеля. Величина среднего эффективного давления

$$p_e = 0,0427 \frac{Q_n^p}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_{п} \eta_{м} \gamma_v \text{ кгс/см}^2, \quad (3)$$

где Q_n^p — теплота сгорания топлива по низшему пределу, ккал/кг;
 L_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сжигания 1 кг топлива, кг;
 η_i — индикаторный к. п. д. дизеля;
 α — реализуемый коэффициент избытка воздуха;
 $\eta_{п}$ — коэффициент наполнения цилиндров дизеля, отнесенный к параметрам перед впускными органами;
 $\eta_{м}$ — механический к. п. д. дизеля;
 γ_v — плотность воздуха перед впускными органами, кг/м³.

Возможность увеличения p_e за счет изменения качества применяемого топлива (Q_n^p, L_0), совершенствования рабочего процесса ($\frac{\eta_i}{\alpha}, \eta_n$) и конструкции дизеля (η_m) довольно ограничены. Существенного увеличения p_e достигают за счет повышения γ_v при применении наддува дизелей.

Для построенных четырехтактных тепловозных дизелей без наддува и двухтактных дизелей величина $p_e = 5 \div 10$ кгс/см², а для четырехтактных дизелей с наддувом достигла 16—18 кгс/см². Ведутся исследовательские работы, направленные на повышение среднего эффективного давления до 20 кгс/см² и более.

Увеличение среднего эффективного давления в современных тепловозных дизелях достигается применением высоких степеней наддува, характеризующихся величиной давления наддувочного воздуха $p_k = 2 \div 3$ кгс/см² в комбинации с его охлаждением, что способствует увеличению не только γ_v , но и коэффициента наполнения цилиндров η_n . Повышение мощности дизелей за счет применения высоких степеней наддува и охлаждения наддувочного воздуха, хотя и сопряжено с некоторым усложнением конструкции, но сопровождается резким улучшением технико-экономических показателей на номинальном режиме (цилиндровая мощность, удельные веса и объемы, в некоторых случаях — удельные расходы топлива) и потому является **основным направлением в развитии тепловозных дизелей**.

Одновременно повышение величины среднего эффективного давления дизелей при газотурбинном наддуве сопровождается рядом отрицательных явлений — ограничением максимально возможных мощностей при частоте вращения коленчатого вала меньшей номинальной (из-за резкого уменьшения коэффициента избытка воздуха и, следовательно, повышения температурной напряженности), ухудшением приемистости (из-за значительной инерционности турбокомпрессора), ухудшением показателей переходных режимов при увеличении нагрузки (увеличение времени, дымление, свидетельствующее о нарушении нормального процесса горения топлива из-за снижения коэффициента избытка воздуха), снижением коэффициента приспособляемости (отношение максимального крутящего момента, развиваемого двигателем по внешней скоростной характеристике, к величине момента на номинальном режиме). Эти обстоятельства заставляют осторожно подходить к повышению номинальной мощности тепловозных дизелей за счет повышения давления наддувочного воздуха, так как тепловозные дизели преимущественно работают на режимах частичных нагрузок, а переходные режимы составляют существенную часть их общего времени работы (особенно для маневровых тепловозов). На некоторых тепловозах средней мощности в США при высоких допускаемых нагрузках от оси на рельс применяются дизели без турбонагнетателей, что приводит к снижению эксплуатационных расходов (главным образом, на ремонт) и упрощению цепей управления.

В целях улучшения показателей работы тепловозных дизелей, с повышенными степенями наддува, на режимах частичных нагрузок и переходных режимах разрабатывается ряд мероприятий, направленных на согласование параметров наддува и топливоподачи, улучшение приемистости турбонагнетателей, увеличение давления наддува во время переходных процессов и ряд других. Введением регулируемого наддува возможно получить существенное улучшение характеристик тепловозных дизелей. Различные системы регулируемого наддува проходят стадию экспериментальных исследований.

Тактность дизелей существенно влияет на их технико-экономические показатели. Формальное толкование формулы (2) приводит к выводу, что при равных геометрических характеристиках, степени форсированности процесса (p_e) и частоте вращения коленчатого вала мощность двухтактного дизеля в два раза выше, чем четырехтактного. Однако особенности двухтактного процесса (большая тепловая напряженность, невозможность осуществления чисто газотурбинного наддува, повышенные удельные расходы воздуха и отводы тепла в воду и масло) не позволяют достигнуть такой же быстроходности и форсированности

процесса (p_e), при приемлемой величине моторесурса и степени эксплуатационной надежности, как при четырехтактном процессе. На современном этапе развития дизельной техники в диапазоне реализуемых в тепловозных дизелях мощностей четырехтактные и двухтактные дизели имеют практически одинаковые весовые и габаритные удельные показатели.

Особенности четырехтактного процесса (меньшая тепловая напряженность, меньшие удельные расходы воздуха и теплоотводы в воду и масло, отсутствие окон в цилиндрических втулках, меньшие удельные расходы топлива) позволяют считать, что четырехтактные дизели в большей мере отвечают требованиям, предъявляемым к силовым установкам локомотивов (большая эксплуатационная надежность и моторесурс, большая топливная экономичность), чем двухтактные.

В западноевропейском тепловозостроении преимущественно применяются четырехтактные дизели, а в США — как двухтактные (на тепловозах, выпускаемых предприятиями фирмы Джeneral Моторс), так и четырехтактные (фирмы Алко). Двухтактные двигатели имеют прямоточную клапанно-щелевую продувку (модели 567Д, 645Е) или противоположно движущиеся поршни (дизели фирмы Фербенкс — Морзе). Распространение на тепловозах США двухтактных дизелей вероятно объясняется фирменными традициями и спецификой межфирменных связей.

На отечественных магистральных тепловозах преимущественное распространение получили двухтактные дизели (2Д100, 10Д100, 11Д45, 14Д40), что объясняется не их преимуществами, а возможностями дизелестроительной промышленности на прошедшем этапе тепловозостроения. Достаточно длительная эксплуатация тепловозов на дорогах Советского Союза выявила и подтвердила недостатки двухтактных дизелей. Харьковским и Коломенским тепловозостроительными заводами ведутся подготовительные работы к серийному выпуску мощного ряда четырехтактных тепловозных дизелей, обеспечивающего потребности транспорта.

Удельный расход топлива

$$g_e = \frac{632\,300}{\eta_e Q_n^p} \text{ г/э. л. с. ч}$$

практически вследствие незначительных колебаний в величине теплоты сгорания дизельных топлив по низшему пределу Q_n^p является величиной, обратной эффективному к. п. д. дизеля η_e , и в значительной степени влияет на экономику тепловозной тяги, так как расходы на топливо в общих затратах локомотивных служб достигают 40—45%. Обычно сравнение тепловой экономичности дизелей ведется по удельному расходу топлива на номинальном режиме работы, что достаточно справедливо для стационарных и судовых силовых установок.

Как показывают специальные исследования, дизели грузовых тепловозов работают на номинальном или близком к нему режиме 10—20% всего времени, на мощности в 30—60% от номинальной—40—50% и на холостом ходу 30—35%. Ввиду этого при сравнении тепловой экономичности тепловозных дизелей следует принимать во внимание расход топлива на холостом ходу (в весовых единицах за единицу времени) и удельный расход топлива на рабочих режимах, реализуемых в эксплуатационных условиях.

Среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива может быть определен по формуле

$$g_e^3 = \frac{g_{e \text{ ном}} \sum_1^{пк} \nu t_o N_e + 60 \sum_0^{пк} g_x t_{ox}}{\sum_1^{пк} N_e t_o},$$

где $g_{e \text{ ном}}$ — удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме;
 g_x — расход топлива на холостом ходу;
 $пк$ — позиции контроллера;
 v — поправочный коэффициент расхода топлива на данной позиции контроллера;

t_o, t_{ox} — относительное время работы на режимах тяги и на холостом ходу.

Минимальные удельные расходы топлива тепловозных четырехтактных дизелей достигают 147—150 г/э. л. с. ч, а двухтактных — 160—170 г/э. л. с. ч (рис. 9). Для двухтактных дизелей удельные расходы топлива на 10—20 г/э. л. с. ч выше, чем для четырехтактных.

Для тепловозных дизелей особое значение имеет **величина удельного теплоотвода** в охлаждающую воду и масло, определяющая весовые и габаритные характеристики систем охлаждения. Четырехтактные дизели, как правило, отличаются от двухтактных меньшими величинами удельных теплоотводов, что создает предпосылки для создания более компактных систем охлаждения. Так, суммарный теплоотвод в воду и масло в четырехтактном дизеле Д70 на номинальном режиме на 25% меньше, чем в двухтактном дизеле 10Д100 той же мощности.

Удельный расход смазки тепловозными дизелями зависит от степени их конструктивной и технологической отработки, качества смазки, режима работы и находится в пределах 1—4 г/э. л. с. ч. Снижению расхода смазки уделяется большое внимание, так как стоимость смазки обычно в 3—4 раза выше, чем стоимость топлива. Лучшие тепловозные дизели характеризуются расходами смазки в 1—1,5 г/э. л. с. ч.

Моторесурс тепловозного дизеля (количество часов работы дизеля между очередными капитальными ремонтами) является одним из важнейших технико-экономических показателей. Иногда моторесурс тепловозных дизелей выражают величиной пробега тепловоза между капитальными ремонтами. Величина моторесурса главным образом определяется износом коленчатого вала и цилиндровых втулок дизеля. Долговечность работы дизеля также характеризуется устанавливаемым числом часов работы дизеля (или пробегом тепловоза в км) между вскрытиями цилиндров для освидетельствования и замены изнашиваемых деталей поршней и шатунов (компрессионные поршневые кольца, шатунные вкладыши и т. д.).

Величину моторесурса устанавливают заводы-изготовители на основании специальных стендовых и эксплуатационных испытаний дизелей. Для выполненных тепловозных дизелей моторесурс колеблется в широких пределах от 6000 до 25 000 ч. Желательно ведение моторесурса тепловозных дизелей до величины, обеспечивающей пробег между капитальными ремонтами тепловоза в 800 000—1 000 000 км. Повышение моторесурса и надежности тепловозных дизелей проводится за счет усовершенствования конструкции, применения более совершенных материалов, улучшения технологии изготовления и ремонта, применения прогрессивных видов термической и термохимической обработки, покрытий, улучшения качества топлива и смазки.

Перечисленные технико-экономические показатели не являются универсальными и характеризуют лишь отдельные свойства дизелей.

Комплексным показателем, наиболее полно характеризующим тепловозные дизели, является **стоимость единицы работы** (10^4 ткм brutto перевозимого груза), выполняемой тепловозами с данным типом дизеля.

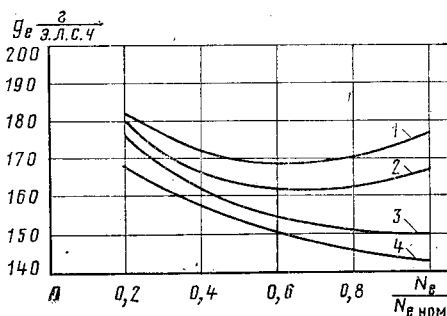


Рис. 9. Изменение удельного эффективного расхода топлива дизелей типов Д70 и Д100 на режимах генераторной характеристики:

1 — 2Д100; 2 — 10Д100; 3 — Д70 ($N_{e \text{ ном}} = 3000$ л. с.; $n = 1000$ об/мин); 4 — 12Д70 ($N_{e \text{ ном}} = 2000$ л. с.; $n = 850$ об/мин)

6. Мощностные ряды тепловозных дизелей

Под мощностным рядом понимается совокупность тепловозных дизелей, имеющих цилиндры одной размерности и максимально возможную унификацию деталей, диапазон мощностей которых полностью или частично соответствует мощностному ряду тепловозов как эксплуатирующихся на железнодорожном транспорте, так и намечаемых на перспективу. Создание мощностных рядов дизелей возможно за счет варьирования числом цилиндров, скоростью вращения коленчатого вала, расположением цилиндров (рядное, V-образное), степенью наддува (в диапазоне от безнаддувных дизелей до дизелей, имеющих давление наддува $p_k = 2,5 \text{ кгс/см}^2$ и выше, что позволяет реализовать средние эффективные давления $p_e = 5 \div 18 \text{ кгс/см}^2$) и степенью охлаждения на ддувочного воздуха.

Ряд дизелей может иметь значительный диапазон по мощности. Так, например, подготавливаемые к выпуску тепловозные дизели типов Д70 и Д49 охватывают диапазон мощностей от 1200 до 4000 л. с. Ряд двухтактных тепловозных дизелей типа 567 (ДН $\frac{21,6}{25,4}$), выпускавшихся американской фирмой Джeneral Моторс, характеризуется мощностями от 650 до 2400 л.с.

Для всех модификаций дизелей данного мощностного ряда удастся унифицировать до 70—80 % узлов и деталей. Создание мощностных рядов дизелей, имеющих максимально возможную унификацию деталей и агрегатов, является основной линией развития современного дизелестроения, так как позволяет значительно снизить себестоимость эксплуатации тепловозов (уменьшение средств, вкладываемых в запасные части, снижение себестоимости всех видов ремонта, возможность сокращения номенклатуры используемых смазочных материалов).

7. Расположение и установка дизеля на тепловозе

Дизель на тепловозе располагают, учитывая: условия получения желаемого распределения нагрузок от осей на рельсы (обычно равномерное), оптимальную компоновку со всеми другими агрегатами, размещаемыми на тепловозе (минимальная длина водяных и масляных коммуникаций между охлаждающими устройствами и дизелем, минимальная длина и простота конструкции силовых приводов вспомогательных агрегатов, минимальная длина коммуникаций подвода воздуха и отвода продуктов сгорания), удобное и безопасное обслуживание.

Продольная ось дизеля совмещается с продольной осью тепловоза. Расположение дизеля на раме окончательно устанавливается при развеске тепловоза.

На тепловозах с электрической передачей дизель и главный генератор укрепляются на общей поддизельной раме (или подрамнике), крепящейся к раме тепловоза, или главный генератор прифланцовывается к торцовой части остова дизеля. Прифланцовка главных генераторов к остову дизеля является более эффективной, так как исключает расцентровку дизель-генераторной установки, а необходимость в специальном подрамнике — отпадает.

Безопасное обслуживание дизеля может быть обеспечено только при достаточно свободных боковых проходах между дизелем и внутренними стенками кузова тепловоза с учетом находящихся на них устройств (для тепловозов кузовного типа) или возможности размещения наружных боковых обходных площадок с соответствующими ограждениями (для тепловозов капотного типа).

При учебном проектировании возможность размещения выбранного типа дизеля в кузове тепловоза можно определить, пользуясь данными рис. 10. Чтобы ориентировочно установить габаритные размеры дизеля, можно воспользоваться следующими эмпирическими соотношениями.

Длина дизеля

$$L = (D + 160) K + C \text{ мм},$$

где D — диаметр цилиндра, мм;

$K=z$ — для рядных двигателей;

$K = \frac{z}{2}$ — для V-образных двигателей;

z — число цилиндров;

$C \approx 1000 \div 2500$ мм.

Ширина дизеля

$$B = As \text{ мм}.$$

Здесь s — ход поршня, мм;

$A = 3,7 \div 6,0$ — для рядных двигателей;

$A = 5,5 \div 7,4$ — для V-образных двигателей.

Высота двигателя от оси коленчатого вала

$$H_0 = as \text{ мм},$$

где $a = 3,9 \div 4,6$ — для рядных двигателей;

$a = 3,35 \div 7,7$ — для V-образных двигателей;

$a = 9,3 \div 9,8$ — для двухтактных двигателей с противоположно движущимися поршнями.

Ширина бокового прохода должна быть 70—80 см (не менее 500 мм). При детальном проектировании обеспечение боковых проходов проверяется, как это показано на рис. 11, в нескольких, наиболее загроможденных, поперечных сечениях тепловоза.

Дизель или дизель-генератор, укрепленный на раме тепловоза, передает на нее ряд сил и является источником возникновения вибраций различной частоты, которые могут неблагоприятно воздействовать на локомотивную бригаду, а также сказываться на прочности рамы и кузова тепловоза. С другой стороны, через раму тепловоза на дизель передаются динамические нагрузки, возникающие от наличия неровностей пути и деформации рамы.

При работе дизеля возникает реактивный момент, равный по величине активному крутящему моменту на коленчатом валу, стремящийся опрокинуть двигатель. Так как крутящий момент на коленчатом валу дизеля периодически колеблется по своей величине, то он может вызывать вибрации относительно высокой частоты, которые особенно неблагоприятно воспринимаются организмом человека. При расчете крепления дизеля к раме следует учитывать не только величину реактивного момента, но и величину момента, стремящегося опрокинуть двигатель, от центробежной силы, возникающей при прохождении кривых участков пути и приложенной к его центру тяжести.

При ускорениях и замедлениях (торможении) тепловоза в продольной плоскости возникает инерционная сила и ее момент, стремящиеся сдвинуть и опрокинуть двигатель. При расчете вибраций, возникающих при работе двигателя, учитываются неуравновешенные силы инерции и их мо-

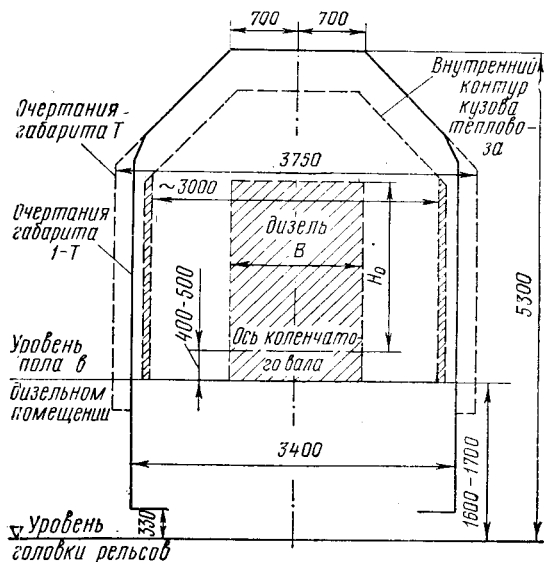


Рис. 10. Размещение дизеля в кузове

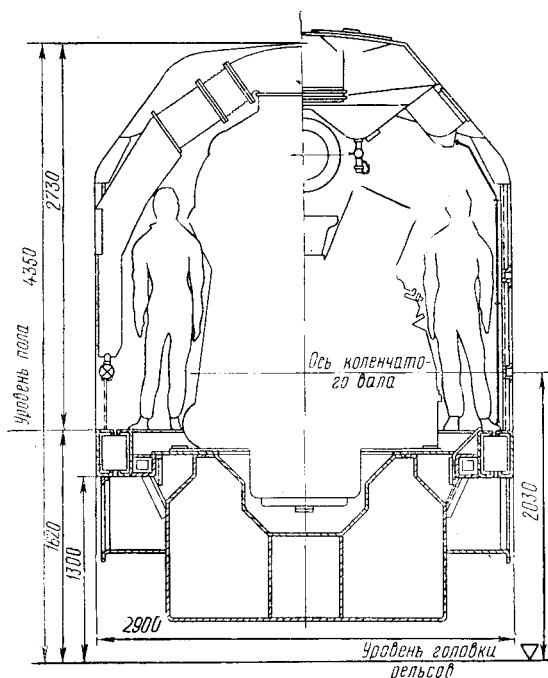


Рис. 11. Проход в дизельном помещении

печить одинаковую жесткость в вертикальном и горизонтальном направлениях. Двигатель опирается на раму тепловоза обычно в четырех точках.

Устройства крепления дизель-генераторных установок к раме тепловоза отличаются в зависимости от конструкций рамы тепловоза, поддизельной рамы, мощности и степени уравновешенности дизеля.

При установке дизель-генераторов 10Д100 на раме тепловозов ТЭ10 под генератор устанавливают пружинные опоры.

На тепловозе ТЭП60 дизель-генераторная группа смонтирована на подрамнике, который установлен на резино-металлических амортизаторах, соединенных с рамой тепловоза. Амортизаторы, воспринимающие силы и моменты от дизель-генератора, препятствуют его сдвигу в продольном и поперечном направлениях и уменьшают как вибрации силовой установки, передаваемые на раму, так и влияние ударов и деформаций со стороны рамы тепловоза на дизель-генераторную группу.

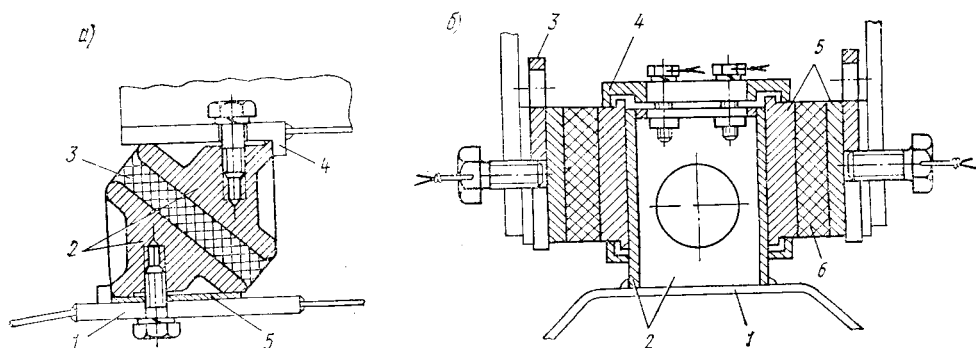


Рис. 12. Опорный и упорный резино-металлические амортизаторы дизель-генераторной установки тепловоза ТЭП60:

а — опорный амортизатор: 1 — рама тепловоза; 2 — стальные элементы амортизатора; 3 — резиновый элемент амортизатора; 4 — подрамник; 5 — регулировочные пластины; б — упорный амортизатор: 1 — рама тепловоза; 2 — упор; 3 — регулировочная планка; 4 — стопорная планка; 5 — стальные элементы амортизатора; 6 — резиновый элемент амортизатора

Двадцать опорных амортизаторов (рис. 12, а) расположены вдоль дизель-генератора (по 10 шт. с каждой стороны). Под дизелем устанавливаются 12 амортизаторов (по 6 шт. с каждой стороны), а под генератором — 8 шт. (по 4 шт. с каждой стороны в два ряда). Под частью дизеля, примыкающей к генератору и ближе к продольной оси тепловоза, установлены четыре упорных амортизатора (рис. 12, б). Амортизаторы состоят из трех элементов: двух стальных и одного резинового (толщиной 30 мм), находящегося между ними. Стальные элементы соединены с резиновыми вулканизацией. Резина — синтетическая, масло- и морозостойкая, способная работать в диапазоне температур от — 30 до + 70° С. Для выравнивания положения опорных амортизаторов применяются регулировочные пластины 5 (см. рис. 12, а) — до четырех пластин под каждый амортизатор, а для регулирования упорных амортизаторов — регулировочные планки 3 (см. рис. 12, б).

В случае выпуска дизелестроительной промышленностью нескольких конструктивных модификаций тепловозных дизелей на одну и ту же мощность — конструкции фундаментной рамы или блок-картера дизелей должны допускать их постановку на раму тепловозов соответствующей мощности.

8. Санитарно-гигиенические требования

Работа тепловозных дизелей сопровождается вибрацией отдельных деталей и узлов, передающейся на раму и кузов тепловоза, значительным шумом, отдачей тепла в окружающую атмосферу, загрязнением атмосферы внутренних помещений, а также наружного воздуха продуктами сгорания. Все это создает неблагоприятную обстановку для работы локомотивной бригады, а в отдельных случаях может отрицательно влиять на состояние здоровья людей. Шумность, температурный уровень и степень загрязненности атмосферы внутренних помещений тепловоза регламентируются типовыми требованиями по технике безопасности и производственной санитарии для проектируемых и построенных локомотивов [10].

Основным источником шума на работающем тепловозе является дизель. Причиной возникновения шума служат: вибрации поверхностей деталей двигателя, вызываемые периодическими ударами поршней о стенки цилиндров, воздействием на стенки цилиндров импульсов давления и ударных волн, возникающих при сгорании топлива, соударениями в подвижных сочленениях деталей кривошипно-шатунного механизма и других узлов двигателя, а также звуковые колебания, вызываемые потоками воздуха, всасываемого двигателем, и отработавших газов, выходящих из двигателя.

Уровень шума оценивается в децибелах по формуле

$$\beta = 20 \lg \frac{p}{p_0} = 10 \lg \frac{I}{I_0},$$

где p — измеряемое звуковое давление;

I — измеряемая сила звука;

$p_0 = 2 \cdot 10^{-10} \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ — звуковое давление на пороге слышимости;

I_0 — сила звука на пороге слышимости.

Силой (интенсивностью) звука называют количество энергии, которое приносит звуковая волна в единицу времени через единицу поверхности. Общий уровень шума отечественных тепловозных дизелей, замеренный непосредственно у их блоков, во время работы на номинальном режиме находится в пределах 112—120 дБ (при уровне шума 105 дБ почти неразличимы слова, громко сказанные прямо в ухо). Из машинного отделения в кабину машиниста шум проникает непосредственно по воздуху (воздушный шум), по всей конструкции в виде вибраций (структурный шум) и косвенным путем (через внешнюю воздушную среду), несколько ослабляясь в зависимости от применения звукоизолирующих средств. На отечественных тепловозах шум в кабине достигает 90—

106 дБ (при работе дизеля на номинальном режиме и скорости тепловоза 60 — 70 км/ч).

Допускаемые уровни шума в кабине машиниста должны быть:

При частоте до 350 Гц	90 дБ
» » 360—800 Гц	не более 75 дБ
» » свыше 800 Гц	70 дБ

Превышение этих норм шумности приводит к общему раздражению и утомлению нервной системы человека и даже временной потере слуха. Однако достижение необходимого уменьшения уровня шума связано со значительными техническими трудностями. Считают, что высшим пределом, который может быть допущен в порядке исключения, является уровень шума в 105 дБ.

Уменьшение шума достигается применением более совершенных конструкций силовых и вспомогательных агрегатов и противозумной изоляцией кузова и кабины машиниста.

Снижение шумности дизелей достигается уменьшением зазора между поршнем и втулкой цилиндра, уменьшением жесткости процесса сгорания, применением гидравлических компенсаторов зазоров газораспределительного механизма, шевронных зубчатых передач, лучшей уравновешенностью дизеля, постановкой глушителей на впускном воздушном и выпускном газовых трактах.

Чрезмерно большие вибрации локомотивных конструкций совместно с шумом приводят к преждевременной утомляемости членов локомотивной бригады, а при длительном воздействии могут вызвать заболевания (желудочные, сердечно-сосудистой системы и др.). Низкочастотные вибрации дизелей, вызывающие структурный шум, генерируются инерционными силами и их моментами, а также реактивным моментом, опрокидывающим дизель. Основная частота этих вибраций:

$$f_1 = \frac{n}{60} \text{ Гц},$$

где n — частота вращения коленчатого вала дизеля.

Уменьшение вибраций достигается лучшим уравниванием дизеля, сглаживанием колебаний крутящего момента на коленчатом валу и установкой дизеля на виброизолирующих устройствах. Для отвода газов и снижения температуры в дизельном помещении должен обеспечиваться 10—15-кратный обмен воздуха в час (кузовные тепловозы) вентилятором, имеющим также устройство для его подключения к стационарной сети (при депоковом ремонте).

Водяные, масляные и топливные трубопроводы дизеля должны обеспечивать плотность, устраняющую возможность попадания дизельного топлива, масла и антикоррозионных присадок на кожу обслуживающего персонала.

Вращающиеся части механизмов дизеля должны быть закрыты кожухами, а нагретые части, способные вызвать ожоги, — покрыты теплоизоляцией.

ТЯГОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ ТЕПЛОВЗОВ

9. Требования, предъявляемые к тяговой передаче тепловоза

Мощность локомотива на ободе движущих колес

$$N_K = \frac{F_K v}{270} \text{ л. с.},$$

где F_K — касательная сила тяги локомотива, кгс;
 v — скорость движения локомотива, км/ч.

Величина касательной силы тяги локомотива может ограничиваться сцеплением движущих колес локомотива с рельсом и мощностью силовой установки. Для предупреждения боксования локомотива сила тяги на ободе движущих колес не должна превосходить величины, при которой обеспечивается устойчивое сцепление между движущимися колесами и рельсом. Ограничение касательной силы тяги по сцеплению $F_{сц}$ (рис. 13) зависит от скорости движения локомотива.

Максимальное значение мощности локомотива определяется из условия движения поезда заданного веса по наиболее трудному участку профиля пути (руководящему уклону $i_p^{0/00}$) с заданной скоростью v_n . Вес поезда и скорость его движения на руководящем уклоне диктуются технико-экономическими соображениями.

Локомотивы стремятся проектировать таким образом, чтобы при заданной скорости на руководящем подъеме часовая касательная сила тяги F_K равнялась предельному значению $F_{сц}$, при котором обеспечивается устойчивое сцепление колес с рельсами (точка 2 на рис. 13). В этом случае расчетную скорость v_n называют **скоростью порога**. Для магистральных локомотивов целесообразно мощность, соответствующую скорости порога, сохранять постоянной при всех скоростях движения поезда, что обеспечивает минимальный удельный вес локомотива и максимальные технические скорости. При этом условии сила тяги F_K (линия 2—3) в диапазоне изменения скоростей от v_n до v_0 (максимальная скорость движения поезда по площадке) будет изменяться по кривой, имеющей форму гиперболы.

Если сила тяги изменяется по гиперболическому закону, то ее значения при скорости порога в несколько раз больше, чем при максимальной скорости на площадке. Величина отношения силы тяги локомотива при скорости порога к силе тяги при максимальной скорости на площадке определяется условиями движения (величинами v_n и v_0), родом службы тепловоза, удельной его мощностью.

Для обеспечения изменения силы тяги локомотива по гиперболе двигателя, передающий энергию на движущие колеса непосредственно или при помощи кинематической передачи с постоянным передаточным отношением, должен характеризоваться постоянством мощности в диапазоне частоты вращения коленчатого вала, соответствующей диапазону скоростей движения тепловоза от v_n до v_0 . При этом крутящий момент будет изменяться в зависимости от

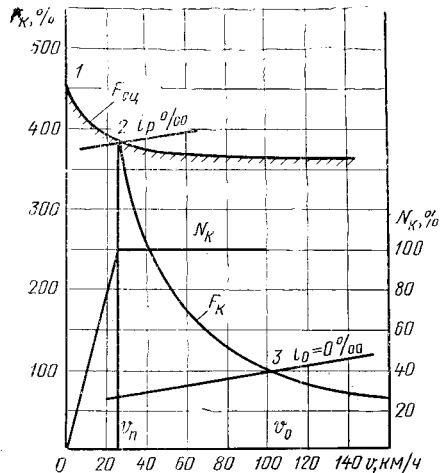


Рис. 13. Тяговая характеристика локомотива

скорости вращения коленчатого вала по гиперболическому закону. Однако у современных тепловозных дизелей мощность (по внешней характеристике) изменяется примерно пропорционально частоте вращения коленчатого вала и номинального значения достигает только при номинальной частоте вращения, а крутящий момент на валу двигателя по внешней характеристике изменяется незначительно; коэффициент приспособляемости (отношение величины максимального крутящего момента к его величине при номинальном режиме работы) в лучшем случае 1,15—1,25. Диапазон изменения частоты вращения коленчатого вала дизелей также не соответствует требуемому диапазону изменения скоростей магистральных тепловозов (от $v_{\text{н}}$ до v_0); наименьшая частота вращения коленчатого вала современных тепловозных дизелей по условиям устойчивого воспламенения топлива составляет $\frac{1}{3} \div \frac{1}{4}$ максимально допустимой в условиях эксплуатации (номинальной). Кроме того, тепловозный дизель не может быть пущен в ход под нагрузкой без постороннего источника энергии. Если дизель подбирать при непосредственной передаче по величине крутящего момента, необходимого для использования сцепного веса тепловоза при низких скоростях, то его номинальная мощность окажется в 5—6 раз больше номинальной мощности локомотива и такой дизель практически невозможно было бы разместить на тепловозе, а при скоростях движения, больших $v_{\text{н}}$, мощность дизеля использовалась бы только частично, что привело бы к резкому снижению его экономичности.

Несоответствие между требованиями к тяговой характеристике локомотива и свойствами современных тепловозных дизелей приводит к необходимости постановки на тепловозах специальных тяговых передач между дизелем и движущими колесами.

Для получения реальной тяговой характеристики тепловоза, максимально приближающейся к гиперболической, с учетом ряда других требований, предъявляемых к локомотивам, тяговые передачи должны обеспечивать:

гиперболический (или близкий к нему) характер изменения силы тяги при работе дизеля в узком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала с бесступенчатым и непрерывным ее изменением в широком диапазоне изменения скорости движения локомотива (от нулевой до конструктивной);

возможность длительной реализации максимальных значений силы тяги, близких к ограничению по сцеплению, в диапазоне от нулевой скорости до $v_{\text{н}}$;

реверсивность локомотива при нереверсивном двигателе и идентичность тяговых характеристик при переднем и заднем его ходе;

предотвращение боксования ведущих осей;

пуск дизеля на холостом ходу при помощи соответствующих вспомогательных средств, разъединение двигателя и движущих осей как на стоянке, так и при движении;

высокое значение к. п. д. тепловоза на всех режимах его работы и возможно большее использование мощности дизеля на его различных скоростных режимах;

управление по системе многих единиц с одного поста;

возможность полной автоматизации работы передачи и двигателя;

возможность работы в режиме торможения;

отсутствие воздействия динамических нагрузок на вал дизеля;

минимальный вес и габариты, низкую строительную стоимость, небольшую затрату дефицитных материалов при высокой эксплуатационной надежности, удобстве обслуживания локомотивов и минимальных эксплуатационных затратах.

В зависимости от способа и средств передачи энергии от дизеля к движущим осям тяговые передачи тепловозов могут быть: непосредственными, газовыми, механическими, электрическими и гидравлическими.

Непосредственными называются механические передачи с шатунно-рычажным или зубчатым механизмом, с постоянным передаточным отношением. Тепловозы с непосредственной передачей имели много существенных конструктивных и эксплуатационных недостатков, главным и наиболее принципиальным из которых являлось очень большое несоответствие между фактической и требуемой условиями эксплуатации тяговыми характеристиками. У тепловозов с непосредственной передачей сила тяги оставалась примерно постоянной во всем диапазоне изменения скоростей, так как крутящий момент на валу дизеля слабо меняется с изменением частоты вращения. Даже введение повышенного наддува при малой частоте вращения коленчатого вала не позволяло получить необходимую величину коэффициента приспособляемости. Это приводило к недостаточности силы тяги при трогании тепловоза с места и разгоне и избытку — при больших скоростях (недоиспользование двигателя). Тепловозы с непосредственной передачей применения не получили и имеют только исторический интерес.

Газовыми передачами называются системы устройств, предназначенные для передачи энергии от дизеля к движущим осям тепловоза при помощи газообразных тел (воздух, продукты сгорания топлива, водяной пар или смеси их), позволяющие трансформировать вращающий момент и частоту вращения вала главного дизеля.

Сравнительно низкое значение к. п. д. тепловоза (на низких и высоких скоростях), низкие динамические характеристики, громоздкость и большой вес устройств передачи послужили причиной отказа от нее.

10. Механические передачи

Механическими считаются передачи, состоящие из отдельных механических звеньев, главной муфты и многоступенчатой коробки передач, позволяющей при переходе от ступени к ступени изменять передаточное отношение между коленчатым валом дизеля и ведущими колесами тепловоза, что ведет к изменению крутящего момента и частоты вращения.

Механические передачи просты по конструкции, имеют относительно малый вес, низкую стоимость изготовления, характеризуются минимальной затратой цветных металлов, высоким к. п. д., позволяют при работе на каждой ступени использовать полную мощность дизеля.

Серьезными недостатками таких передач являются ступенчатость тяговой характеристики и необходимость отключения дизеля при переключении ступеней скорости, что приводит к снижению силы тяги до нуля и возможным рывкам при последующем включении главной муфты, а также к снижению коэффициента использования мощности дизеля. Величина средней силы тяги резко возрастает при увеличении числа ступеней скорости до пяти. Последующее увеличение числа ступеней скорости (особенно выше восьми), приводящее к усложнению конструкции коробки передач, в меньшей степени улучшает тяговые свойства тепловоза.

Первым в мире мощным тепловозом (мощность дизеля ~ 1200 л. с.) с механической передачей был тепловоз Э^{мх} 3, построенный по проекту советских инженеров в Германии в 1925 г.

Механические передачи широко применяются в автомотрисах, мотовозах, дизель-поездах и маневровых тепловозах мощностью до 800 л. с. В опытном порядке были созданы механические передачи для магистральных пассажирских тепловозов мощностью до 2000 л. с. (Англия) со специальными силовыми дизельными установками, позволяющими в диапазоне рабочих скоростей развивать примерно постоянную мощность. Однако сложность создания достаточно простой силовой дизельной установки, реализующей постоянную мощность в рабочем диапазоне скоростей, не позволяет ожидать в ближайшем будущем применения механических передач на магистральных и маневровых тепловозах большой мощности.

11. Электрические передачи

На тепловозах с электрическими передачами генератор преобразует механическую энергию дизеля в электрическую, которая при помощи тяговых электродвигателей трансформируется опять в механическую и через механические устройства передается на движущие оси тепловоза.

Изменения крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала дизеля, обеспечивающие постоянство мощности в диапазоне рабочих скоростей, достигается подбором характеристик генератора и тяговых электродвигателей.

По роду электрического тока, используемого для передачи энергии от генератора к тяговым электродвигателям, передачи могут быть: постоянного тока, переменного-постоянного тока и переменного тока. Весьма широкое применение на тепловозах нашли **передачи постоянного тока**.

Современные электрические передачи постоянного тока komponуются из следующих электрических машин: главного (тягового) генератора; возбuditелей — специальных генераторов небольшой мощности, вырабатывающих ток возбуждения главных генераторов; тяговых электродвигателей; вспомогательных генераторов, питающих обмотку возбuditелей и цепи управления; аккумуляторных батарей и дополнительных устройств малой мощности, предназначенных для улучшения характеристик главного генератора. Вспомогательный генератор и возбuditель обычно конструктивно объединяются в одном корпусе, образуя двухмашинный агрегат, приводимый в движение от вала главного генератора.

Корпус главного генератора иногда жестко соединен с остовом дизеля, а вал якоря генератора — с коленчатым валом дизеля при помощи жесткой или полужесткой муфты, образуя дизель-генераторный агрегат. При постановке на тепловозе быстроходных дизелей между дизелем и генератором ставят редуктор для снижения частоты вращения якоря генератора, чтобы получить удовлетворительную коммутацию.

Для наиболее полного использования мощности дизеля при заданном режиме его работы мощность главного генератора, равная произведению силы тока на напряжение на его зажимах, должна оставаться постоянной, т. е. напряжение на зажимах главного генератора в зависимости от силы тока (характеристика генератора) должна изменяться по гиперболическому закону. Приближение внешней характеристики генератора (характеристика, соответствующая максимальной свободной мощности дизеля) к гиперболической достигается специальным подбором электрических машин и различных корректирующих устройств. Это обеспечивает приближение тяговой характеристики тепловоза к гиперболической во всем диапазоне рабочих скоростей тепловоза.

Частота вращения якорей тяговых двигателей, а следовательно, и скорость движения тепловоза, определяется величиной напряжения на зажимах электродвигателя и магнитного потока его полюсов. Изменение скорости движения тепловоза (частоты вращения якорей тяговых двигателей) может достигаться изменением частоты вращения якоря главного генератора (при изменении позиций главной рукоятки контроллера, с помощью автоматического регулятора изменяется частота вращения коленчатого вала дизеля и при необходимости — величина цикловой подачи топлива), изменением схемы включения тяговых двигателей в силовую цепь и изменением величины магнитного потока путем его ослабления (параллельно обмотке возбуждения двигателя включаются резисторы).

При заданных параметрах тока на зажимах главного генератора последовательное соединение тяговых двигателей характеризуется минимальным значением напряжения (а следовательно, минимальной скоростью) и максимальной силой тока на их зажимах; при параллельном соединении тяговых двигателей напряжение достигает максимума (максимальная скорость), а сила тока — минимума.

При постоянных параметрах тока частоту вращения якоря тягового двигателя можно также увеличить ослаблением магнитного потока за счет па-

параллельного подключения к обмотке возбуждения резистора с постоянным сопротивлением. На тепловозах применяют одну или две ступени ослабления магнитного поля.

Электрические передачи постоянного тока выполняются: 1) с последовательно-параллельным соединением тяговых двигателей, допускающим их переключение на последовательное; 2) с постоянным последовательно-параллельным; 3) с постоянным параллельным включениями тяговых двигателей. Выбор схемы включения тяговых двигателей и числа ступеней ослабления магнитного поля главным образом определяется величиной мощности тепловоза и допустимыми параметрами тока электрических машин. При первой схеме соединения обычно применяют одну ступень ослабления магнитного поля, а при двух других — две.

Тепловозы с небольшой секционной мощностью (ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1) имеют последовательно-параллельное соединение тяговых двигателей (с одной ступенью ослабления магнитного поля), допускающее переход на последовательное (минимальные скорости).

Магистральные тепловозы с секционной мощностью 2000 л. с. (ТЭЗ, М62) имеют постоянное последовательно-параллельное соединение (три параллельные группы, по два двигателя в каждой) и две ступени ослабления магнитного поля.

На тепловозах с секционной мощностью 3000 л. с. (ТЭ10, ТЭП60) применено постоянное параллельное соединение двигателей с двумя ступенями ослабления магнитного поля, что позволило получить величину длительного тока на зажимах двигателей в допустимых пределах (700—900 А).

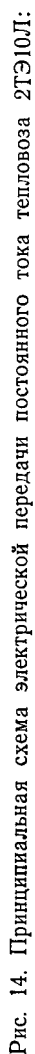
При заданной схеме соединения тяговых двигателей и степени ослабления их магнитного потока в некоторых пределах изменение скоростей движения тепловоза достигается за счет саморегулирования двигателей и генератора. Размещение тяговых двигателей на тележках тепловоза и постоянная механическая передача от них к движущим осям описаны в главе XI.

Основные моменты работы электрической передачи постоянного тока могут быть прослежены по принципиальной схеме передачи тепловоза 2ТЭ10Л, представленной на рис. 14.

При пуске двигателя последовательно включаются контакторы Д2 и Д1. Вначале включается контактор Д2, присоединяющий минус аккумуляторной батареи БА к пусковой обмотке П главного генератора Г. Включение контактора Д2 обеспечивает параллельное соединение аккумуляторных батарей обеих секций тепловоза и создает цепи питания катушки второго пускового контактора Д1, который подключает плюсы аккумуляторных батарей к генератору Г. Генератор, работая в режиме серийного двигателя, раскручивает коленчатый вал дизеля до частоты вращения, обеспечивающей устойчивую вспышку топлива в цилиндрах. Контактор Д2, включаясь автоматически при помощи регулятора частоты вращения вала дизеля, обеспечивает подачу топлива. При переходе дизеля на работу холостого хода контакторы Д1 и Д2 размыкаются. Рукоятка контроллера машиниста при пуске дизеля находится в нулевом положении.

При отключении пусковых контакторов на зажимах вспомогательного генератора появляется напряжение, вызывающее срабатывание реле обратного тока РОТ и замыкание контактора Б. При этом вспомогательный генератор обеспечивает заряд аккумуляторной батареи, если напряжение генератора на 2—3 В больше напряжения батареи. Регулятор напряжения ТРН позволяет поддерживать напряжение на зажимах вспомогательного генератора постоянным и равным 75 В. Помимо заряда аккумуляторной батареи вспомогательный генератор служит для питания цепей собственных нужд.

Для приведения тепловоза в движение реверсивную рукоятку контроллера машиниста устанавливают в положение «Вперед» или «Назад» и включают автомат «Управление тепловозом». Это предопределяет порядок соединения контактов реверсора Р, направление тока в обмотках возбуждения 1', 2', 3', 4', 5', 6' тяговых двигателей 1—6 и направление вращения их якорей. При



D1, D3 — пусковые контакторы; *EА* — аккумуляторная батарея; *П* — пусковая обмотка; *ШВГ* — главный генератор; *ШВГ* — обмотка возбуждения вспомогательного генератора; *POT* — реле обратного тока; *BГ* — вспомогательный генератор; *Б* — контактор зарядки аккумулятора; *R* — контакты реверсора; *1'*, *2'*, *3'*, *4'*, *5'*, *6'* — обмотки возбуждения тяговых электродвигателей; *T* — тахогенератор; *ТЭЗ* — трансформатор постоянного тока; *ТПН* — трансформатор постоянного тока; *ТПН* — трансформатор постоянного тока; *ТПН* — трансформатор постоянного тока; *ТПН* — трансформатор постоянного тока; *УП* — управляющая обмотка безаварийной защиты; *УП* — магнитный усилитель (амплификатор); *ВВ* — выпрямительный блок; *ИД* — индуктивный датчик; *OY* — управляющая обмотка безаварийной защиты; *ОЗ* — замыкающая обмотка амплитаста; *ОР* — регулировочная обмотка амплитаста; *OЗ* — замыкающая обмотка амплитаста; *РП1, РП2* — реле перехода; *Ш1—Ш12* — контакторы; *ТРБ—ЗРБ* — реле блокировки; *ТС* — стабилизирующий трансформатор; *PO* — рабочие обмотки амплитаста; *РЗ* — реле заземления.

постановке главной рукоятки контроллера в первое рабочее положение силовые контакторы $П1—П6$ замыкаются, подключая тяговые электродвигатели к силовой цепи главного генератора, замыкается контактор цепи возбуждения главного генератора $КВ$ и силовой контакт (на схеме не показан), создающий цепи питания обмоток возбуждения синхронного подвозбудителя $СПВ$ (получающего вращение через редуктор от вала дизеля), тахогенератора $Т$ и размагничивающей обмотки $Н2$ возбудителя $В$. Синхронный подвозбудитель $СПВ$ через распределительный трансформатор $ТР$ питает трансформаторы постоянного тока $ТПТ$, постоянного напряжения $ТПН$ и магнитный усилитель (амплистат) $МУ$. От $МУ$ через выпрямительный блок $БВ$ получает питание намагничивающая обмотка $Н1$ возбудителя $В$, питающего обмотку независимого возбуждения $НГ$ главного генератора, в якоре которого индуцируется электродвижущая сила. В силовой цепи возникает ток, приводящий во вращение якоря тяговых двигателей $1, 2, 3, 4, 5, 6$ и через механическую передачу — движущие оси тепловоза. При малых скоростях движения резисторы ослабления магнитного поля $СШ1—СШ12$ отключены. Отметим, что при постановке главной рукоятки контроллера в первое рабочее положение вводится в работу левый ряд топливных насосов, который был отключен при нулевом положении рукоятки.

Формирование необходимой характеристики главного генератора на различных режимах работы дизель-генераторной установки достигается за счет регулирования напряжения возбудителя генератора по определенному закону.

Напряжение возбудителя генератора изменяется под суммарным воздействием четырех сигналов, получаемых от трансформаторов постоянного тока $ТПТ$ и постоянного напряжения $ТПН$ (пропорциональных току и напряжению главного генератора), объединенного напряжения регулятора дизеля (через индуктивный датчик $ИД$) и тахогенератора $Т$, напряжение которого пропорционально частоте вращения вала дизеля.

Токи от трансформаторов $ТПТ$ и $ТПН$, прежде чем попасть в управляющую обмотку $ОУ$ амплистата, проходят через селективный узел системы возбуждения, состоящий из балластных резисторов $СБТ$ и $СБН$ и выпрямительных мостов $В1$ и $В2$. Селективный узел выпрямляет токи трансформаторов и выбирает нужный сигнал для отправки в управляющую обмотку $ОУ$ амплистата. При работе генератора в области больших токов и малых напряжений на обмотку амплистата поступает сигнал только от $ТПТ$, а при больших напряжениях и малых токах главного генератора — только от $ТПН$. В промежуточной области токов и напряжений главного генератора селективный узел питает обмотку $ОУ$ одновременно от $ТПТ$ и $ТПН$. Сигнал от индуктивного датчика $ИД$, связанного с объединенным регулятором, передается на регулировочную обмотку амплистата $ОР$. Сигнал от тахогенератора поступает на задающую обмотку $ОЗ$. В амплистате происходит суммирование четырех сигналов управления и их усиление. Амплистат, через выпрямительный блок $БВ$, питает обмотку $Н1$ возбудителя $В$, воздействуя таким образом на параметры тока, поступающего в обмотку независимого возбуждения $НГ$ главного генератора и, следовательно, на характеристики последнего.

Принятая на тепловозе $2ТЭ10Л$ схема возбуждения обеспечивает полное использование свободной мощности дизеля на соответствующих скоростных режимах его работы, а также ограничение напряжения и силы тока главного генератора.

При переводе главной рукоятки контроллера на последующие позиции увеличивается частота вращения вала дизеля, мощность на зажимах главного генератора и скорость движения тепловоза. При скорости тепловоза $38—40$ км/ч срабатывает реле перехода $РП1$, в результате чего замыкаются контакторы $Ш1—Ш6$ и подключают параллельно обмоткам возбуждения тяговых электродвигателей резисторы ослабления поля $СШ1—СШ6$, а при повышении скорости от $55—60$ км/ч срабатывает реле перехода $РП2$, замыкаются контакторы $Ш7—Ш12$ и также подключаются вторые ступени резисторов ослабления

поля *СШ7—СШ12*, что позволяет дальнейшее увеличение скорости вплоть до конструкционной.

Для обнаружения и прекращения боксования в схеме предусмотрены реле боксования *1РБ, 2РБ, 3РБ*, каждое из которых включено на два тяговых двигателя и работает по принципу сравнения потенциалов спаренных электродвигателей. При возникновении боксования одной из колесных пар часть нагрузки с соответствующего тягового двигателя снимается.

В схеме предусмотрена возможность отключения какого-либо из тяговых двигателей в случае его неисправности. Работа электрических передач постоянного тока, применяемых на тепловозах, полностью, за исключением операций с контроллером, автоматизирована.

Электрические передачи постоянного тока характеризуются рядом преимуществ: возможностью получения тяговой характеристики тепловоза, весьма близкой с гиперболической, и возможностью использования полной свободной мощности дизеля; довольно высокими значениями к. п. д. (80—86%); простотой управления по системе многих единиц с одного поста; конструктивной отработанностью и гибкой дистанционной связью между электрическими машинами, а также приборами управления и регулирования; использованием главного генератора в качестве стартера, что позволяет отказаться от специальных устройств для пуска дизеля. При электрических передачах на пассажирских тепловозах сравнительно просто решается проблема энергоснабжения поезда (отопление, кондиционирование воздуха и т. д.), а также появляется возможность использования на всех тепловозах реостатного торможения или систем торможения вихревыми токами. Эти преимущества передач постоянного тока обеспечили их широкое, почти повсеместное, распространение на грузовых, пассажирских и маневровых тепловозах.

Недостатками электропередач постоянного тока являются: большой вес (8—15 кгс/кВт), сопоставимый с весом дизеля или даже больший; большая затрата цветных металлов (4—5 кгс/кВт) и высокая стоимость; ограничение силы тяги при низких скоростях из-за перегрева электрических машин; недостаточная надежность и долговечность применяемых коллекторных машин (генератор, тяговые двигатели); недостаточная надежность при применении многочисленных соединений с помощью контакторов; ограниченная мощность генераторов постоянного тока. Успехи в области электромашиностроения и электроники позволяют снизить вес электрических машин (улучшение конструкции, повышение электрической и магнитной нагрузок, некоторое увеличение скорости вращения) и их стоимость, повысить надежность, компактность и качество работы цепей управления (применение бесконтактных магнитных и полупроводниковых элементов). Однако, такие отрицательные стороны, как недостаточная надежность и долговечность коллекторных машин и ограничение мощности генератора не преодолены.

Условия коммутации и нагревания электрических машин ограничивают величину произведенной мощности генератора на частоту вращения якоря. Уже для тепловозов мощностью 4000 л. с. при частоте вращения коленчатого вала дизеля $n=1000$ об/мин практически не удастся создать генератор с удовлетворительной коммутацией, приемлемым весом и габаритами. Недостатки передач постоянного тока, тенденция к увеличению единичной мощности тепловозных дизелей (4000 л. с. и более) вызвали необходимость в разработке и создании передач переменного-постоянного и переменного токов. Этому способствовали успехи в области создания силовых полупроводников и преобразовательной техники.

Передачами переменного-постоянного тока называются передачи, в которых главный генератор трехфазного переменного тока через кремниевые выпрямители питает тяговые двигатели постоянного тока. Тепловозы с такими передачами строятся как за рубежом (США, Франция, Англия), так и в СССР.

В 1967 г. Ворошиловградским тепловозостроительным заводом был выпущен тепловоз ТЭ109 мощностью 3000 л. с. с передачей переменного-постоянного тока. Принципиальная схема передачи этого тепловоза представлена на рис. 15.

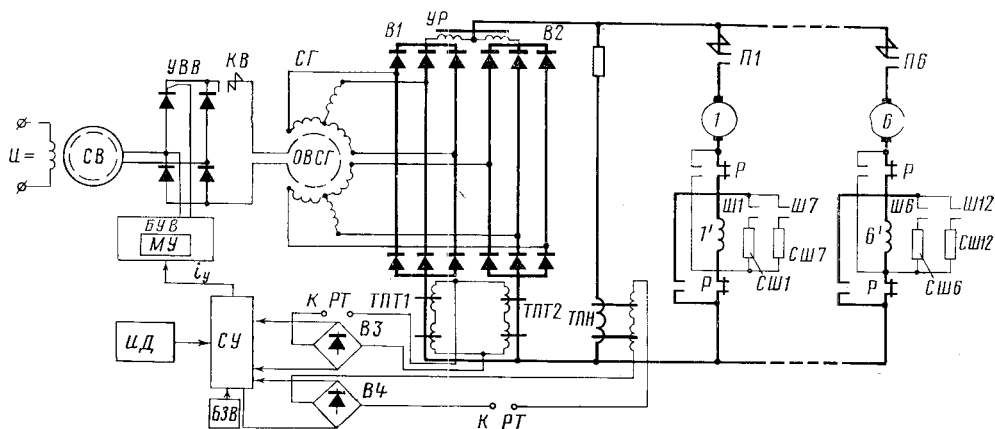


Рис. 15. Принципиальная схема передачи переменного-постоянного тока тепловоза ТЭ109:

СГ — синхронный генератор; В1, В2 — выпрямительные силовые мосты; УР — уравнивательный реактор; ОВСГ — обмотка возбуждения синхронного генератора; СВ — синхронный возбудитель; УВВ — блок управления выпрямлением возбуждения; МУ — блок управления выпрямлением; СУ — селективный узел; ТПН — трансформатор постоянного напряжения; ТПТ1, ТПТ2 — трансформаторы постоянного тока; ИД — индуктивный датчик; БЗВ — блок задания возбуждения; БУВ — блок управления возбуждением; МУ — магнитный усилитель; РТ — распределительный трансформатор; КВ — контактор системы возбуждения; ВЗ, В4 — выпрямительные мосты; П1—П6 — силовые контакторы; 1—6 — тяговые двигатели; 1'—6' — обмотки возбуждения тяговых двигателей; Р — контакт реверсора; Ш1—Ш6, Ш7—Ш12 — контакторы первой и второй ступеней ослабления магнитного поля; СШ1—СШ6, СШ7—СШ12 — резисторы ослабления магнитного поля первой и второй ступеней

Синхронный трехфазный генератор СГ имеет две размещенных на статоре силовые обмотки в виде трехфазных звезд со сдвигом друг относительно друга на 30 электрических градусов, что способствует существенному уменьшению пульсаций выпрямленного тока и напряжения. Переменный трехфазный ток, вырабатываемый в обмотках статора генератора, поступает на параллельные выпрямительные силовые мосты В1 и В2, выполненные из кремниевых силовых вентилей. Параллельное соединение мостов выбрано потому, что оно при одинаковой величине и частоте пульсаций выпрямленного тока требует в два раза меньшего количества вентилей, чем при последовательном. Выпрямленный ток поступает через уравнивательный реактор УР, служащий для сглаживания пульсаций, в силовую цепь постоянного тока. Устройство и работа силовой цепи постоянного тока аналогичны тепловозу 2ТЭ10Л.

При такой силовой схеме и повышенной исходной частоте тока, вырабатываемого синхронным генератором (100 Гц), пульсации выпрямленного тока не превышают 4—5%. Это дает возможность значительного упрощения конструкции тяговых двигателей и увеличивает надежность их работы. На тепловозах ТЭ109 использовались тяговые двигатели ЭД-107, которые устанавливались на тепловозах с передачей постоянного тока.

Для обеспечения необходимой внешней характеристики генератора (гиперболической) применена система независимого возбуждения. Обмотка возбуждения синхронного генератора (ОВСГ) размещается на роторе и получает питание от синхронного возбудителя (СВ) однофазного тока повышенной частоты через блок управления выпрямлением возбуждения УВВ, выполненный по двухполупериодной мостовой схеме на тиристорах. Обмотка возбуждения синхронного возбудителя питается постоянным током.

Основным элементом, обеспечивающим автоматическое формирование необходимой внешней характеристики главного генератора (посредством соответствующего выбора закономерности изменения тока, питающего его обмотку возбуждения), является селективный узел СУ. К селективному узлу подводятся четыре сигнала: сигнал от трансформатора постоянного напряжения ТПН, то же — от трансформаторов постоянного тока ТПТ1 и ТПТ2; сигнал от индуктивного датчика ИД (связанного с объединенным регулятором мощности) и сигнал от блока задания на возбуждение БЗВ, представляющего собой

тахометрическое устройство, кинематически связанное с коленчатым валом дизеля, реагирующее на изменение частоты его вращения. Селективный узел перерабатывает поступающие сигналы и передает суммарный сигнал в виде тока i_y на обмотку управления магнитного усилителя (с внутренней обратной связью), входящего в блок управления возбуждением БУВ. Магнитный усилитель выполняет роль фазосдвигающего устройства, питающего блокинг-генераторы (входя в состав БУВ), которые формируют импульсы, подаваемые на электроды управления тириستоров блока УВВ. Питание рабочих обмоток ТПТ и ТПН идет от распределительного трансформатора РТ (на схеме не показан), первичная обмотка которого питается от СВ. Применение синхронного возбудителя повышает быстродействие и точность системы регулирования, позволяет обходиться без синхронного подвозбудителя (схема 2ТЭ10Л).

На тепловозах ТЭ109 предусмотрен пуск от стартера-генератора, который в режиме пуска получает питание от железо-никелевой аккумуляторной батареи, а в рабочем режиме тепловоза работает как генератор, обслуживающий вспомогательные устройства. При переходе от режима холостого хода дизеля к троганию тепловоза (перевод главной рукоятки контроллера в первое рабочее положение) автоматически замыкается контактор системы возбуждения КВ.

Опыт эксплуатации тепловозов ТЭ109 подтвердил работоспособность и преимущества передачи переменного-постоянного тока. На новых тепловозах серий V-300 (экспорт), ТЭ114, ТЭ116 применен этот тип передачи (без уравнительного реактора, с усовершенствованной схемой регулирования возбуждения). То же относится к проектируемым новым мощным пассажирским тепловозам мощностью 4000 и 6000 л. с.

При передачах переменного-постоянного тока существенно снижается вес и габариты генератора (за счет отсутствия коллектора и повышенных электромагнитных нагрузок), повышается его к. п. д. (до 95% вместо 91,5% у современных генераторов постоянного тока — в самых лучших условиях) и надежность работы, а главное — снимаются ограничения, характерные для коллекторных машин, что позволяет использовать на тепловозах дизели мощностью 4000 л. с. и более, причем с высокой частотой вращения коленчатого вала (до 1500 об/мин) без понижающей передачи.

Однако в этих передачах, как и в передачах постоянного тока, слабым звеном являются тяговые двигатели постоянного тока, работающие в тяжелых условиях (динамические нагрузки, запыленность окружающего воздуха, ограниченные габариты для размещения) и имеющие следующие основные недостатки: наличие коллекторов и щеток существенно снижает их надежность, ведет к увеличенным затратам на ремонт и обслуживание; значительные габариты создают затруднения в повышении осевых мощностей; большой их вес, частично необрессоренный, приводит к значительному динамическому воздействию на путь; реализация максимальных тяговых усилий, допускаемых сцеплением колес с рельсами, при низких скоростях движения ограничивается условиями нагревания; необходимы специальные устройства для предотвращения боксования.

Передачи переменного тока имеют главный генератор и тяговые двигатели переменного тока. Наиболее перспективным является применение синхронных генераторов и асинхронных тяговых двигателей с короткозамкнутой обмоткой.

Использование асинхронных тяговых двигателей с короткозамкнутой обмоткой характеризуется рядом положительных моментов: вследствие отсутствия коллекторов или контактных колец они обладают повышенной надежностью, а расходы на их эксплуатацию и ремонт существенно снижаются; при заданной мощности имеют меньшие габариты, что позволяет повысить мощность, передаваемую на ось, при ограниченном пространстве для размещения двигателей; имеют меньший вес, что ведет к снижению динамического воздействия на путь и экономии материалов; отпадает необходимость в спе-

циальных устройствах защиты от боксования, так как при внезапном увеличении скорости вращения двигателя его крутящий момент быстро падает; максимальная сила тяги, ограничиваемая сцеплением колес с рельсами, может использоваться неограниченно долго без опасности перегрева двигателя, что повышает использование сцепного веса тепловоза.

Передачи переменного тока, работающие по схеме генератор — тяговый двигатель (т. е. без промежуточного преобразующего звена), имеют «жесткую» характеристику — частота вращения якоря тягового двигателя при постоянном напряжении и частоте тока почти постоянна при изменении нагрузки. Нерегулируемая передача переменного тока по своим свойствам аналогична непосредственным передачам.

Частоту вращения асинхронных тяговых двигателей при заданной постоянной величине передаваемой мощности можно регулировать переключением числа полюсов как на генераторе, так и на двигателях либо плавным изменением частоты подводимого тока и его напряжения.

За счет переключения полюсов можно осуществить ступенчатое изменение скорости в сравнительно небольших пределах, число ступеней ограничено и степень использования мощности дизеля остается неполной, примерно такой же, как и при механических передачах.

Для получения возможности плавного регулирования скорости тягового двигателя между синхронным генератором и асинхронным двигателем должно включаться звено плавного преобразования частоты, так как генератор при работе дизеля на полной мощности имеет постоянную частоту. Наиболее перспективны статические преобразователи, на основе управляемых полупроводниковых вентилей (тиристоров), которые могут выполняться в двух вариантах: со звеном постоянного тока и с непосредственным преобразованием. На выходе из преобразователя частота тока должна изменяться от весьма малой величины (при трогании поезда с места) до некоторой максимальной, соответствующей конструкционной скорости движения тепловоза.

Преимуществом преобразователей частоты с промежуточным звеном постоянного тока является полная независимость частоты тока тяговых двигателей от частоты тока синхронного генератора и, следовательно, от частоты вращения коленчатого вала дизеля. Генератор и двигатель могут быть рассчитаны на частоты тока, оптимальные для каждого из них. Недостаток таких преобразователей заключается в том, что промежуточные звенья (выпрямитель, инвертор) должны рассчитываться на полную мощность дизеля, в схему должны включаться дополнительные устройства для сглаживания пульсаций напряжений и пропуска реактивной мощности инвертора и асинхронных двигателей. Это приводит к увеличению веса и габаритов преобразователя, что создает значительные затруднения при проектировании тепловозов с высокой секционной мощностью и ограниченной нагрузкой от оси на рельс. Стоимость электрооборудования с таким преобразователем примерно на 60% дороже электрооборудования передач переменного-постоянного тока. К. п. д. передачи несколько ниже за счет двойного преобразования тока, чем при передаче переменного-постоянного тока.

Непосредственный преобразователь частоты тока имеет более простую и дешевую конструкцию, так как создает возможность непосредственной коммутации, но его недостатком является зависимость частоты тока тягового двигателя от частоты тока генератора и грубость регулировки частоты тока двигателей. Повышение частоты тока синхронного генератора за счет применения повышающего редуктора между дизелем и генератором в несколько раз по сравнению с наибольшей частотой тока асинхронных двигателей дает возможность использования непосредственных преобразователей. Электрооборудование передач с непосредственным преобразователем на 20—30% дороже обычного и тяжелее.

В Советском Союзе ведутся эксплуатационные испытания маневрового тепловоза ВМЭ1-024, переоборудованного по предложению ЛИИЖТа. Ворошиловградским тепловозостроительным заводом разрабатывается проект

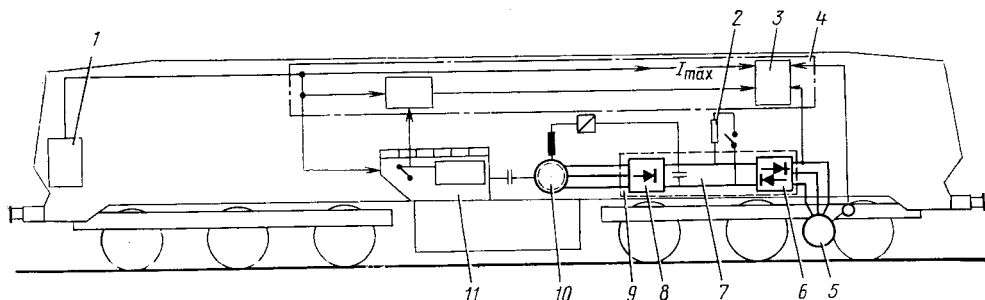


Рис. 16. Принципиальная схема передачи переменного тока тепловоза ДЕ2500:

1 — контроллер машиниста; 2 — тормозное сопротивление; 3 — управление инвертором; 4 — блок управления и регулирования; 5 — тяговый двигатель; 6 — тиристорный инвертор; 7 — промежуточная цепь постоянного тока; 8 — выпрямитель; 9 — преобразователь частоты; 10 — синхронный генератор; 11 — дизель

опытного тепловоза ТЭ120 мощностью 4000 л. с. с передачей переменного тока, который должен быть построен в ближайшие годы.

В ФРГ построен и введен в опытную эксплуатацию шестиосный тепловоз ДЕ2500 мощностью 2500 л. с., весом 84 тс, имеющий передачу переменного тока при преобразователе частоты с промежуточным звеном постоянного тока. Упрощенная принципиальная схема передачи этого тепловоза представлена на рис. 16. Дизель 11 соединен с синхронным генератором 10, ток которого поступает на силовой тиристорный преобразователь частоты 9, состоящий из полупроводникового выпрямителя 8, промежуточной цепи постоянного тока 7 и тиристорного инвертора 6, преобразовывающего постоянный ток в переменный, частота которого регулируется от 0 до 125 Гц. К цепи переменного тока после инвертора подключены шесть тяговых асинхронных короткозамкнутых двигателей 5 с опорно-осевой подвеской. Блок управления и регулирования 4 связан с контроллером машиниста 1, регулятором дизеля и силовой цепью переменного тока (после инвертора). В цепь постоянного тока включено тормозное сопротивление 2, в котором гасится энергия, вырабатываемая тяговым двигателем в случае превышения его синхронной скорости вращения, когда он переходит в режим генератора.

Применение на тепловозах передач переменного тока будет определяться весовыми, габаритными и стоимостными показателями преобразователей частоты тока, регулирующей и управляющей аппаратуры и степенью ее надежности в условиях эксплуатации.

12. Гидравлические передачи

Гидравлическими называются передачи, включающие гидравлические машины, которые частично или полностью трансформируют и передают крутящий момент с коленчатого вала на движущие оси тепловоза.

Гидравлические машины передач состоят из насоса (ротационного, поршневого или центробежного) преобразующего механическую энергию рабочего органа (ротора, поршня, центробежного колеса), кинематически связанного с коленчатым валом дизеля, в потенциальную и кинетическую энергии рабочей жидкости и гидравлического двигателя (ротационного, поршневого, турбинного), преобразующего энергию рабочей жидкости в механическую энергию рабочего органа (ротора, поршня, рабочего колеса турбины), кинематически соединенного с движущими осями тепловоза.

Мощность, передаваемая гидропередачей, определяется произведением давления рабочей жидкости на величину ее расхода (скорости). В зависимости от соотношения давления и расхода рабочей жидкости гидропередачи делятся на гидростатические (объемные) — высокого давления, в которых используются преимущественно аксиально-поршневые агрегаты (насосы и гидродвигатели), и гидродинамические — низкого давления, в которых используются лопастные агрегаты.

В гидростатических передачах механическая энергия рабочего органа насоса преобразуется главным образом в потенциальную энергию (энергию статического давления). По конструкции применяемых гидромашин гидростатические передачи делятся на ротационные и поршневые.

Ротационные передачи оказались в условиях работы на тепловозах неэкономичными, эксплуатационно ненадежными и на локомотивах не применяются.

В поршневых гидравлических передачах механическая энергия поршня насоса, движущегося возвратно-поступательно, преобразуется в потенциальную энергию рабочей жидкости, которая в гидродвигателе снова трансформируется в механическую энергию поршня, движущегося возвратно-поступательно.

В поршневых гидропередачах с аксиальным расположением поршней, более экономичных по сравнению с передачами, имеющими радиальное их расположение, рассчитанных на большие мощности, для получения приемлемых габаритов требуется развивать давление в рабочей жидкости порядка 100—400 кгс/см².

Аксиально-поршневые гидропередачи удобны для монтажа (насос и гидродвигатель могут быть расположены на любом расстоянии друг от друга и соединяются трубопроводом, что сокращает количество механических элементов в передаче), имеют возможность плавного и бесступенчатого регулирования частоты вращения гидродвигателя при постоянной мощности дизеля, при рабочем диапазоне скорости, равном 5 (отношение величины максимальной скорости к минимальной), и позволяют осуществлять реверсирование при движении тепловоза без специальных механизмов. Удельный вес аксиально-поршневой передачи 1—2 кг/л. с., а тяговая характеристика достаточно близка к гиперболической. Коэффициент полезного действия таких передач зависит от величины давления и скорости насоса, достигая максимального значения 0,9.

Высокое давление рабочей жидкости вызывает конструктивные трудности (плотность и прочность соединений и отдельных узлов), в создании гидростатических передач, как главных на тепловозах большой мощности. В качестве главных гидростатические аксиально-поршневые передачи весьма редко используются на маневровых тепловозах с дизелями мощностью 500—650 л. с. Эксплуатация этих тепловозов выявила недостатки гидростатических передач: жесткое соединение дизеля с ведущими колесами, приводящее к большим динамическим нагрузкам передачи и дизеля, резкое увеличение стоимости ремонта с повышением мощности силовой установки, значительное снижение к. п. д. гидропривода после 15 000 ч работы (за счет снижения объемного к. п. д. вследствие износа поршневых пар). Установлено, что гидростатическая передача имеет некоторые преимущества перед другими типами передач при тяговой мощности, не превышающей 200 л. с.

В гидродинамических передачах (рис. 17) крутящий момент коленчатого вала дизеля 1 передается рабочему колесу 2 центробежного насоса 3, вал которого соединен с валом дизеля. Центробежный насос 3 по трубе 4 подкачивает рабочую жидкость из резервуара 17 и преобразует механическую энергию рабочего колеса главным образом в кинетическую энергию жидкости, также несколько повышая ее статическое давление.

С лопатки рабочего колеса жидкость через направляющий аппарат 8 и трубу 5 поступает на лопатки колеса 6 гидротурбины 7, где энергия жидкости трансформируется в механическую энергию, а последняя при помощи шестерен механической передачи 9, 10, карданных валов 11 и шестерен осевого редуктора 12, 13, 14, 15 передается от вала гидротурбины к движущим осям тепловоза. Рабочая жидкость из гидротурбины сливается по трубе 16 в резервуар 17, т. е. имеет место замкнутый контур циркуляции.

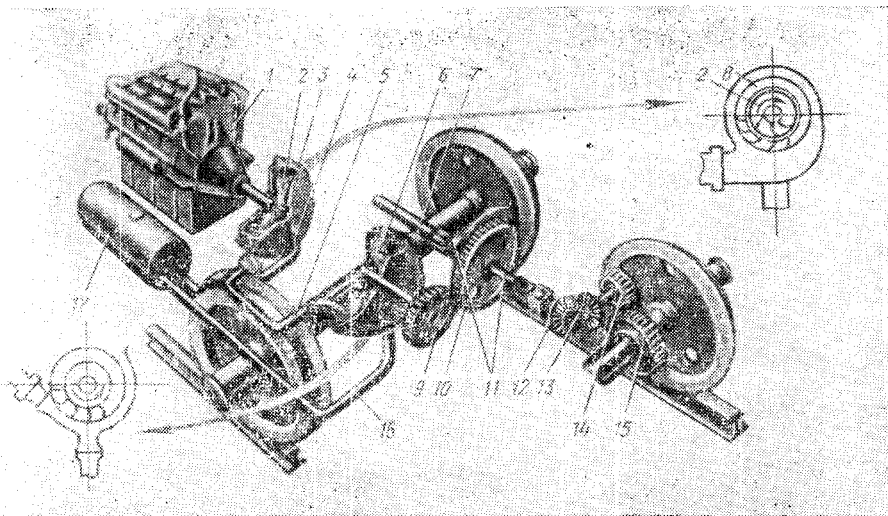


Рис. 17. Принципиальная схема гидродинамической передачи:

1 — дизель; 2 — рабочее колесо насоса; 3 — центробежный насос; 4, 5 — трубы; 6 — колесо турбины; 7 — гидротурбина; 8 — направляющий аппарат насоса; 9, 10 — шестерни механической передачи; 11 — карданные валы; 12, 13, 14, 15 — шестерни осевого редуктора; 16 — сливная труба; 17 — резервуар для рабочей жидкости

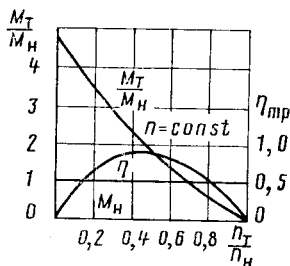
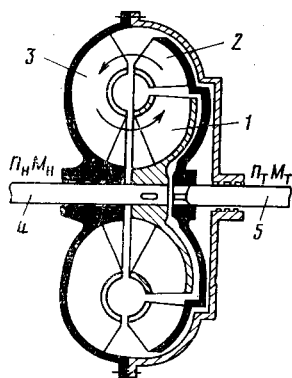


Рис. 18. Гидротрансформатор:

1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — направляющий аппарат; 4 — ведущий вал; 5 — ведомый вал

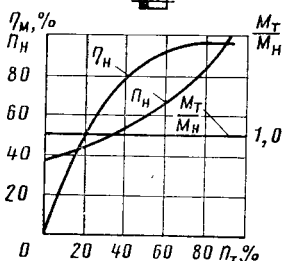
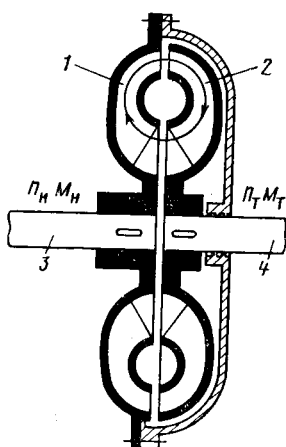


Рис. 19. Гидромукта:

1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — ведущий вал; 4 — ведомый вал

В современных гидродинамических передачах насосное и турбинное колеса, а также направляющий аппарат конструктивно объединяются в одном агрегате, называемом гидротрансформатором (рис. 18). Ведущий вал 4, на котором жестко сидит насосное колесо 1, соединен с валом дизеля. Если внутренние полости гидротрансформатора не заполнены рабочей жидкостью, то ведомый вал 5 и жестко сидящее на нем турбинное колесо 2 разобщены с ведущим валом 4. При заполненном рабочей жидкостью корпусе гидротрансформатора вращающееся насосное колесо 1 подает под давлением рабочую жидкость на лопатки турбинного колеса 2, передавая таким образом крутящий момент. Из турбинного колеса жидкость поступает в направляющий аппарат 3, где изменяет направление движения, и снова подводится к насосу колесу, совершая замкнутое движение (круг циркуляции). Крутящий момент с ведомого вала 5 через систему зубчатых колес и карданных валов передается на движущие оси тепловоза.

Гидротрансформаторы способны в зависимости от соотношения частоты вращения ведомого и ведущего валов $\frac{n_T}{n_H}$

плавно изменять величину крутящего момента M_H , как это показано на внешней характеристике (см. рис. 18, внизу). При этом изменяется значение к. п. д. гидротрансформатора η_T , достигая максимальной величины только при одном значении отношения частоты вращения ведомого и ведущего валов, определяемого выбором конструктивных параметров гидротрансформатора. Максимальный к. п. д. гидротрансформаторов в зависимости от типа и мощности лежит в пределах 83—86%. Максимальный к. п. д. гидравлических передач с учетом потерь в осевых редукторах и карданах составляет 82—83% на ступени маршевых гидротрансформаторов, несколько уступая к. п. д. электрических передач.

Если насосное 1 и турбинное 2 колеса объединяются в агрегате, не имеющем направляющего аппарата, то он называется гидромуктой (рис. 19). Гидромукта только передает крутящий момент, не трансформируя его. При работе гидромукты имеет место некоторая разность в частоте вращения насосного и турбинного колес, определяющая к. п. д. гидромукты. С уменьшением этой разности к. п. д. возрастает, достигая на номинальном режиме значений порядка 0,92—0,95, что значительно выше максимальных значений к. п. д. гидротрансформаторов. Коэффициент полезного действия всей передачи при работе на ступени гидромукты достигает 88—90%.

Имеются гидроагрегаты, называемые комплексными гидротрансформаторами, которые могут работать как в режимах гидротрансформатора, так и в режимах гидромукты.

В качестве рабочей жидкости в гидропередачах используется минеральное масло, но может применяться и дизельное топливо.

Для получения необходимой тяговой характеристики и высокого к. п. д. гидродинамические передачи выполняются в виде различных комбинаций гидротрансформаторов (до трех) и гидромукты (до двух). При двухциркуляционных передачах обеспечивается 5—6-кратное повышение величины крутящего момента, а при трехциркуляционных — 8-кратное.

В случае когда мощность дизеля полностью проходит через различное количество последовательно работающих гидравлических агрегатов, передача называется однопоточной.

Двухпоточными или гидромеханическими называют передачи, в которых часть мощности дизеля передается на движущие оси тепловоза через механическую передачу, минуя гидравлические агрегаты, а в передаче остальной мощности участвуют и гидравлические агрегаты. Гидромеханические передачи имеют несколько более высокий средний эксплуатационный к. п. д., чем однопоточные.

Как правило, повышающие редукторы (в случае необходимости), гидравлические аппараты, коробки скоростей и механизмы реверсирования хода komponуются в едином корпусе (имеющем несколько плоскостей разреза для удобства монтажа и демонтажа), устанавливаемом на раме тепловоза, что обеспечивает простоту и надежность соединения с дизелем. Однако имеют место попытки размещения корпуса гид-

ропередач на рамах тележек, что упрощает конструкцию привода к движущим осям, но в значительной мере усложняет конструкцию привода от дизеля к гидropередаче и отрицательно сказывается на динамических свойствах тепловоза.

На тепловозах с гидравлической передачей предусматриваются специальные устройства для пуска дизеля (электростартерный пуск, воздушный пуск) и установка вспомогательных генераторов для обслуживания цепей управления и освещения.

Мощность гидropередач серийного выпуска достигает 2500 и даже 3000 л. с., что дает возможность постройки тепловозов мощностью до 6000 л. с. в секции (при двух дизелях).

Гидравлические передачи по сравнению с широко распространенными электрическими постоянного тока имеют следующие основные преимущества:

1) меньшие габариты и общий вес на единицу передаваемой мощности (2,2 — 3,3 кгс/л. с. вместо 5—8 кгс/л. с. у электрических передач), что позволяет создать тепловозы с мощностью дизеля, приходящейся на одну сцепную ось, до 1200 л. с. против 750 л. с. на ось, достигнутых у мощных тепловозов с электропередачей;

2) значительная экономия цветных металлов (на мощных магистральных тепловозах до 1,5 — 2,0 кгс/л. с., на маневровых тепловозах и дизель-поездах до 5—6 кгс/л. с.);

3) достигается более высокое значение коэффициента сцепления колес с рельсами, благодаря чему буксование наблюдается реже и легче устраняется;

4) нечувствительность к состоянию окружающей среды (запыленность, влажность и т. д.).

Эти преимущества привели на прошедшем этапе развития тепловозостроения к широкому применению тепловозов с гидropередачами в ряде стран (ФРГ, Франция, Италия и др.), вынужденных по состоянию верхнего строения пути ограничивать нагрузки от оси тепловоза на рельс (17—20 тс) и применяющие быстроходные дизели (1400—1500 об/мин). Длительный опыт эксплуатации тепловозов с гидropередачами выявил их недостатки по сравнению с тепловозами, имеющими электрические передачи, что послужило основанием к некоторому снижению интереса к тепловозам с гидropередачами, а в некоторых странах и к прекращению заказов на них (Англия, Италия).

Главным недостатком гидравлических передач является более высокий расход топлива тепловозами (на 4—6%) по сравнению с тепловозами, оборудованными электрической передачей, при одинаковых условиях эксплуатации и конструкции дизелей. Это объясняется тем, что максимальные значения к. п. д. гидropередач достигаются лишь в узком диапазоне режимов работы и преимущественно при работе на высоких скоростях движения тепловоза (режим гидромукты). Сравнительные испытания тепловозов с гидро- и электропередачами, проведенные в Италии, показали, что величина среднеексплуатационного к. п. д. электрических передач составляет 84,5%, а гидравлических — только 77,5%.

Современные гидropередачи несколько уступают электрическим по степени использования свободной мощности дизеля на режимах частичных нагрузок и степени автоматизации работы.

В отношении надежности, долговечности и величины эксплуатационных расходов на тепловозы с гидropередачами сравнительно с электрическими имеются разноречивые данные.

По данным эксплуатации на железных дорогах ФРГ, применяющих исключительно тепловозы с гидropередачей, средний безаварийный пробег гидropередач достиг 2,1 млн. км, а пробег без переборок достигает 700—850 тыс. км, что снижает (на 15—20%) текущие ремонтные расходы по сравнению с электропередачей. Стоимость затрат на топливо примерно одинакова. По данным английских железных дорог, проводивших сравнительные эксплуатационные наблюдения за тепловозами с электро- и гидropередачами, последние в эксплуатации расходуют топлива на 4—6% больше, чем первые. По этим же данным эксплуатационная надежность гидropередач несколько ниже, чем электрических передач. Примерно к таким же выводам приводят данные итальянских железных дорог. Имеются также мнения о том, что эксплуатационная надежность гидropередач достаточна, а эксплуатационные расходы при их применении имеют такой же порядок, что и при применении электрических передач постоянного тока. Разноречивость в оценке надежности и долговечности гидropередач, а также в величине эксплуатационных расходов может быть объяснена тем, что эти передачи, имеющие многочисленные зубчатые колеса, подшипники, муфтовые соединения, карданные валы, требуют тщательной разработанной и высококачественной технологии изготовления, высококвалифицированного обслуживания в процессе эксплуатации.

Гидropередачи получили широкое распространение на дизель-поездах, тепловозах маневрового парка, тепловозах промтранспорта и применены на некоторых магистральных тепловозах высокой мощности (от 4000 до 6000 л. с.).

На железных дорогах Советского Союза эксплуатируется значительное количество маневровых тепловозов с гидropередачей (ТГМ1, ТГМ3, ТГМ3А, ТГМ3В, ТГК2), некоторое количество магистральных (ТГ102, ТГ16) и дизель-поездов (Д1, ДР1).

Унифицированная гидropередача УГП750-1200, примененная на маневровых тепловозах, оказалась недостаточно надежной, а маневровые качества тепловозов с этой передачей — недостаточно удовлетворительными. Эксплуа-

тационный к. п. д. этой передачи понижен, так как при переменных нагрузках, характерных для маневровых тепловозов, гидроаппараты работают 50—80% времени в режимах наполнения и опорожнения. Эксплуатационные расходы при маневровых тепловозах с гидропередачами оказались выше, чем при тепловозах с электрической передачей. Это послужило основанием для Министерства путей сообщения к прекращению заказов на постройку маневровых тепловозов с гидропередачами в 1971 г.

Перспективы применения гидравлических передач на магистральных мощных тепловозах, преимущественно пассажирских, будут определяться успешностью их дальнейшего совершенствования (главным образом повышения к. п. д.), а также развитием электрических передач переменного и переменного тока.

* * *

Применение на тепловозах тяговых передач того или иного типа (механических, гидравлических или электрических) определяется целым рядом факторов, к которым в первую очередь относятся характеристики применяемых тепловозных дизелей (единичная мощность, величина коэффициента приспособляемости, рабочий диапазон чисел оборотов коленчатого вала), величина допускаемой нагрузки от оси тепловоза на рельс, зависящая от состояния верхнего строения пути, род службы тепловоза и величина максимальных реализуемых скоростей, технические возможности и традиции промышленности. В настоящее время, как уже отмечалось, благодаря достижениям в области полупроводниковой техники, на новых магистральных мощных тепловозах широко применяются передачи переменного-постоянного тока.

Исследовательские работы, ведущиеся в направлении улучшения характеристик тепловозных дизелей (увеличение коэффициента приспособляемости за счет применения систем наддува с регулируемой величиной давления наддувочного воздуха), в случае успешного их завершения позволят применять тяговые передачи, более простые по схемам и конструктивному выполнению.

ТОПЛИВНАЯ, МАСЛЯНАЯ И ВОДЯНАЯ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВЗОВ. ВОЗДУШНЫЕ ФИЛЬТРЫ

13. Топливная система тепловззов

Топливо к насосу высокого давления дизеля поступает из топливной системы тепловзза. В этой системе предусмотрены баки для хранения топлива и устройства, обеспечивающие подогрев и фильтрацию топлива, подаваемого насосами к дизелю. Топливная система почти всех отечественных тепловззов имеет одинаковую схему расположения основных агрегатов. Принципиальная схема топливной системы тепловзза 2ТЭ10Л показана на рис. 20. Топливные баки большинства тепловззов выполняются отъемными и крепятся снизу к средней части рамы тепловзза при помощи болтового соединения. Такая конструкция значительно упрощает технологию их изготовления, а также ремонт бака. В последнее время наметилась тенденция к включению топливных баков в силовую схему рамы или несущего кузова (тепловззы 2ТЭ116). Таким способом удастся значительно снизить вес рамы тепловзза.

Топливные баки оборудуются заливочными горловинами с сетками для фильтрации топлива, грязеотстойниками, вентиляционными трубами и щупом для определения уровня топлива в баке. На современных тепловззах устанавливают специальный бак для грязного топлива, куда стекает топливо, просачивающееся через неплотности плунжерных пар насосов высокого давления и другой топливной аппаратуры дизеля. Из конструктивных соображений могут быть установлены один, два и три топливных бака. Топливо в баке в холодное время года подогревают с таким расчетом, чтобы температура его на выходе из бака была 35—55° С. Вызвано это тем, что при низкой температуре из топлива выделяются парафинистые вещества, которые засоряют трубопроводы, арматуру и особенно фильтры. Подогрев топлива происходит в трубчатом топливоподогревателе (рис. 21) горячей водой из системы охлаждения дизеля.

Для разогрева всего объема бака потребовалось бы длительное время. Поэтому в процессе пуска дизеля топливо от подогревателя по трубе поступает в бак около горловины всасывающей трубы (узел I на рис. 20) через эжекционное устройство и засасывает остывшее в баке топливо, которое перемещается с подогретым. В результате в начале пуска дизеля происходит локальный подогрев топлива, а затем постепенное повышение его температуры во всем объеме бака.

Общий подогрев топлива в баке, как показывает зарубежный опыт, может осуществляться также горячей водой из дизеля через змеевик, расположенный в баке. В летнее время топливоподогреватель необходимо отключать, так как из-за теплового расширения топлива уменьшается его весовой заряд при впрыскивании в цилиндры.

Топливная система оборудована двумя топливоподкачивающими насосами, которые приводятся во вращение электродвигателями постоянного тока,

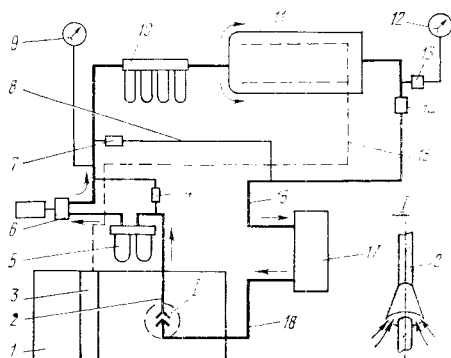


Рис. 20. Принципиальная схема топливной системы тепловзза 2ТЭ10Л:

1 — бак топлива; 2 — всасывающая труба; 3 — бак грязного топлива; 4 — клапан аварийного питания топлива; 5 — фильтр грубой очистки топлива; 6 — топливоподкачивающий насос; 7 — перепускной клапан; 8, 15, 16, 18 — трубопроводы; 9, 12 — манометры; 10 — фильтр тонкой очистки топлива; 11 — топливный коллектор насосов высокого давления; 13 — гаситель пульсации; 14 — подпорный клапан; 17 — топливоподогреватель

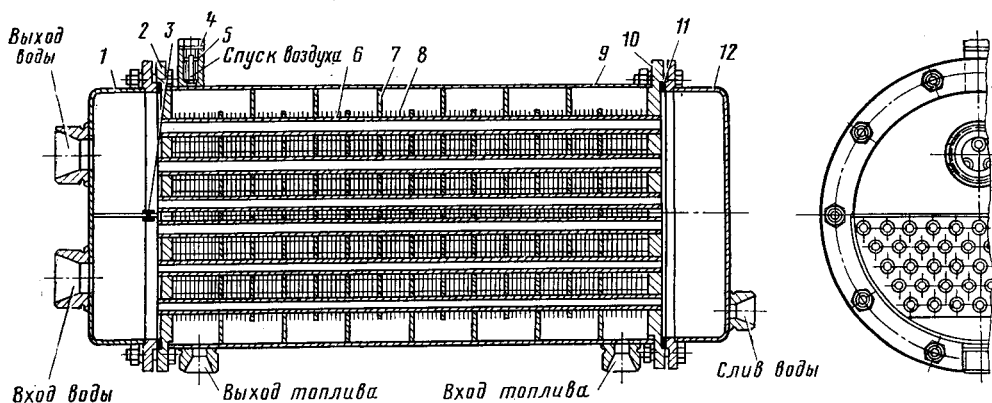


Рис. 21. Топливоподогреватель (на рисунке условно повернут горизонтально):
1 — крышка; 2 — трубная доска верхняя; 3, 11 — прокладки; 4 — кольцо; 5 — штуцер; 6 — трубка;
7 — перегородка; 8 — пластина охлаждающая; 9 — обечайка; 10 — трубная доска нижняя; 12 — днище

питающимися от аккумуляторной батареи тепловоза. Работает только один топливopодкачивающий насос, второй находится в резерве. На тепловозах последних выпусков устанавливается только один насос.

Подкачивающие насосы могут быть шестеренчатого и роторного типа. Насосы роторного типа (рис. 22) установлены почти на всех отечественных тепловозах. Топливо из всасывающей камеры попадает во впадины зубчатого колеса 1. Объем топлива, заполнивший пространство между зубьями, при вращении колеса отсекается сектором 2 и далее выталкивается в нагнетательную камеру насоса.

Топливо через трубу заборного устройства (узел 1, на рис. 20) и сетчатый фильтр грубой очистки 5 засасывается топливopодкачивающим насосом 6 и по нагнетательной трубе подается к фильтру тонкой очистки 10. Очищенное топливо поступает в топливный коллектор дизеля, откуда забирается насосом высокого давления для впрыскивания в цилиндры. К фильтрации топлива предъявляют особо высокие требования, так как даже мельчайшие примеси в нем вызывают износ или заклинивание плунжерных пар и других деталей топливной аппаратуры.

Фильтр первичной (грубой) очистки топлива на большинстве тепловозов состоит из двух цилиндрических латунных сеток, расположенных концентрично. Пространство между сетками заполнено хлопчатобумажной пряжей-пу-

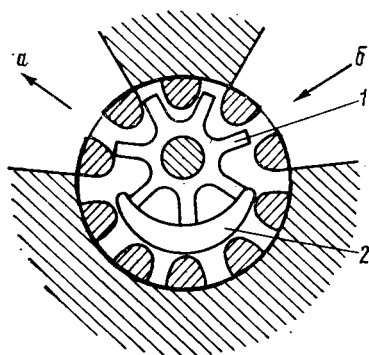


Рис. 22. Схема топливopодкачивающего насоса:

1 — рабочее колесо; 2 — отсекающий элемент; а — нагнетательная камера; б — всасывающая камера

танкой (0,5 кг на фильтр). В качестве фильтров тонкой очистки топлива наиболее применимы войлочные фильтры. Каждый фильтрующий элемент имеет латунную сетку, на которую надет шелковый чехол, а затем войлочные кольца (пластины).

Войлочные фильтры задерживают частицы более 20 мкм, поэтому их заменяют бумажными фильтрующими элементами ФЭТО (рис. 23), задерживающими твердые частицы более 4—6 мкм. Эти элементы представляют собой двухслойную гофрированную перегородку 3 из фильтровальной бумаги (картона БФДТ).

У большинства тепловозов производительность топливopодкачивающих насосов в 2—3 раза больше потребности дизеля. Так, у тепловоза 2ТЭ10Л производительность насоса 27 л/мин. Дизель же при максимальном режиме работы расходует около 10 л/мин. Такая повышенная

производительность насоса диктуется необходимостью создания давления в топливном коллекторе не ниже 1,5 кгс/см² и подогрева топлива в топливоподогревателе, через который проходит около 0,5—0,7 всего потока топлива. В случае снижения давления в топливном коллекторе уменьшается количество топлива, подаваемого насосами к дизелю, и как следствие, уменьшается его мощность. Избыток топлива у тепловоза 2ТЭ10Л перепускается клапаном 7 (см. рис. 20), отрегулированным на давление 3—3,5 кгс/см², а в трубу 8, откуда поступает в топливоподогреватель 17 и по трубе 18 направляется в заборное устройство топливного бака. В конце топливораздаточного коллектора дизеля установлен подпорный клапан 14, отрегулированный на давление 1,5 кгс/см². При превышении этого давления он перепускает избыток топлива в бак. Для гашения пульсации топлива перед манометром 12 установлен гаситель пульсации, в котором в качестве гасителя применен паропласт.

Система оборудована клапаном 4 аварийного питания дизеля, который срабатывает при выходе из строя топливоподкачивающего агрегата. В этом случае топливо будет подниматься в топливораздаточный коллектор за счет разрежения, создаваемого насосами высокого давления. Однако дизель при этом будет развивать лишь около 50—80% своей максимальной мощности.

Характеристика оборудования топливной системы тепловозов приведена в табл. 4.

Из таблицы видно, что удельная емкость топливных баков маневровых тепловозов выше, чем у магистральных. Это необходимо потому, что маневровые тепловозы часто работают в длительных командировках (по 7—10 дней) на технических станциях вдали от пунктов снабжения топливом.

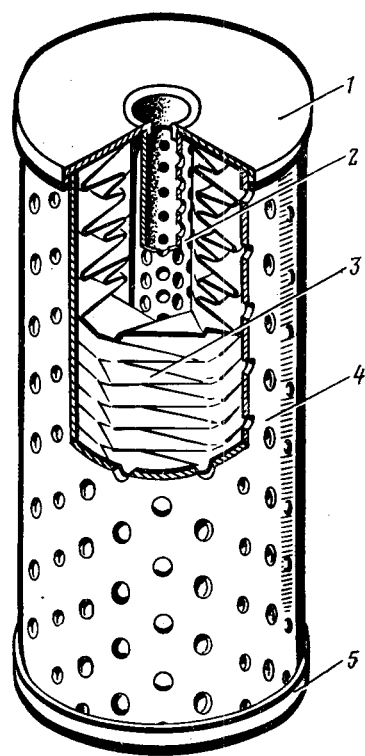


Рис. 23. Фильтрующий элемент фильтра тонкой очистки (бумажный типа ФЭТО):
1 и 5 — нижняя и верхняя крышки;
2 и 4 — внутренняя и внешняя перфорированные обечайки; 3 — фильтрующий элемент

Таблица 4

Элементы характеристики	Тепловозы								
	тЭМ1, тЭМ2	тЭ3	2ТЭ10Л	тЭП60	М62	ТЭ109	2ТЭ116	ТГ16	ТГМ3А
Количество топливных баков в одной секции, шт.	1	1	1	1	1	1	1	1	3
Емкость топливных баков, кг	5440	5440	6300	6400	3900	3500	7000	3100	2900
Удельная емкость топливных баков, кг/э. л. с.	5,44	2,72	2,10	2,14	1,95	1,17	2,33	1,92	3,86
Количество фильтров предварительной очистки топлива	2	2	2	2	2	2	2	4	2
Производительность подкачивающих насосов, м ³ /ч	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62	1,80	1,80	1,62	1,62
Коэффициент циркуляции	3,1	4	2,7	2,5	4	2,5	2,5	2,5	3,3
Количество бумажных элементов фильтра тонкой очистки топлива	2	4	4	4	4	4	4	2×2	2

Выбор и расчет оборудования топливоподкачивающей системы. Емкость топливного бака можно определить исходя из компоновки, длины тепловоза и осевой нагрузки

$$E = \frac{LQe}{10^4},$$

где E — емкость топливного бака, кг;

L — пробег между наборами топлива, км (обычно 600—1000 км);

e — расход топлива, кг на 10^4 ткм брутто (25—35 кгс/10⁴ ткм брутто);

Q — вес поезда, тс.

Производительность топливоподкачивающего насоса

$$G_T = \kappa N_e g_e \text{ кгс/ч},$$

где $\kappa = 2,0 \div 3,0$ — коэффициент кратности циркуляции;

N_e — эффективная мощность дизеля, л. с.;

g_e — расход топлива, кгс/э. л. с. ч.

Расчетный объем топлива в системе циркуляции

$$V_T = \frac{G}{\gamma \cdot 1000} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где γ — удельный вес топлива, кгс/м³.

Мощность, затрачиваемая на привод насоса,

$$N_{TH} = \frac{V \Delta p \cdot 10^4}{75 \cdot 3600 \eta_{TH}}$$

или

$$N_{TH} = \frac{V \Delta p}{27 \eta_{TH}} \text{ л. с.},$$

где Δp — перепад давления в топливной системе.

14. Масляная система тепловозов

Масло к трущимся частям дизеля и ряду вспомогательных агрегатов, а у отдельных конструкций дизелей и для охлаждения поршней поступает из масляной системы тепловозов. Система должна обеспечивать отвод тепла от масла и его фильтрацию. В масляной системе, кроме того, предусматривается насос для прокачки масла перед пуском дизеля и в период его остановки.

Тепло от масла отводится в воздушно-радиаторном холодильнике (тепловозы ТЭ1, ТЭ2, ТЭ3, ТЭ10, ТЭМ1) или в водомасляном теплообменнике (тепловозы ТЭП60, 2ТЭ10Л, М62, ТЭ109, 2ТЭ116, ТГ102, ЧМЭЗ).

Масло проходит фильтры грубой и тонкой очистки. Через фильтр грубой очистки (щелевой) за каждый круг циркуляции проходит 85—90% масла (в нем задерживаются частицы диаметром более 0,1—0,15 мм). По калиброванному отверстию в трубопроводе через фильтр тонкой очистки масла проходит 10—15% масла. В качестве фильтрующих материалов применяют: фильтровальную бумагу или картон, хлопчатобумажные концы, войлок и др. Фильтрами тонкой очистки служат и центрифуги.

Фильтры тонкой очистки очищают масло от всех примесей, в том числе от смолистых и асфальтовых образований, получающихся в результате окисления масла и воздействия на него высоких температур. Центрифуги, как показала практика их работы, отделяют в основном твердые механические примеси. Хорошая работа фильтров и нормальная подача масла к трущимся поверхностям деталей дизелей обеспечивают повышение их моторесурса.

Схемы масляной системы различают по количеству контуров циркуляции масла. В отечественных тепловозах применяют одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиконтурные системы циркуляции масла. Каждый контур циркуля-

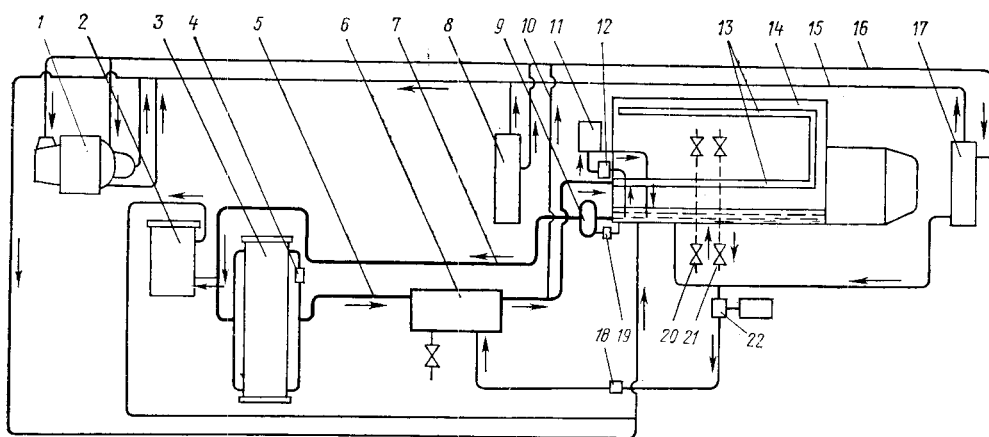


Рис. 24. Схема масляной системы тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — гидромфута переменного наполнения и угловой редуктор вентилятора холодильника; 2 — фильтр тонкой очистки масла; 3 — водомасляный теплообменник; 4 — байпасный клапан; 5 — трубопровод охлажденного масла главного контура; 6 — фильтр грубой очистки масла; 7 — трубопровод горячего масла главного контура; 8 — задний редуктор; 9 — главный масляный насос; 10 — трубопровод для питания трубопровода 16; 11 — центрифуга; 12 — масляный насос центрифуги; 13 — верхний и нижний маслораздаточные коллекторы дизеля; 14 — дизель 10Д100; 15 — дренажный трубопровод для слива масла в картер дизеля; 16 — трубопровод подачи масла к редукторам и гидромфуте переменного наполнения; 17 — передний редуктор; 18 — обратный клапан; 19 — предохранительный клапан; 20 и 21 — трубопроводы для набора масла в картер и слива его из картера; 22 — прокачивающий насос

ции оборудован своим насосом. При одноконтурной системе имеется только основной контур (тепловозы ТЭ1 и ТЭ2), по которому масло подается от дизеля к холодильнику и к фильтрам и возвращается снова к дизелю. Циркуляционная система, подающая масло к фильтрам тонкой очистки масла, как правило, включается параллельно главной магистрали основного контура.

При двухконтурной системе, кроме основного контура, предусмотрен контур для прокачки масла перед пуском дизеля (тепловозы ТЭМ1, ТЭМ2, ТГ102, ТГМ3, первые выпуски тепловозов ТЭ3 и др.).

Некоторые особенности в устройство масляной системы тепловозов вносит сухой картер дизеля (дизели М753, М756В, 1Д12). В этом случае необходима установка масляного бака и двух насосов — нагнетающего и откачивающего.

В качестве примера на рис. 24 приведена четырехконтурная масляная система тепловоза 2ТЭ10Л. **Основной контур.** Горячее масло (80—85°С) из картера дизеля насосом 9 нагнетается через трубопровод в водомасляный теплообменник 3 и возвращается охлажденным до температуры 65—70°С через щелевой фильтр 6 в нижний 4 и в верхний маслораздаточные коллекторы 13. Из коллекторов масло поступает к подшипникам коленчатого вала и другим трущимся поверхностям, а также для охлаждения поршней дизеля.

Отработавшее масло стекает в картер дизеля. Параллельно основному контуру включен контур фильтра тонкой очистки масла 2. Отфильтрованное масло тоже отводится в картер дизеля.

Контур прокачки масла. Для прокачки масла и заполнения всей системы перед пуском дизеля установлен прокачивающий насос 22 производительностью 12 м³/ч с электродвигателем, питающимся током от аккумуляторной батареи. Этот насос забирает масло из картера дизеля и подает его в трубопроводы, раздаточные коллекторы дизеля, а оттуда — к трущимся поверхностям деталей дизеля.

Контур центрифуги. Насос 12 подает масло в центрифугу 11 под давлением 8—10,4 кгс/см², поддерживаемым перепускным клапаном. Очищенное масло стекает в картер дизеля.

Контур гидроредуктора. Охлажденное и отфильтрованное масло после фильтра грубой очистки 6 поступает в систему питания и смазки гидроредук-

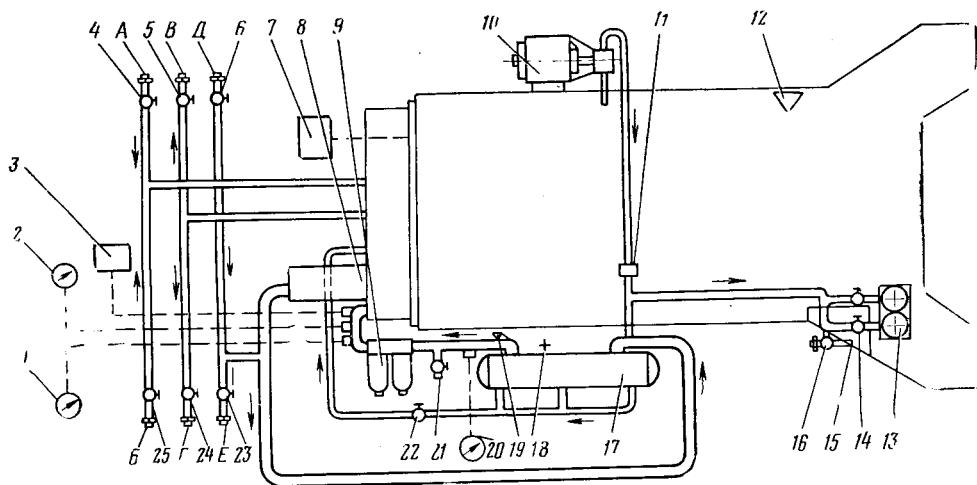


Рис. 25. Схема масляной системы тепловоза ТЭ109:

1 — манометр давления масла после фильтра; 2 — термометр температуры масла на входе в дизель; 3 — комбинированное реле КР-2; 4, 25 — вентили для заправки масла; 5, 24 — вентили для слива масла из картера; 6, 23 — вентили для прогрева масла от внешнего источника; 7 — реле давления масла КР-4; 8 — масляный насос дизеля; 9 — фильтр грубой очистки; 10 — маслопрокачивающий агрегат; 11 — обратный клапан; 12 — заливочная горловина; 13 — центробежные фильтры; 14 — запорно-регулирующие клапаны; 15 — бак в поддизельной раме; 16 — вентиль слива масла из бака; 17 — теплообменник; 18 — вентиль штуцерный; 19 — карман для ртутного термометра; 20 — манометр давления масла до фильтра; 21 — вентиль отбора проб масла; 22 — вентиль слива масла из теплообменника; А, Б, В, Г, Д, Е — подсоединительные головки

тора. Гидроредуктор оборудован лопастным насосом с приводом от вала насоса гидромфты. Этим насосом отработанное масло подается в трубопровод фильтра тонкой очистки 2 и сливается в картер дизеля 1.

Масляная система тепловоза 2ТЭ10Л оборудована перепускными клапанами, вентилями, электроманометрами и электротермометрами для контроля давления и температуры масла.

Таблица 5

Элементы характеристики	Тепловозы							
	ТЭМ1, ТЭМ2	ТЭЗ	ТЭ10, 2ТЭ10Л	ТЭ60	ТГ102	ТГМЗ	ТЭ109, ТЭ114, 2ТЭ116	М62
Запас масла, кг	430	1200	1500	1500	2×175	270	1000	1000
Удельный расход масла, г/э. л. с. ч.	4	4	3	4	4	4	3	4
Производительность масля- ного насоса, м³/ч	24	95	120	90	2×12	—	75	56
Минимальное давление мас- ла при максимальной ча- стоте вращения вала ди- зеля, кгс/см²	2	1,5	1,1	3	5	5	3,8	3,5
Маслопрокачивающий насос: производительность, м³/ч	2,2	12	12	12	7,2	2,3	11— 11,5	12
давление, кгс/см²	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
Масляный насос центробеж- ного фильтра: производительность, м³/ч	3,5	12	10	10	—	—	—	—
давление масла, кгс/см²	5	8,5	8,0— 10,4	8,5— 10	—	—	—	—
Частота вращения центро- бежного фильтра, об/мин	—	4500— 6000	4500— 6000	4500— 6000	—	—	4500— 6000	4500— 6000

Для защиты дизеля при падении давления масла предусмотрены реле давления масла. Одно из них срабатывает при давлении $1-1,1 \text{ кгс/см}^2$ и прекращает возбуждение главного генератора, а другое срабатывает при давлении $0,6 \text{ кгс/см}^2$ и прекращает подачу топлива в дизель, а следовательно, останавливает его.

Тепловозы типа ТЭ109 имеют масляную систему (рис. 25), у которой практически все агрегаты и трубопроводы смонтированы на дизеле. Исключение составляют контур маслопрокачки и трубопровод заправки и слива масла. Такое конструктивное решение значительно уменьшает общий вес системы, необходимые запасы масла и снижает затраты мощности на его перемещение по трубопроводам.

Некоторые отличия имеет устройство масляной системы на тепловозе ТГ102. В связи с тем, что в кузове тепловоза установлено два дизеля М756А, для каждого из них предусмотрена своя двухконтурная масляная система. Эти системы могут сообщаться только через трубопроводы прогрева масла. В основном контуре маслооткачивающий насос забирает масло из поддонов дизеля и направляет его через входной фильтр в холодильник, откуда масло поступает в масляный бак. Из бака маслonaгнетающий насос перекачивает масло в масло-раздаточные коллекторы. Входной и выходной фильтры выполнены щелевыми. Фильтрующими элементами являются латунные трехрядные сетки. При необходимости прогрева или прокачки масла прокачивающий насос забирает масло из бака и подает его в маслоподогреватель, а затем в дизель. Основные характеристики оборудования масляной системы тепловозов представлены в табл. 5.

Насосы. Масляные насосы как основного, так и вспомогательного контуров применяются шестеренчатого типа. Наиболее часто встречаются две конструктивные разновидности насосов основного контура. В первой из них применены шевронные зубчатые колеса (ТЭ3, 2ТЭ10Л, ТЭП60) с осями вращения, расположенными горизонтально.

На тепловозах ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1, ТЭМ2 применены масляные насосы с вертикальным расположением рабочих зубчатых колес, выполненных из чугуна. Ведущая шестерня приводится во вращение от коленчатого вала дизеля с помощью пары конических зубчатых колес и вертикального вала.

На тепловозах ТЭ3, ТЭ10, 2ТЭ40, ТЭ60, 2ТЭ10Л, М62, ТЭ109 и 2ТЭ116 устанавливают прокачивающие насосы, имеющие привод от электродвигателя, питаемого от аккумуляторной батареи. Зазор между цилиндрическими образующими корпуса и вращающимися зубьями должен быть минимальным, но не менее $0,2-0,25 \text{ мм}$. Зазор между зубьями ведущей и ведомой шестерен допускается $0,35-0,6 \text{ мм}$, но не менее $0,05 \text{ мм}$.

Щелевые фильтры. Фильтры грубой очистки или щелевые фильтры масла имеют корпус, разделенный горизонтальной перегородкой на две части, в которых установлены фильтрующие элементы. В фильтрах тепловозов ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1, ТЭМ2 имеется по два фильтрующих элемента, а у тепловозов ТЭ3 и 2ТЭ10Л — по 10 фильтрующих элементов. Каждый из этих элементов (рис. 26) состоит из рабочих пластин, между которыми установлены промежуточные пластины. Через зазоры между рабочими пластинами ($0,15 \text{ мм}$) проходит масло в процессе фильтрации. В зазоры между рабочими пластинами входят концы пластин ножей

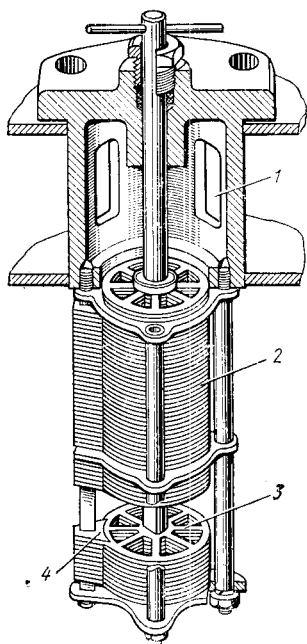


Рис. 26. Щелевой фильтр масла:

1 — окна для выхода отфильтрованного масла; 2 — рабочая пластина; 3 — промежуточная пластина; 4 — щетки

толщиной 0,1 мм, надетые на квадратный стержень. Эти ножи очищают засорившиеся зазоры при повороте пакета рабочих пластин за рукоятку, выведенную из корпуса фильтра.

Фильтры тонкой очистки масла. Для очистки масла применяются фильтры с фильтровальной бумагой, набивные с хлопчатобумажными концами, центробежные фильтры (центрифуги) и щелевые с небольшими размерами щелей.

Ведутся работы по созданию фильтров из пористой керамики. В фильтрах тонкой очистки, применяемых на тепловозах ТЭЗ, 2ТЭ10Л и ряде других (рис. 27), в качестве фильтрующего материала использована фильтровальная бумага. Фильтрующие элементы этого фильтра расположены в корпусе, представляющем собой сварной бак с двойным дном.

В верхней полости бака установлено семь труб с поперечными отверстиями, на каждую из которых насажено по четыре фильтрующих элемента. Фильтрующий элемент представляет собой картонную полосу, накрученную спирально на трубку секции. Верхние и нижние концы образовавшегося цилиндра заклеивают фильтровальной бумагой. Масло поступает в верхнюю полость бака, проходит через фильтрующие элементы и поступает к отверстиям вертикальных труб 2, откуда стекает в нижнюю полость корпуса фильтра и далее идет в картер дизеля.

Набивной фильтр, применяющийся на тепловозах ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1, представляет собой два сетчатых латунных цилиндра, между которыми помещен фильтрующий материал.

Центрифуга (рис. 28) состоит из ротора и отражателя (корпуса фильтра). Ротор насажен на полую трубку и имеет два сопла для выхода масла. Через окна в оси ротора 10 и фланец 14 масло заполняет всю внутреннюю полость ротора и далее через верхние отверстия труб 9 поступает к сопловым наконечникам.

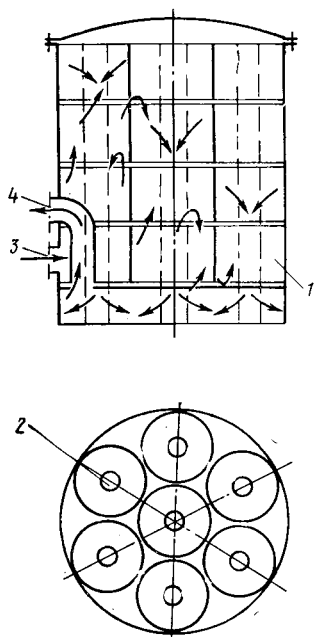


Рис. 27. Схема фильтра тонкой очистки:

1 — фильтрующие элементы; 2 — пустотелые стержни (трубки); 3 — отверстие для входа масла в фильтр; 4 — отверстие для выхода отфильтрованного масла

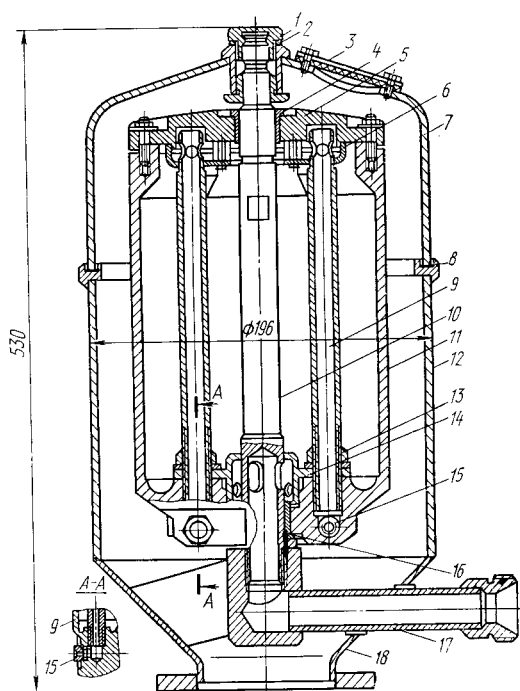


Рис. 28. Центрифуга:

1 — пробка; 2 и 8 — прокладки; 3 — крышка смотрового лючка; 4 и 16 — втулки подшипника; 5 — крышка ротора; 6 — коробка; 7 — крышка фильтра; 9 — труба; 10 — ось ротора; 11 — ротор; 12 — корпус фильтра; 13 — гайка; 14 — фланец; 15 — сопловый наконечник; 17 — штуцер подвода масла; 18 — горловина

Масло, выходя из тангенциально расположенных отверстий сопел под давлением 8—10,4 кгс/см², создает реактивные противоположно направленные струи, которые заставляют ротор вращаться со скоростью 4500—6000 об/мин. Механические примеси в масле отбрасываются к внутренней стенке ротора и часть из них оседает на ней, а часть стекает на дно отражателя (корпуса).

За последнее время разработан и проходит опытную проверку полнопоточный фильтр с звездообразным многолучевым расположением фильтрующих штор. Фильтр состоит из корпуса, в котором установлены фильтрующие элементы. Эти элементы состоят из наружной перфорированной обечайки, фильтрующих штор и внутренней перфорированной трубы. Фильтрующие шторы изготавливаются из специальных (пористых) фильтрующих материалов типа «Нарва-6», состоящих из хлопковых очесов и синтетического волокна. Пропускная способность фильтра 20 м³/ч, рабочее давление 6 кгс/см², разность давлений по обе полости шторы не более 0,5 кгс/см², габариты 250 × 180 × 395 мм.

Расчет основного оборудования масляной системы. Потребная часовая производительность масляного насоса определяется из уравнения теплового баланса дизеля:

$$Q_M = V_M \gamma_M c_{PM} (t_{1M} - t_{2M}) = V_M \gamma_M c_{PM} \Delta t_M,$$

откуда

$$V_M = \frac{Q_M}{\gamma_M c_{PM} \Delta t_M} = \frac{aN_e g_e Q_H^p}{\gamma_M c_{PM} \Delta t_M},$$

где Q_M — количество тепла, отводимого от масла дизеля, ккал/ч;

N_e — эффективная мощность дизеля, л. с.;

V_M — теоретическая производительность насоса, м³/ч;

c_{PM} — теплоемкость масла, ккал/кг·град;

g_e — удельный расход топлива, кг на 1 э. л. с. ч;

γ_M — удельный вес масла, кгс/м³;

Q_H^p — теплота сгорания топлива, ккал/кг;

t_{1M} — температура масла на входе в холодильник, °С;

t_{2M} — температура масла после холодильника, °С;

a — коэффициент, учитывающий долю тепла, отводимого маслом от дизеля в холодильник.

При неохлаждаемых поршнях $a = 0,04 \div 0,06$, при охлаждаемых — $a = 0,12 \div 0,15$.

Расчетная производительность масляного насоса

$$V_p = (1,2 \div 1,3) V_M.$$

Зная расчетную производительность насоса, можно определить мощность, затрачиваемую на насос,⁸

$$N_{MH} = \frac{V_p \Delta p_M}{27 \eta_{MH}},$$

где Δp_M — перепад давления масла в системе, кгс/см²;

η_{MH} — коэффициент полезного действия масляного насоса (0,8—0,85).

Между производительностью насоса и основными параметрами зубчатых колес имеется следующая зависимость:

$$V_p = 0,38 d_0 ml \frac{n_H}{1000} \eta_{MH} \text{ л/ч,}$$

где d_0 — диаметр начальной окружности шестерни, мм;
 m — модуль зуба шестерни, мм;
 l — длина зуба, мм;
 n_n — частота вращения (желательно, чтобы она была меньше 2000 об/мин);
 η_{mn} — коэффициент полезного действия насоса;
 $d_0 = zm$ — диаметр начальной окружности шестерни;
 z — число зубьев.

Для дизеля средней быстроходности число зубьев рабочей шестерни составляет 12—15, а модуль зуба $m = 8 \div 10$ мм. В быстроходных дизелях количество зубьев шестерни масляного насоса составляет 10—12, а модуль зуба 4—5 мм.

Расчеты щелевых фильтров сводятся к определению общего живого сечения щелей

$$f = \frac{V_p}{3600 w} \xi,$$

где V_p — расчетная производительность насоса, м³/ч;
 w — линейная скорость масла, проходящего через фильтр, ее обычно принимают 0,1—0,15 м/с;

ξ — доля масла, проходящего через щелевой фильтр, равная 0,85—0,9.

Основные размеры фильтра тонкой очистки можно определить из выражения

$$V_p^T = F w_T \text{ м}^3/\text{ч},$$

где V_p^T — часовой объем масла, проходящий через фильтр тонкой очистки (10—15% от V_p);

F — площадь фильтрующего материала, м²;

w_T — скорость фильтрации, м/ч (7—12 м/ч).

Пропускная способность фильтра тонкой очистки масла с фильтрующими бумажными элементами, разгрузочным клапаном на 2,5 кгс/см² и шайбой с калиброванным отверстием 10 мм составляет 5 м³/ч. Количество отложений улавливаемых фильтром тонкой очистки до смены бумажных элементов (25 тыс. км пробега) колеблется от 1 до 7 кг. Сопротивление новых бумажных фильтрующих элементов не превышает 0,2 кгс/см². По мере увеличения отложений сопротивление повышается в 3—3,5 раза.

15. Водяная система тепловозов

Чтобы охладить воду дизеля, водомасляных теплообменников и теплообменников наддувочного воздуха, подогреть воду в период остановки дизеля, а также обогреть кабину машиниста в зимнее время, на тепловозах предусмотрена водяная система. В случае применения водомасляных теплообменников вода является охладителем масла дизеля и масла гидropередачи. Водяные системы бывают одно-, двух- и трехконтурные. Водяные системы применяют открытые и закрытые, среднетемпературные и высокотемпературные.

В одноконтурных воздушно-радиаторных системах горячая вода из дизеля поступает в холодильник и оттуда засасывается насосом и нагнетается им в дизель для охлаждения цилиндров. Этот контур, как и в масляных системах, называется основным. В двухконтурных системах, кроме основного контура циркуляции воды, применяется контур воды для прогрева масла и топлива. В этих случаях на тепловозе установлен котел-подогреватель. Как основной контур, так и контур обогрева имеет свои водяные насосы. В трехконтурных системах третий контур предназначается для охлаждения воды воздухоохладителя (ТЭ10, ТЭП60, 2ТЭ116).

Если на тепловозе установлены водомасляные теплообменники для охлаждения масла дизеля или масла гидропередачи, то применяют одно- и двухконтурные системы. В одноконтурных системах горячая вода из дизеля проходит через радиаторы холодильника, теплообменники и возвращается в дизель.

В этом случае требуется один насос и упрощается устройство всей системы, но из-за малых температурных перепадов габариты теплообменников увеличиваются. При двухконтурных системах вода дизеля и вода теплообменника имеют свои круги циркуляции, оборудованные самостоятельными насосами.

Тепловозы, имеющие дизели с двухступенчатым сжатием и охлаждением наддувочного воздуха (ТЭП60, 2ТЭ10Л), как правило, оборудуются двухконтурной водяной системой. Общая схема водяной системы тепловоза 2ТЭ10Л с водомасляным теплообменником приведена на рис. 29.

Первый контур этой системы предусмотрен для охлаждения цилиндров дизеля. Нагретая вода из дизеля поступает в секции холодильника (без стрелок), где она охлаждается и по всасывающей трубе подается к насосу. От этого контура по трубам вода подается к грелкам ног машиниста, к отопительной установке кабины и в топливоподогреватель.

Второй контур предусмотрен для охлаждения наддувочного воздуха и воды водомасляного теплообменника. Вода этого контура из секции холодильника (со стрелками) по трубе 19 поступает в теплообменник 15, откуда по трубе 13 всасывается насосом 12 и далее подается к воздухоохладителям 10 наддувочного воздуха. Для контроля температуры воды в водяной системе предусмотрены электротермометры.

Закрытая водяная система применена на тепловозах с температурой воды 100°C (тепловоз ТГ102) и более (высокотемпературное охлаждение). Водяной центробежный насос тепловоза ТГ102 нагнетает воду из холодильника в дизель для охлаждения его цилиндров. Нагретая в дизеле вода снова поступает в холодильник через закрытый водяной бак и далее снова к центробежному насосу. В этой системе давление воды выше атмосферного на $0,5\text{--}0,75\text{ кгс/см}^2$. Если

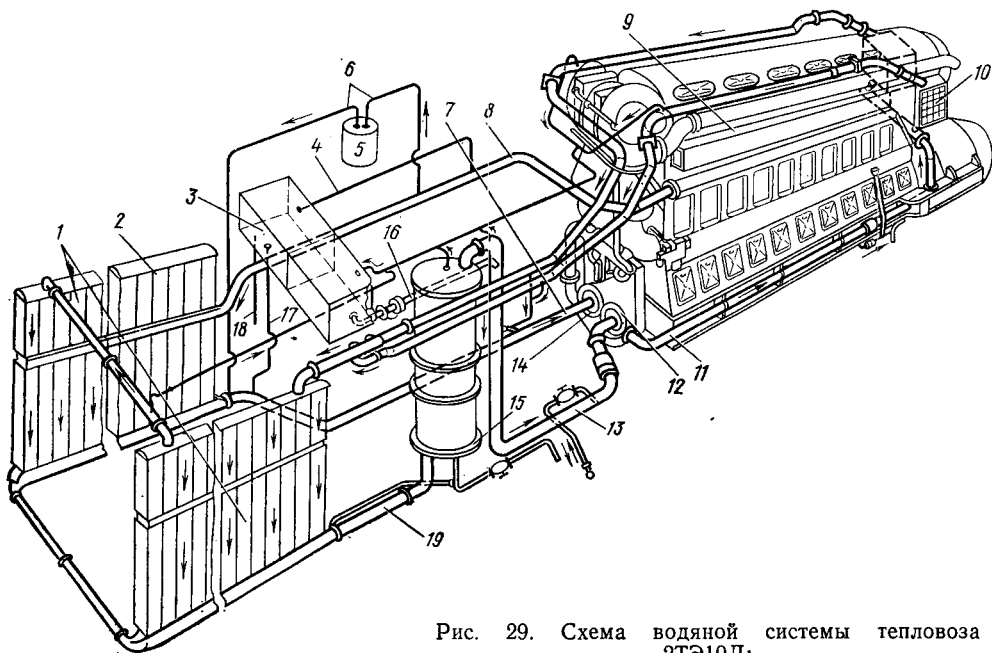


Рис. 29. Схема водяной системы тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — водяные секции холодильника первого круга циркуляции воды; 2 — секции второго круга; 3 — водяной расширительный бак; 4, 6, 7, 8, 17, 18 — труборазветвители первого круга циркуляции воды; 5 — топливный бак; 9 — дизель; 10 — воздухоохладитель наддувочного воздуха; 11, 13, 16, 19 — труборазветвители второго круга циркуляции воды; 12 — водяной насос второго круга; 14 — водяной насос первого круга; 15 — водомасляный теплообменник

давление поднимается выше $0,75 \text{ кгс/см}^2$, то автоматически открывается паровоздушный клапан, расположенный на баке, и выпускает лишний пар в атмосферу, если же в системе давление будет ниже атмосферного на $0,04 - 0,08 \text{ кгс/см}^2$, то открывается воздушный клапан, установленный на калорифере (в кабине машиниста). Закрытая водяная система позволяет повысить температуру выходящей из дизеля воды до 100°C и выше.

Водяная система при высокотемпературном охлаждении допускает температуру воды до $110 - 120^\circ \text{C}$. Такая система водяного охлаждения более сложная, так как требует дополнительного оборудования для создания повышенного давления, исключающего превращение воды в пар, образование паровых проб и коррозии.

Существуют два пути создания повышенного давления в водяной охлаждающей системе: применение дополнительного объемного насоса 7 (рис. 30, а), который забирает воду из расширительного бака и подает его через нагнетательный клапан в сеть циркуляции, и применение сжатого воздуха (рис. 30, б), который подается из автотормозной системы в расширительный бак. Давление воздуха в расширительном баке поддерживается регулирующим клапаном 10.

Высокотемпературное охлаждение двигателей находит распространение во Франции и в других странах. Такая система позволяет существенно снизить размеры холодильника и затраты мощности на привод вентилятора холодильника. Наряду с этим уменьшились коррозионные явления на внешней поверхности гильз. В нашей стране ведутся стендовые испытания подобных систем охлаждения.

Устройство центробежных водяных насосов почти на всех дизелях одинаково. Они состоят из крыльчаток и валов. Валы опираются на два или три шарикоподшипника.

Основные характеристики оборудования водяных систем различных тепловозов приведены в табл. 6.

Определение производительности и мощности водяного насоса. Используется тот же метод расчета, что и для масляного насоса, с заменой параметров для масла параметрами для воды. При этом коэффициент α , учитывающий долю отводимого от дизеля тепла, может быть принят для дизелей средней быстроходности $0,15 - 0,20$, а для быстроходных дизелей $0,10 - 0,15$. Для уточнения количества тепла, которое необходимо от-

вести от дизеля при нормальном режиме, можно воспользоваться данными, приведенными в главе V. Перепад температур на входе воды в дизель и выходе из него обычно равен $5 - 10^\circ \text{C}$, перепад давления в водяной системе $\Delta p = 1 - 4 \text{ кгс/см}^2$.

В отдельных случаях для подогрева воды, топлива, масла дизеля и холодильника при неработающем дизеле и низкой температуре окружающего воздуха применяются котлы-подогреватели. Такой прогрев можно осуществлять и самим дизелем при работе его на холостом ходу, но расход топлива, особенно при минусовых температурах, будет больше, чем при работе котла, а части дизеля будут дополнительно изнашиваться. Однако, как показала практика эксплуатации при температурах воздуха ниже нуля, частые пуски

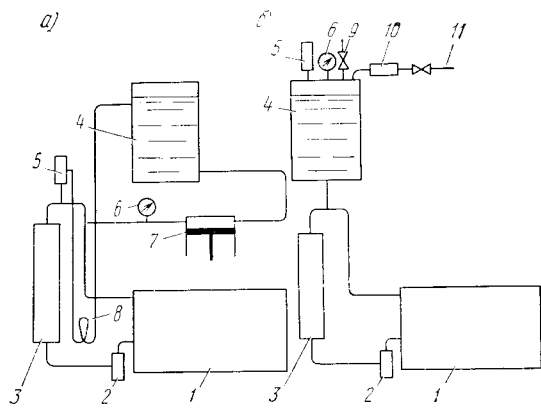


Рис. 30. Принципиальные схемы высокотемпературного охлаждения воды:

1 — дизель; 2 — центробежный насос; 3 — секция холодильника; 4 — расширительный бак; 5 — предохранительный клапан; 6 — манометр; 7 — объемный насос; 8 — змеевик для конденсации пара в случае паробразования; 9 — вентиль для выпуска сжатого воздуха; 10 — регулирующий клапан; 11 — трубопровод сжатого воздуха

Таблица 6

Элементы характеристики	Тепловозы							
	ТЭМ1, ТЭМ2	ТЭЗ	ТЭ10, ТЭ10Л	ТЭП60	ТГ102	ТГМ1	ТГМ3	ТЭ109, ТЭ116
Запас воды, кг	950	800	1450	1580	2×400	200	430	1250
Производительность водяного насоса основного контура, м³/ч	90	102	150	100	2×45	20	45	80
Передаточное число	2,4	2,42	2,42	2,6	2,3	2,3	2,3	2,4
Производительность водяного насоса второго контура, м³/ч	—	—	100	100	—	—	—	80

котлов подогревателей истощали емкость аккумуляторной батареи, что затрудняло пуск дизелей. Кроме этого, теплопроизводительность применяемых котлов не удовлетворяла условиям поддержания заданных температур теплоносителей в условиях суровой зимы. Вследствие этих причин на большинстве магистральных тепловозов котлы-подогреватели не устанавливаются. Это указывает на необходимость дальнейшего совершенствования котлов и всей системы прогрева, а также совершенствования приводов от аккумуляторных батарей или других энергетических установок. Поверхность нагрева применяемых котлов колеблется от 3,75 до 4,18 м², теплопроизводительность — от 90 до 135 тыс. ккал/ч.

Подбор необходимой теплопроизводительности котла зависит от многих факторов: типа дизеля и холодильника, емкости водяной, масляной и топливной системы, расположения силового и вспомогательного оборудования и др. Теплопроизводительность применяемых типов котлов колеблется примерно от 40 до 65 ккал/ч, отнесенных на 1 э. л. с. мощности дизеля. Вода из котла поступает в топливо- и маслоподогреватели.

16. Воздушные фильтры

Воздух, засасываемый из атмосферы воздухоудками дизеля, имеет значительную степень запыленности (вес пыли в 1 м³ воздуха). В воздухе около железных дорог в среднем содержится 3—4 мг/м³. Вблизи крупных промышленных районов запыленность достигает 10 мг/м³, при встречной перевозке сыпучих грузов — 50 мг/м³, а в условиях Средней Азии может доходить до 100—150 мг/м³. Современные мощные дизели (10Д100, 2Д70, 5Д49, 11Д45 и др.) потребляют при номинальном режиме 15—17 тыс. м³/ч воздуха. Если бы отсутствовали фильтры, то в дизель даже при запыленности 3—4 мг/м³ поступало бы 50—60 г пыли в час и тем самым ускорялся бы износ его частей. Технически чистым называют воздух, имеющий запыленность 1 мг/м³.

Для очистки воздуха от пыли на тепловозах установлены фильтры. Качество фильтров оценивается коэффициентом очистки

$$\eta = \frac{G_3}{G_B},$$

где G_3 — количество задержанной пыли в фильтре, мг;

G_B — количество пыли в воздухе, поступившем в фильтр, мг.

В соответствии с ГОСТом допускаются значения η не менее 0,985. Часто применяют в качестве критерия оценки фильтрации коэффициент пропуска пыли $\epsilon = (1 - \eta) 100\%$. При номинальном режиме работы дизеля в соответствии с ГОСТом ϵ не должен быть более 1,5%. Важным фактором оценки фильтров является гидравлическое сопротивление проходу воздуха.

На тепловозах применяют воздушные фильтры: сетчатые, инерционные (циклонные), маслопеночные и непрерывного действия.

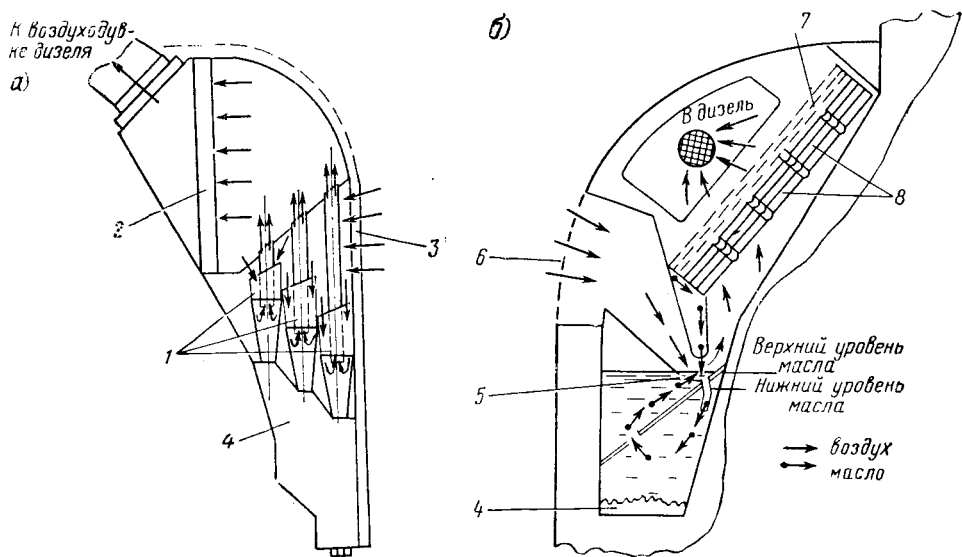


Рис. 31. Схемы воздушных фильтров:

а — инерционный; б — маслопеночный; 1 — циклоны; 2 — сетчатая очистительная секция; 3 — жалюзи; 4 — грязесборник; 5 — поддон; 6 — наружная сетка; 7 — пакет сеток; 8 — кассеты

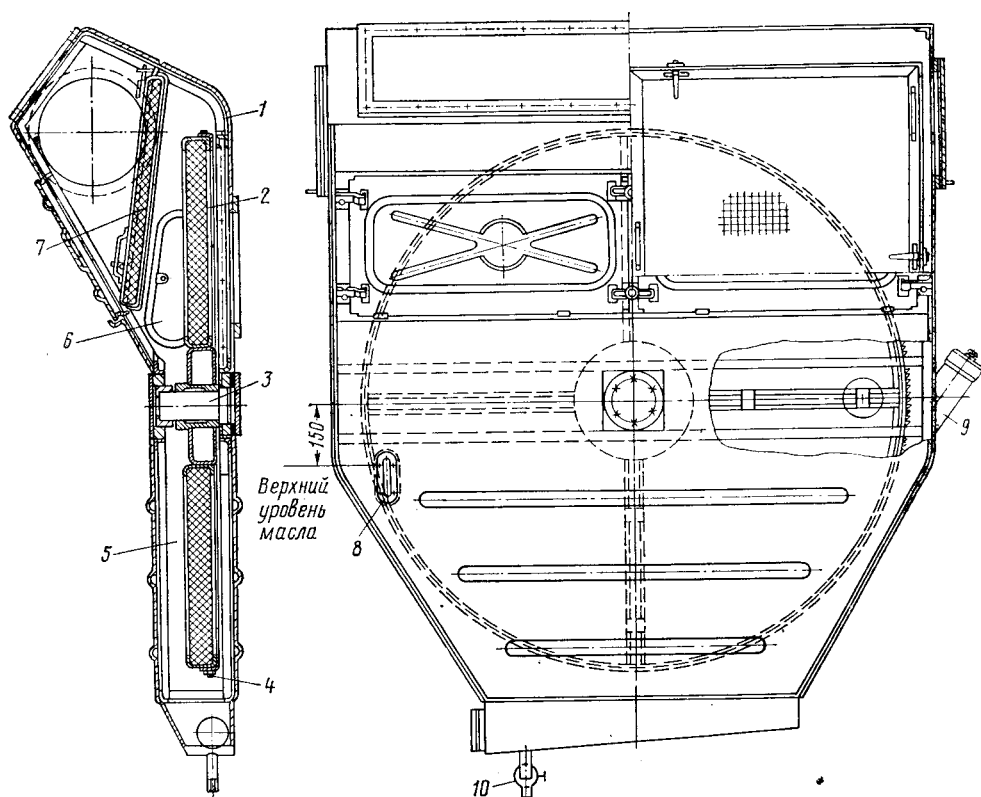


Рис. 32. Фильтр непрерывного действия:

1 — корпус; 2 — подвижная кассета; 3 — валик; 4 — зубчатая лента; 5 — масляная ванна; 6 — лючки; 7 — неподвижная кассета; 8 — масломерное стекло; 9 — заливная горловина; 10 — спускной кран

Инерционный (циклонный) воздухоочиститель (рис. 31, а) применялся на тепловозах ТЭЗ первых выпусков. Воздух через жалюзи засасывается в циклоны. Там поток воздуха получает завихрение и делает повороты, которые способствуют отбрасыванию взвешенных в нем частиц (пыли) в грязеотстойник. Воздух, пройдя через циклоны (показан стрелками), поднимается по трубам и далее проходит к воздуходувке через сетчато-очистительную секцию. При дождях или влажном снеге снабжение дизеля воздухом происходит из кузова теплового только через сетчато-очистительную секцию. Циклонно-сетчатый

фильтр задерживает значительное количество частиц пыли размером 5—10 мк и выше и требует частой очистки его фильтрующих элементов.

На тепловозах ТЭП60, М62, ТГ102 и других применяются маслопленочные воздухоочистители (рис. 31, б). После очистки воздуха в этих фильтрах размеры частиц пыли не превышают 2,5—3 мк, а гидравлическое сопротивление по сравнению с инерционным фильтром значительно снижается.

В маслопленочных фильтрах поток воздуха входит через наружную сетку, далее проходит в поддон и делает в нем крутой поворот. Скорость в самом узком месте поддона составляет 27—30 м/с (при максимальном расходе). Часть крупных частиц пыли задерживается в поддоне. Пройдя поддон, воздух смешивается с мелкими частицами масла, устремляется в кассеты и далее через сетки идет к воздуходувке. При этом масло и вместе с ним пыль отделяются от воздуха. Грязное масло с кассет стекает в грязеотстойник через отверстия в поддоне. Унос масла колеблется в пределах 1,5—4 г/ч на каждую 1000 л. с. мощности дизеля. Скорость воздуха перед кассетами 1,7—2 м/с, а живое сечение фронтальной площади кассет составляет примерно 43—46%.

На новых тепловозах ТЭЗ, 2ТЭ10Л, ТЭ109, 2ТЭ116 установлен фильтр непрерывного действия (рис. 32). В корпусе фильтра расположены два фильтрующих элемента, через которые последовательно проходит воздух. Первым фильтрующим элементом является вращающаяся кассета, которая представляет собой колесо с четырьмя секторами, заполненными металлическими сетками. На ободе колеса укреплен зубчатая храповая лента. Второй фильтрующий элемент представляет собой неподвижную кассету, такую же, как и в циклонном фильтре. Нижняя часть корпуса фильтра образует масляную ванну. Подвижная кассета перемещается при помощи пневматического servомотора, установленного в корпусе воздухоочистителя.

Все три конструкции фильтров можно сравнить по величинам коэффициентов очистки воздуха и значениям гидравлических сопротивлений при номинальном режиме работы дизеля, которые получены в результате экспериментальных исследований тепловозной лаборатории МИИТа.

Эти данные приведены для дизеля 2Д100 в табл. 7 и на рис. 33.

За последнее время после сравнительных испытаний в ЦНИИ МПС фильтрующих элементов из различных материалов был принят для применения на серийных тепловозах пенополиуретан. Кассеты с такими фильтрами устанавливаются дополнительно к сетчатым фильтрам.

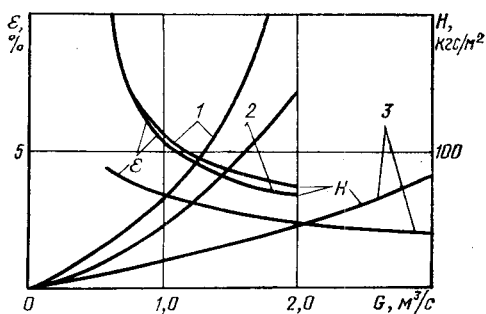


Рис. 33. Кривые зависимости гидравлического сопротивления H и коэффициента пропускания ϵ от количества воздуха, потребляемого дизелем для фильтров:

1 — инерционного; 2 — маслопленочного; 3 — непрерывного действия

Таблица 7

Тип фильтра	Коэффициент очистки воздуха	Значение гидравлических сопротивлений, мм вод. ст.
Циклонно-сетчатый	0,96	150
Маслопленочный	0,97	80
Непрерывного действия	0,98	40

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТЕПЛОВЗОВ

17. Требования, предъявляемые к системам охлаждения

Комплекс устройств, позволяющих отводить тепло от охлаждаемых агрегатов к атмосферному воздуху, называется системой охлаждения тепловоза. В условиях тепловоза отвод тепла от агрегатов, подлежащих охлаждению, в конечном счете возможен только к атмосферному воздуху.

В случае когда охлаждение агрегата возможно за счет обдува непосредственно атмосферным воздухом (электрические машины и устройства, дизели маневровых тепловозов небольшой мощности с воздушным охлаждением цилиндров, воздухо-воздушные теплообменники для охлаждения наддувочного воздуха), система охлаждения является разомкнутой и состоит из вентилятора, подводящих и отводящих воздушных каналов, включающих фильтры, если предъявляются нормативные требования к запыленности охлаждающего воздуха.

Для охлаждения воды и масла дизеля, воды, охлаждающей наддувочный воздух, и масла гидropередачи на тепловозах применяются замкнутые системы охлаждения с поверхностными теплообменниками.

Значительные величины теплоотводов одновременно от нескольких охлаждаемых жидкостей, сравнительно невысокая теплорассеивающая способность поверхностных теплообменников при обдуве их воздухом приводят к сложности устройства систем охлаждения, их большим габаритам и весу, а на их функционирование приходится затрачивать некоторую часть эффективной мощности, развиваемой дизелем. Так, на функционирование только системы охлаждения воды и масла дизеля затрачивается 4—6% его эффективной мощности.

Основными требованиями, предъявляемыми к системе охлаждения тепловозов, являются: обеспечение теплорассеивающей способности, при которой возможна реализация номинальной мощности дизеля без ограничений в любых эксплуатационных условиях; надежность работы в эксплуатации; минимальный вес и габариты; минимальная затрата дефицитных цветных металлов; минимальная затрата мощности на функционирование системы; небольшая строительная стоимость; удобство эксплуатации и ремонта; возможность полной автоматизации работы. Наиболее общее требование: минимальность изменяющейся части себестоимости измерителя перевозок, зависящей от системы охлаждения, в среднесетевых условиях.

18. Температурные режимы охлаждаемых жидкостей, количество отводимого тепла

Величина теплоотвода от охлаждаемых агрегатов тепловоза определяется их конструктивными особенностями, режимом работы и специфическими требованиями, выполнение которых обеспечивает заданный срок службы агрегата.

Температурные режимы жидкостей, непосредственно охлаждающих агрегат и затем охлаждаемых в холодильнике тепловоза, устанавливаются исходя из особенностей работы охлаждаемых агрегатов и требований, предъявляемых к физико-химическим свойствам самих жидкостей.

Температуры охлаждающей воды и масла оказывают существенное влияние на экономичность работы и срок службы дизелей (рис. 34) и их оптимальные значения устанавливаются для каждого типа дизеля. В большинстве случаев

для современных тепловозных дизелей температуры охлаждающей воды и масла на выходе из дизеля принимаются в пределах 75—90° и 70—85° С соответственно. При понижении температуры масла увеличивается его вязкость, возрастают потери на трение и уменьшается величина механического к. п. д. дизеля, увеличивается износ трущихся деталей. Понижение температуры охлаждающей воды способствует снижению температуры пленки масла на смазываемых поверхностях, что приводит к аналогичным результатам. Кроме того, переохлаждение поверхностей, соприкасающихся с продуктами сгорания, может привести к конденсации водяных паров, образованию сернистой кислоты (за счет реакции окислов серы, содержащихся в продуктах сгорания, с конденсатом), вызывающей усиленную химическую коррозию. При очень высоких температурах масла (выше 130° С) его смазывающие свойства резко ухудшаются, а износ деталей увеличивается.

Для предотвращения возникновения в дизеле значительных температурных деформаций разность температур воды и масла на выходе и входе в дизель принимается сравнительно небольшой: 6—10° С (для воды) и 10—15° С (для масла).

При высокотемпературном охлаждении температура охлаждающей воды на выходе из дизеля доводится до 120—130° С, что дает возможность значительно сократить поверхности водовоздушного теплообменника за счет увеличения температурного перепада между охлаждаемой водой и охлаждающим атмосферным воздухом, а также за счет уменьшения тепловыделения дизеля в воду.

Температура воды, применяющейся для охлаждения наддувочного воздуха, определяется при расчете соответствующего теплообменника.

Максимально допустимые температуры масла на выходе из гидропередач должны быть в пределах: для передачи с одним гидротрансформатором и многоступенчатой коробкой передач 135—140° С; для передачи с тремя трансформаторами (или двумя трансформаторами и муфтой) 110—115° С. В дальнейшем, при создании гидропередач, в которых масло практически не соприкасается с воздухом или заменено специальными жидкостями, возможно повышение температур до 150—180° С.

Величина теплоотвода от дизелей в охлаждающую воду и масло зависит от тактности, быстроходности, мощности, конструктивных особенностей дизеля (охлаждаемые поршни, коллекторы и т. д.), температурного уровня охлаждающих жидкостей и точно может быть определена в результате специальных испытаний. Общее количество тепла, отводимого в воду и масло, составляет 20—40% от тепла сгорания топлива, расходуемого дизелем. Количество тепла, отбираемого от наддувочного воздуха, определяется при расчете системы наддува дизелей.

Величины теплоотводов от воды и масла дизеля, а также от наддувочного воздуха, реализуемые в отечественных тепловозных дизелях на номинальном режиме работы при температуре воздуха +20° С, приведены в табл. 8.

В масле гидропередачи генерируется количество тепла, ориентировочно равное тепловому эквиваленту теряемой в передаче мощности,

$$Q_{м.г} = 632 (1 - \eta_{г}) N_{ег} \text{ ккал/ч,}$$

где $\eta_{г}$ — к. п. д. гидропередачи;

$N_{ег}$ — мощность на входном фланце гидропередачи, л. с.

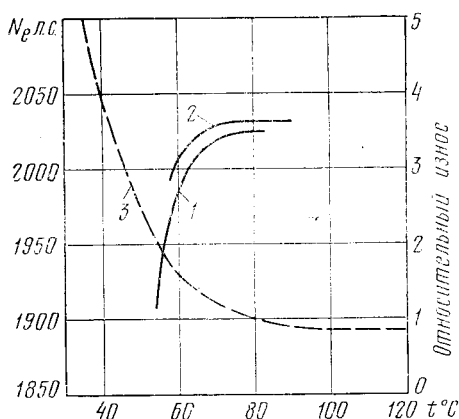


Рис. 34. Зависимость эффективной мощности дизеля 2Д100 (при постоянном расходе топлива) и износа цилиндровых втулок от температуры охлаждающей воды и масла:

1 — мощность дизеля от температуры масла;
2 — мощность дизеля от температуры воды;
3 — относительный износ цилиндровых втулок

Параметры	Марки					
	1Д12-400	М751	М756	Д50	ПД1М	6Д49
Номинальная мощность, л. с.	400	750	1000	1000	1200	1200
Теплоотвод, 10 ³ ккал/ч:						
в охлаждающую воду	190	370	471	447	367	250
в масло дизеля	20	30	31	58,7	65,4	80
суммарный	210	400	502	505,7	432,4	330
от наддувочного воздуха	—	—	—	—	41,1	100
Удельный теплоотвод, ккал/э. л. с. ч:						
в охлаждающую воду	475	493	471	447	306	208
в масло дизеля	50	40	31	58,7	54,5	66,7
суммарный	525	533	502	505,7	360,5	274,7
от наддувочного воздуха	—	—	—	—	34,2	83,3
Максимально допустимые температу- ры на выходе из дизеля, °С:						
воды	95	...	105	...	88	—
масла	95	...	100	...	80	—

В гидропередачах маневровых тепловозов теплоотвод в масло ориентировочно составляет 30% количества тепла, эквивалентного мощности на входном фланце, а в гидропередачах магистральных — 23—25%. Максимальная величина теплоотвода в масло гидропередачи может иметь место не при полной, а при частичных нагрузках дизеля.

Величина тепловыделения в электрических машинах равна тепловому эквиваленту теряемой в них мощности и может быть определена по формуле

$$Q_3 = 632 (1 - \eta_3) N \text{ ккал/ч,}$$

где η_3 — к. п. д. электрической машины;
 N — мощность электрической машины, л. с.

19. Компоновка охлаждающих систем тепловозов

Системы охлаждения komponуются из поверхностных теплообменников (радиаторов), предназначенных для охлаждения жидкостей атмосферным воздухом, промежуточных теплообменников (для охлаждения масла дизеля или гидропередачи водой, которая охлаждается в радиаторах атмосферным воздухом), вентиляторов и системы воздушных каналов, обеспечивающих подвод и отвод атмосферного воздуха от радиаторов, системы трубопроводов и насосов, обеспечивающих циркуляцию охлаждаемых жидкостей и устройств для регулирования режимов работы.

Системы охлаждения воды, масла, наддувочного воздуха дизеля и масла гидропередачи можно свести к следующим характерным случаям:

- 1) все охлаждаемые жидкости отдают тепло атмосферному воздуху только в радиаторах;
- 2) масло дизеля, масло гидропередачи (в случае ее наличия) и наддувочный воздух (при его охлаждении) отдают тепло в промежуточных теплообменниках охлаждающей воде дизеля, которая сама охлаждается в воздушных радиаторах (все теплообменники в этом случае включены в один контур циркуляции охлаждающей воды);
- 3) масло дизеля, масло гидропередачи и наддувочный воздух отдают тепло в промежуточных теплообменниках воде, которая, хотя бы в одном из них, не является охлаждающей водой дизеля, а образует самостоятельный контур циркуляции, включающий воздушные радиаторы; в этом случае контуров циркуляции охлаждающей воды может быть два или три;

Таблица 8

дизелей

6Д70	14Д40	2Д100	10Д100	11Д45	Д70	3Д70	5Д49	5Д49
1200	2000	2000	3000	3000	3000	4000	3000	4000
286	630	620	825	850	645	900	700	660
81,3	390	365	520	455	176	480	220	374
367,3	1020	985	1305	1305	821	1380	920	1034
83	—	—	340	300	373	430	200	530
238	315	310	262	283	215	225	233,3	165
67,7	195	182,5	173	152	58,7	120	73,3	93,5
305,7	510	492,5	435	435	273,7	345	306,6	258,5
69,1	—	—	113	100	124,3	104,5	66,6	132,5
...	95	90	95	95	95	95	95	95
...	85	85	85	85	95	95	95	95

4) смешанные системы, в которых хотя бы одна из рабочих жидкостей (масло дизеля, гидропередачи, наддувочный воздух), охлаждается непосредственно в радиаторах, а другие — в промежуточных теплообменниках; в этом случае число контуров охлаждающей воды может изменяться от одного до трех.

Выбор схемы системы охлаждения для конкретных случаев производится на основе технико-экономических сопоставлений и определяется технико-экономическими показателями применяемых воздушных радиаторов и промежуточных теплообменников, а также заданными температурными режимами рабочих жидкостей и величиной теплоотводов.

Охлаждающие устройства различаются также по ряду других признаков: месту установки панелей радиатора (боковая стенка кузова, лобовая, крыша) и расположению их оси (вертикальное, V-образное, шатровое), их рядности (одно- и двухрядное расположение по направлению потока охлаждающего атмосферного воздуха), схеме работы вентиляторов (всасывание, нагнетание или смешанная схема), конструкции шахты (каркасная, блочная), конструкции вентиляторов, их количеству и конструкции привода, способу управления работой системы (ручное, дистанционное, автоматическое).

Двухрядное расположение секций радиаторов, примененное на тепловозе ТЭЗ (рис. 35), дает возможность несколько сократить длину фронта холодильника в целом (при данном типе секций), но при этом значительно снижается теплорассеивающая способность масляных (МСД) и водяных (ВСД) секций во втором ряду за счет уменьшения температурного напора между охлаждаемыми жидкостями и охлаждающим воздухом, нагретым при прохождении первого ряда секций. Это приводит к увеличению необходимого числа секций, увеличивает вес холодильника и затрату дефицитных цветных металлов на его изготовление. При таком устройстве невозможно раздельное регулирование температуры воды и масла дизеля.

На части тепловозов 2ТЭ10Л также применяется непосредственное охлаждение рабочих жидкостей атмосферным воздухом в радиаторах, при двух контурах охлаждающей воды (воды дизеля и воды, охлаждающей наддувочный воздух) и одном контуре масла дизеля. Секции радиаторов имеют двухъярусное боковое расположение (рис. 36). В нижних ярусах располагаются 12 секций для охлаждения воды наддувочного воздуха и 20 секций для охлаждения воды дизеля (рабочая длина трубок 1206 мм). В верхних ярусах расположено 36 масло-воздушных секций с турбулизацией потока масла, имеющих рабочую длину трубок 535 мм. В отличие от тепловоза ТЭЗ, регулирование температур воды и масла дизеля раздельное при помощи автоматически регулируемых жалюзи, имеющих также ручной привод (на случай проведения ремонтных работ или

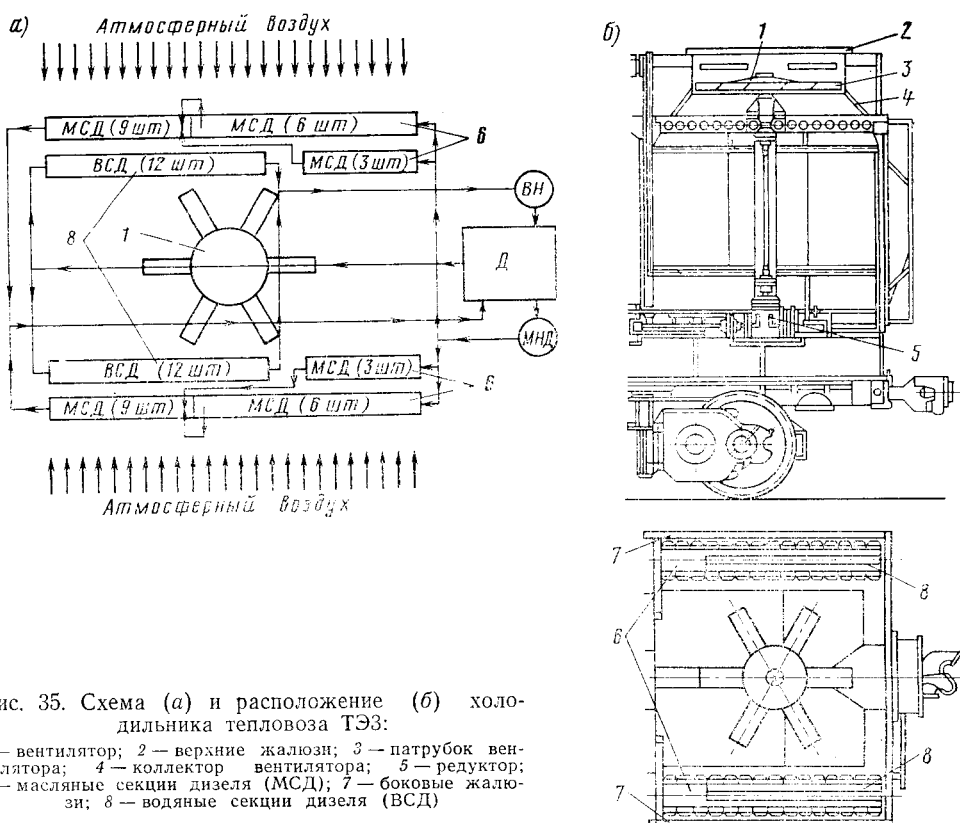


Рис. 35. Схема (а) и расположение (б) холодильника тепловоза ТЭЗ:

1 — вентилятор; 2 — верхние жалюзи; 3 — патрубок вентилятора; 4 — коллектор вентилятора; 5 — редуктор; 6 — масляные секции дизеля (МСД); 7 — боковые жалюзи; 8 — водяные секции дизеля (ВСД)

повреждения автоматического привода). Расположение маслотовоздушных секций в верхних ярусах нельзя считать удачным, так как при их течи масло попадает на водовоздушные секции, что ведет к значительному загрязнению их, снижению теплорассеивающей способности и повышению аэродинамического сопротивления.

Другая часть тепловозов 2ТЭ10Л имеет промежуточный водомасляный теплообменник и два основных контура охлаждающей воды: контур охлаждения воды дизеля и контур воды, охлаждающей масло дизеля в водомасляном теплообменнике и наддувочный воздух (в специальном теплообменнике). Вода дизеля охлаждается в 13 водовоздушных секциях с рабочей длиной трубок 1206 мм и 13 секциях с рабочей длиной трубок 535 мм, расположенных с левой стороны. Вода контура охлаждения наддувочного воздуха и масла дизеля охлаждается в 25 высоких и 25 низких водовоздушных секциях, занимающих всю правую часть холодильной камеры и часть левой. На этих тепловозах имеется раздельный привод боковых жалюзи правой и левой стороны в соответствии с расположением секций радиаторов двух контуров охлаждающей воды.

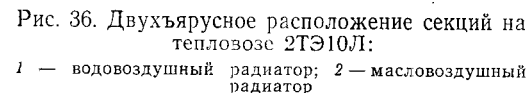
Общим недостатком систем с непосредственным охлаждением рабочих жидкостей атмосферным воздухом является наличие поверхностных маслотовоздушных радиаторов, не обладающих достаточной эксплуатационной надежностью.

Схема с промежуточными теплообменниками и одним контуром циркуляции воды применена на ряде тепловозов ТГ102, на тепловозах ЧМЭ2, опытных тепловозах ТЭ109 и некоторых зарубежных тепловозах. Эта схема эксплуатационно надежна, так как охлаждение масла водой обеспечивает независимость температуры масла дизеля и гидропередачи от температуры наружного воздуха, отсутствует маслотовоздушный радиатор, не обладающий необходимой надежностью.

Система с промежуточными теплообменниками и двумя контурами циркуляции воды установлена на пассажирском односекционном тепловозе ТЭП60 (начиная с № 0009 до № 0167) (рис. 37).

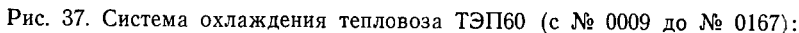
Эксплуатация и испытания тепловозов ТЭП60 с таким охлаждающим устройством выявили неудовлетворительную работу крышевого холодильника, охлаждающего воду, поступающую из холодильника наддувочного воздуха, так

Атмосферный воздух



1 — водовоздушный радиатор; 2 — масловоздушный радиатор

кончателно охладенная снова посту-



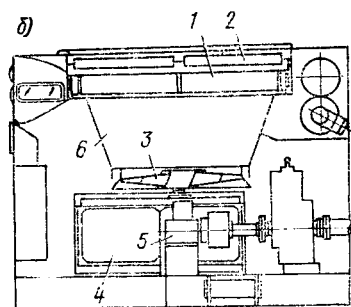
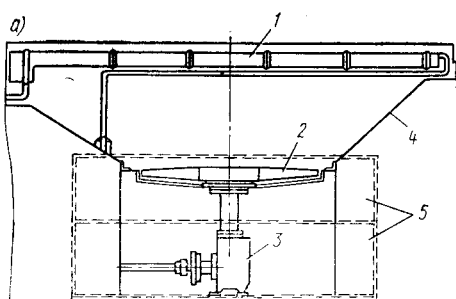


Рис. 38. Охлаждающие устройства тепловоза:

a — с нагнетательным вентилятором: 1 — радиатор; 2 — осевой вентилятор; 3 — электрическая муфта; 4 — шахта; 5 — боковые жалюзи; 6 — вентилятором смешанного типа: 1 — верхний радиатор; 2 — верхние жалюзи; 3 — осевой вентилятор; 4 — боковой радиатор и жалюзи; 5 — электрическая муфта; 6 — шахта

как его секции обдувались воздухом из дизельного помещения, температура которого достигала 65°C (при температуре наружного воздуха $+40^{\circ}\text{C}$). Кроме того, при работе вентилятора в кузове тепловоза возникали сквозняки; ремонт и обслуживание дизеля затруднялись низко расположенным над ним холодильником. На тепловозах ТЭП60, начиная с № 0167, устанавливается модернизированное охлаждающее устройство без крышевого холодильника. В пер-

вый контур, охлаждающий воду дизеля, включено 17 водовоздушных секций, расположенных в первой к дизелю шахте (9 справа и 8 слева). Второй контур, в котором циркулирует вода, охлаждающая масло дизеля в водомасляном теплообменнике и наддувочный воздух, включено 30 водовоздушных секций (по 12 секций с каждой стороны второй шахты и по 3 — первой). В передней шахте (слева) установлена одна масловоздушная секция для охлаждения масла гидростатического привода вентилятора.

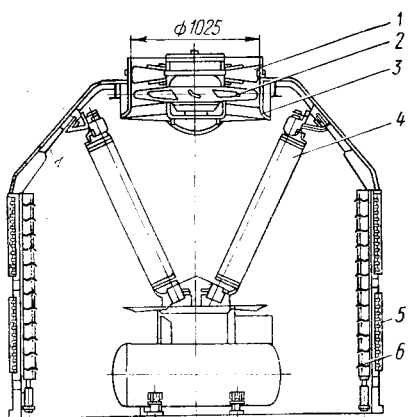


Рис. 39. Расположение радиаторов на тепловозе ТЭ109:

1 — спрямляющий аппарат-жалюзи; 2 — вентиляторное колесо; 3 — направляющий аппарат; 4 — панель радиатора; 5 — воздухозаборная решетка; 6 — жалюзи

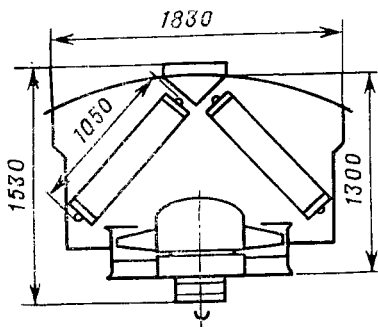


Рис. 40. Шатровое расположение радиаторов

Все системы охлаждения отечественных тепловозов обслуживаются осевыми вентиляторами всасывающего типа с конфузорным течением воздуха в шахте. Это объясняется тем, что поверхность фронта радиатора значительно превосходит площадь, ометаемую лопастями обслуживающего вентилятора, а при этих условиях трудно обеспечить приемлемую величину аэродинамического сопротивления в шахте при нагнетательном вентиляторе (диффузорное течение воздуха), хотя применение нагнетательных вентиляторов и имеет некоторые преимущества. При нагнетательных вентиляторах, имеющих такую же мощность, как и всасывающие, увеличивается массовый расход воздуха, так как в них поступает более холодный воздух, а также уменьшаются потери энергии с выходной скоростью воздушного потока.

На некоторых зарубежных тепловозах применяются осевые вентиляторы нагнета-

тельного (рис. 38, а) или смешанного типа (рис. 38, б). Эти вентиляторы целесообразны по затрате мощности на них, при относительно небольших размерах фронта радиаторов (либо при относительно небольших теплорассеивающих способностях — на тепловозах небольшой мощности, либо при применении высокотемпературного охлаждения).

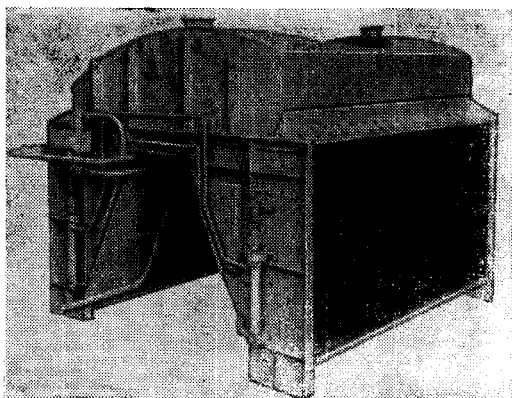


Рис. 41. Блок холодильника

Помимо бокового вертикального расположения радиаторов, применяющегося на большинстве отечественных тепловозов, встречается **V-образное** (на тепловозах ТЭ109 — рис. 39 и некоторых зарубежных). В двух боковых проходах холодильника тепловоза ТЭ109 располагается некоторое вспомогательное оборудование. Такое расположение проходов имеет существенные недостатки: высокие скорости воздуха в боковых проходах, попадание в них атмосферных осадков (дождя, снега). На зарубежных тепловозах применяют также **крышное** (см. рис. 38) и **шатровое** расположение радиаторов (рис. 40).

На отечественных тепловозах применяют каркасные шахты, а на ряде зарубежных — блочные. Блок холодильника (рис. 41) состоит из воздушных радиаторов, коллекторов для подвода и отвода охлаждаемых жидкостей вентиляторов, жалюзи. При монтаже тепловоза блок крепится к его кузову. Преимуществом блочной конструкции является возможность изготовления блоков холодильника на специализированных предприятиях и агрегатного ремонта, сокращающего простой тепловозов в ремонте.

20. Конструкция и расчет водяных и масляных радиаторов

Число секций радиаторов тепловоза устанавливается расчетом в зависимости от количества тепла, подлежащего рассеиванию, и теплорассеивающей способности секций при расчетном режиме.

Стандартные водяная (рис. 42, а) и масляная секции (рис. 42, б) — теплообменники поверхностного типа, состоящие из концевых коллекторов 1 и заключенного между ними пучка плоскоовальных трубок 8 с коллективными ребрами 7 толщиной 0,1 мм. Материал трубок — томпак Л96, а ребер — медь МЗ.

Концевые коллекторы 1 секций (см. рис. 42), представляющие собой корбчатые стальные отливки, предназначены для присоединения секций к соответствующим подводящим и отводящим коллекторам радиатора 10, выполненным в виде сварных труб прямоугольного или круглого сечений, а также для подвода воды и масла к трубкам 8 секции. Отверстия а в коллекторах секций служат для подвода и отвода воды и масла. В два отверстия б пропускаются шпильки, которыми секция крепится к коллектору радиатора. Для герметизации между привалочными плоскостями коллекторов секции и радиатора ставят паронитовые прокладки. Коллекторы секций вставляют в медные трубные коробки 2 и припаивают медноцинковым припоем ПМЦ-54 или латунию Л62. К трубным коробкам на заклепках крепят медные усилительные доски 4.

Трубный пучок водяных и масляных секций состоит из двух одинаковых колонок, каждая из которых имеет четыре ряда плоскоовальных трубок 8, расположенных по потоку воздуха. На трубки каждой колонки надевают коллективные медные ребра и припаивают методами «окунания» или «спекания». При методе «окунания» полностью собранная секция погружается в ванну с расплавленным свинцовооловянным припоем ПОС18, который заполняет за-

зоры между трубками и буртами ребер. Излишки припоя удаляют при быстром вращении секции, вынутой из ванны, в специальном приспособлении. При методе «спекания» плоскоовальные трубки снаружи покрывают слоем полуды ПОС40 толщиной 0,02—0,04 мм, оребряют и собранную секцию в печах с нейтральной атмосферой «спекают». Метод «окунания» проще, но требует большого расхода припоя, а секции характеризуются большим аэродинамическим сопротивлением. Тепловозные секции изготавливают методом «спекания».

Концы плоскоовальных трубок вставляют в соответствующие отверстия усилительных досок 4 и решеток трубных коробок 2, раздают в них для обеспе-

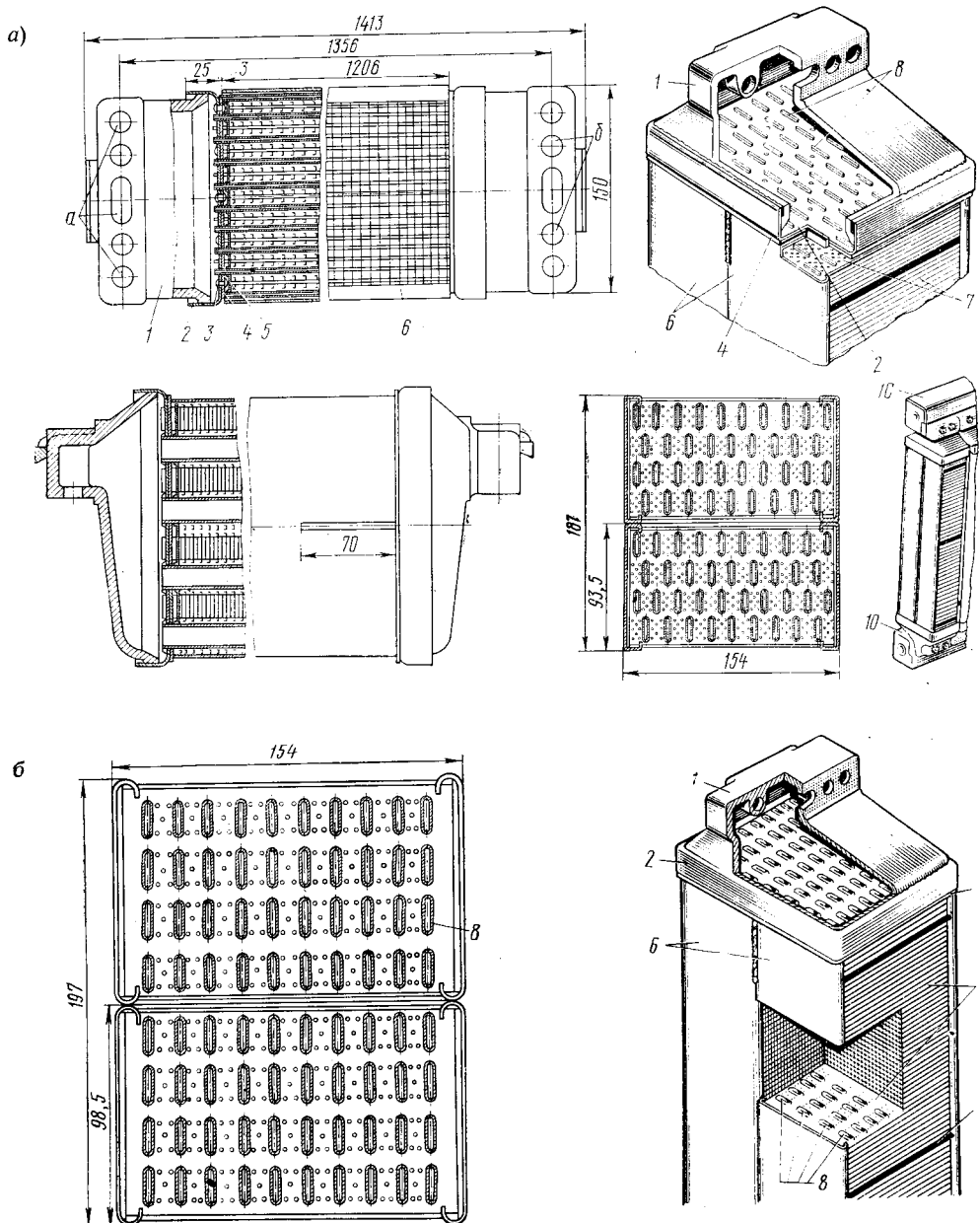


Рис. 42. Секция водяного радиатора (а), секция масляного радиатора (б):

1 — коллектор; 2 — трубная коробка; 3 — заклепка; 4 — усилительная доска; 5 — концевая пластина; 6 — боковые щитки; 7 — охлаждающие пластины (коллективное оребрение); 8 — трубки; 9 — стяжка; 10 — коллектор радиатора

чения необходимой плотности и припаивают к трубной коробке твердым медно-фосфористым припоем.

Водяные секции имеют восемь укороченных глухих трубок, располагаемых по бокам секции и упирающихся торцами в усилительные доски 4. Глухие трубки уменьшают деформации трубных коробок в зоне расположения крайних рядов рабочих трубок, что уменьшает возможность разрушения соединения трубок с коробкой и появления течи. В целях более надежной фиксации трубок и облегчения установки трубных коробок при сборке концевые пластины 5 имеют толщину до 0,6 мм. Для придания секции большей прочности и жесткости, а также для предохранения ребер от повреждений на каждой колонке установлены боковые щитки 6, соединенные между собой по боковой поверхности электросваркой в нескольких местах по высоте, а со стороны входа и выхода — стальными стяжками 9.

Рабочие трубки водяных секций расположены в шахматном порядке, обеспечивающем лучший теплообмен между воздушным потоком и поверхностью охлаждения. Шаг оребрения равен 2,83 мм. В последнее время на тепловозах применяются секции, имеющие шаг оребрения 2,3 мм, при котором, как показали исследования, несколько уменьшается затрата мощности на охлаждение. Это достигается благодаря применению для припайки пластин метода «спекания», увеличению поверхности охлаждения секции (при изменении шага оребрения с 2,83 до 2,3 мм) и увеличению живого сечения для прохода воздуха за счет применения плоских боковых щитков вместо щитков с загнутыми краями.

Масляные секции имеют коридорную разбивку трубок. Увеличенное живое сечение для прохода масла по сравнению с водяной секцией вызвано стремлением уменьшить гидравлическое сопротивление секции. Коридорная разбивка и увеличение шага оребрения ведут к снижению аэродинамического сопротивления масляных секций практически до уровня водяных.

Коэффициент теплопередачи серийных водяных секций с шагом оребрения 2,83 мм определяется главным образом величиной коэффициента теплоотдачи от поверхности секции к омывающему ее воздуху и в интервале обычно применяемых скоростей воздуха находится в пределах 50—70 ккал/м²ч °С. В масляных секциях величина коэффициента теплопередачи составляет 18—22 ккал/м²ч °С, что объясняется низкой величиной коэффициента теплоотдачи от масла к внутренней поверхности трубок (150—200 ккал/м²ч °С), так как течение в них является ламинарным. Низкая тепловая эффективность водяных и особенно масляных секций, большая затрата на их изготовление цветных металлов побудили к проведению ряда исследований, направленных на повышение интенсивности в них теплообмена и создание конструкций, допускающих применение менее дефицитных материалов.

ВНИТИ была разработана конструкция масловоздушной секции, в трубах которой имеются турбулизаторы. Коэффициент теплопередачи этих секций в 2—2,5 раза выше, чем у обычных. Масловоздушные секции с турбулизаторами установлены в холодильниках некоторых тепловозов 2ТЭ10Л, однако в эксплуатации они подвергаются значительным и трудно удаляемым загрязнениям и в последние годы более не применялись. Различными организациями ведутся работы по интенсификации теплопередачи водовоздушных секций, а также по созданию алюминиевых секций. Водяные и масляные секции отечественных тепловозов отличаются величиной расстояния между трубными решетками, размерами трубок и шагом оребрения; их геометрические характеристики приведены в табл. 9.

Эксплуатация тепловозов с секциями серийной конструкции и специальные исследования, проведенные ЦНИИ МПС, показали, что сезонные и суточные колебания температуры наружного воздуха, неравномерность температуры трубок по глубине секций приводят к значительным температурным деформациям, вызывающим со временем появление усталостных трещин в трубных решетках и как следствие — течь секций. Особенно это проявляется в масляных секциях. Ввиду большой вязкости масла и значительной зависимости ее от температуры при переохлаждении масла в передних по направлению пото-

Таблица 9

Геометрические характеристики	Секции					
	водяные				масляные	
	с шагом оребрения 2,83 мм и рабочей длиной 1206 мм	с шагом оребрения 2,3 мм			без турбу- лизаторов	с турбу- лизатора- ми
		рабочая длина 1206 мм	рабочая длина 702 мм	рабочая длина 535 мм		
Расстояние между центрами от- верстий крепления секций, мм	1356	1356	860	686	1356	686
Рабочая длина трубок, мм	1206	1206	702	535	1206	550
Размеры трубок, мм:						
наружные	2,2×19,5	2,2×19,5	2,2×19,5	2,2×19,5	4×17,5	4,5×27,4
внутренние	1,1×17,9	1,1×17,9	1,1×17,9	1,1×17,9	2,9×13,5	3,5×25,4
Число рядов трубок в глубину	8	8	8	8	8	8
Число трубок в секции	68	68	68	68	80	58
Шаг расположения трубок по фронту, мм	16	16	16	16	14	14
То же в глубину, мм	22	22	22	22	24	31
Живое сечение секции для про- хода жидкости, м ²	0,00132	0,00132	0,00132	0,00132	0,00366	0,00325
Ширина фронта секции, мм	154	154	154	154	154	154
Глубина секции, мм	187	187	187	187	197	200
Число охлаждающих пластин . . .	422×2	519×2	302×2	229×2	364×2	160×2
Шаг оребрения, мм	2,83	2,3	2,3	2,3	3,28	3,28
Живое сечение секции для про- хода воздуха, м ²	0,1361	0,148	0,0786	0,0656	0,1135	0,0541
Поверхность, омываемая возду- хом, м ²	21,0	29,52	16,9	13,1	19,3	10,05
Поверхность, омываемая жидко- стью, м ²	3,04	3,04	1,77	1,35	3,76	3,83
Вес секции, кгс	46,5	44,5	27,8	27,5	50,3	27,5

ка охлаждающего воздуха трубках секции (особенно в зимних условиях) вязкость повышается и происходит перераспределение потока масла — сильно снижаются скорости его протекания в передних и повышаются в задних рядах трубок. В результате этого повышается давление масла в системе, возникает значительная разность температур металла передних и задних трубок секции и как следствие — сложные деформации, приводящие к повреждениям. Значительная течь масляных секций ведет к изъятию тепловоза из эксплуатации.

В водяных секциях случаев образования трещин значительно меньше и они не создают аварийных положений. В связи с этим на тепловозах ТЭП60, части тепловозов 2ТЭ10Л и всех последующих новых тепловозах отказались от применения маслотовдушных секций и перешли к схемам с водомасляными теплообменниками.

Тепловой расчет водяных и масляных воздушных радиаторов производится при условии работы дизеля тепловоза на номинальном режиме и температуре наружного воздуха +40° С. Холодильники тепловозов, предназначенных для работы в районах с жарким климатом, рассчитываются на температуру окружающего воздуха +45° С. В ряде зарубежных стран в качестве расчетной принимается температура +35° С. Тепловой расчет секции радиатора, как и любого поверхностного теплообменника, базируется на двух фундаментальных уравнениях:

а) уравнении теплопередачи

$$Q_c = \kappa F \Delta t; \quad (4)$$

б) уравнении теплового баланса

$$Q_c = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) = G_2 c_{p2} (t''_2 - t'_2), \quad (5)$$

где Q_c — количество тепла, передаваемого в теплообменнике (одной секции радиатора) от охлаждаемой жидкости (воды, масла) к охлаждающей (воздух), ккал/ч;
 κ — коэффициент теплопередачи в теплообменнике от охлаждаемой к охлаждающей жидкости, ккал/м²ч°С;
 F — расчетная поверхность теплообмена, м²;
 Δt — средний температурный напор в пределах всего теплообменника, между охлаждаемой и охлаждающей жидкостями, °С;
 G_1 и G_2 — расходы соответственно охлаждаемой и охлаждающей жидкостей через теплообменник, кг/ч;
 c_{p1} и c_{p2} — средние в пределах теплообменника теплоемкости (при постоянном давлении) охлаждаемой и охлаждающей жидкостей, ккал/кг°С;
 t'_1 и t'_2 — температуры охлаждаемой и охлаждающей жидкостей перед входом в теплообменник, °С;
 t''_1 и t''_2 — температуры охлаждаемой и охлаждающей жидкостей на выходе из теплообменника, °С.

Система уравнений (4) и (5) позволяет определить лишь две неизвестные величины, что создает ряд затруднений, так как при общей постановке задачи о проектировании нового теплообменника количество неизвестных величин значительно больше. Для решения задачи приходится привлекать дополнительные данные, прибегать к методике последовательных приближений и расчетам ряда вариантов.

При расчете тепловозных радиаторов обычно предварительно намечают геометрические формы и размеры секции (поперечные сечения трубок, расстояние между трубными решетками, тип и размеры оребрения, глубину секции) или принимают их по уже изготавливаемым образцам и для заданных условий определяют температуры жидкостей на выходе из секции и необходимое количество секций, предварительно выбрав расчетные величины скоростей охлаждаемых жидкостей, воздуха и их температуры на входе в секцию. Температуры охлаждаемых жидкостей принимаются в соответствии с рекомендациями § 18. Физические параметры сухого воздуха, воды и дизельного масла, необходимые для расчета, приведены на рис. 43—45.

Коэффициент теплопередачи для случая оребренной поверхности обычно определяют по упрощенной формуле

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \chi + \frac{\delta}{\lambda} \chi + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ ккал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}, \quad (6)$$

если он отнесен к оребренной поверхности.

В формуле (6):

α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи соответственно для гладкой и оребренной (омываемой воздухом) поверхностей, ккал/м²ч°С;

δ — толщина стенки трубки секции, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, ккал/м·ч°С;

$\chi = \frac{F_2}{F_1}$ — коэффициент оребрения секции;

F_1 и F_2 — величины гладкой (омываемой охлаждаемой жидкостью) и оребренной (омываемой воздухом) поверхностей секции радиатора, м².

Для тепловозных водяных и масляных секций величиной термического сопротивления стенки $\frac{\delta}{\lambda} \chi$ можно пренебречь и тогда

$$\kappa = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2 \chi}. \quad (6a)$$

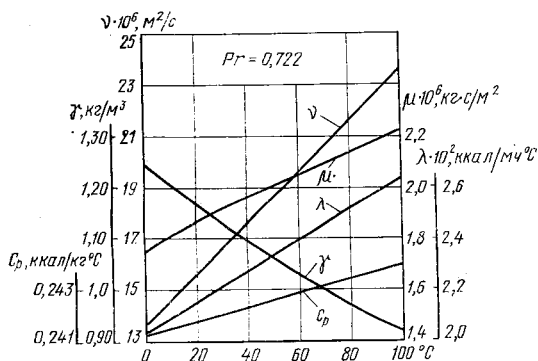


Рис. 43. Физические параметры сухого воздуха при $p = 1 \text{ кг/см}^2$

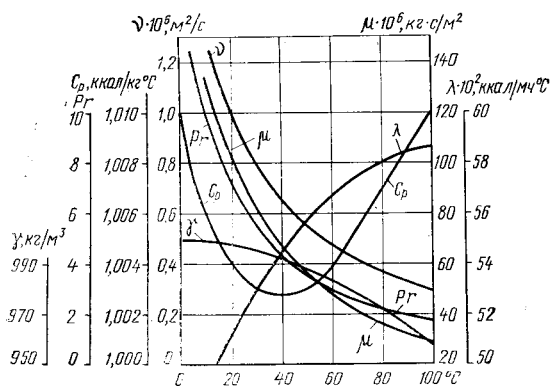


Рис. 44. Физические параметры воды (на линии насыщения)

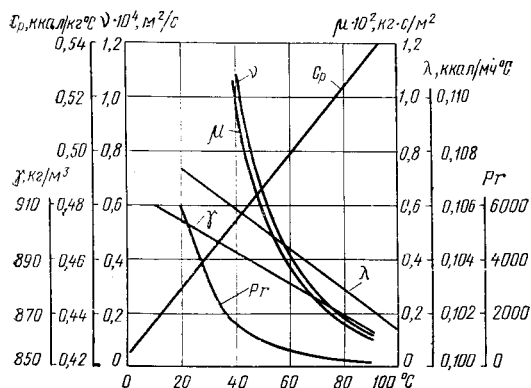


Рис. 45. Физические параметры дизельного масла

Среднелогарифмический температурный напор (для перекрестного тока) между охлаждающей и охлаждаемой жидкостями

$$\Delta t = \varepsilon \frac{(t'_1 - t'_2) - (t''_1 - t''_2)}{2,3 \lg \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}}, \quad (7)$$

где ε — поправка на отличие перекрестного и смешанного токов жидкостей от случая противотока, зависящая от вспомогательных величин

$$P = \frac{t'_2 - t'_2}{t'_1 - t'_2} \quad \text{и} \quad R = \frac{t'_1 - t'_1}{t'_2 - t'_2}$$

и определяемая по специальным графикам [11].

Для секций тепловозных радиаторов величина поправки ε близка к единице и обычно принимают $\varepsilon = 1$; при этом погрешность в определении Δt не превышает 2%.

Часто в приближенных инженерных расчетах вместо среднелогарифмического температурного напора используют среднеарифметический

$$\Delta t_{ca} = \frac{t'_1 + t'_1}{2} - \frac{t'_2 + t'_2}{2}.$$

Величины коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 , зависящие от целого ряда факторов (режим потока жидкости — турбулентный, ламинарный или переходный, его скорость, физические свойства жидкости, температурные условия, геометрические формы и размеры омываемых поверхностей), определяют по эмпирическим или полуэмпирическим зависимостям, имеющимся в литературе [11]. Затем по формуле (6) подсчитывают величину коэффициента теплопередачи и далее расчет ведут, как изложено ниже. Конкретная развернутая методика теплового расчета холодильника на основе коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 получается довольно громоздкой и ею целесообразно пользоваться в специальных

случаях (например, при выборе геометрических параметров оребрения, шага трубок по фронту или глубине секции и т. д.).

При тепловом расчете теплового холодильника, komponуемого из серийно выпускаемых секций, в основу расчета берут данные о величине коэффициента теплопередачи, полученные при экспериментальном исследовании соответствующих секций и обобщенные в виде графических зависимостей, эмпирических или полуэмпирических формул.

Исследования, проведенные в МИИТе, позволили обобщить многочисленные экспериментальные данные по теплопередаче водовоздушных секций в виде уравнений подобия типа

$$Ki = A Re_{вз}^n Re_{вд}^{n_1} \theta^p, \quad (8)$$

где $Ki = \frac{\kappa d_{\Gamma}}{\lambda}$ — число Кирпичева;
 κ — коэффициент теплопередачи, ккал/м²·°С;
 d_{Γ} — гидравлический диаметр воздушной стороны секции, м;
 λ — коэффициент теплопроводности воздуха, ккал/м·°С;
 $Re_{вз} = \frac{u_{вз} d_{\Gamma}}{g \mu_{вз}}$ — число Рейнольдса воздушного потока;
 $u_{вз}$ — массовая скорость воздуха в узком сечении секции, кг·м⁻²·с⁻¹;
 $g \approx 9,81$ — стандартное значение ускорения силы тяжести, м/с²;
 $\mu_{вз}$ — коэффициент вязкости воздуха, кг·м⁻²·с;
 $Re_{вд} = \frac{u_{вд} d_{\Gamma-вд}}{g \mu_{вд}}$ — число Рейнольдса потока воды в трубках секции;
 $u_{вд}$ — массовая скорость воды в трубках секции, кг·м⁻²·с⁻¹;
 $d_{\Gamma-вд}$ — гидравлический диаметр трубки, м;
 $\mu_{вд}$ — коэффициент вязкости воды, кг·м⁻²·с;
 $\theta = \frac{T'_{вд} - T'_{вз}}{T'_{вд}} 10^2$ — температурный фактор;
 $T'_{вд}$ — температура воды на входе в секцию, °К;
 $T'_{вз}$ — температура воздуха на входе в секцию, °К.

Величины A , n , n_1 и p определялись экспериментально. Гидравлический диаметр воздушной стороны секции подсчитывался по наиболее узкому сечению и для водовоздушной секции с шагом оребрения 2,83 мм равен $d_{\Gamma} = 4,56 \cdot 10^{-3}$ м, а для секции с шагом оребрения 2,3 мм — $d_{\Gamma} = 3,8 \cdot 10^{-3}$ м. Гидравлический диаметр трубок в обоих случаях равен $d_{\Gamma-вд} = 2,098 \cdot 10^{-3}$ м.

В целях упрощения методики теплового расчета холодильника физические параметры воздуха и воды принимались при их температуре на входе в секцию, а коэффициент теплопередачи относился к среднеарифметическому значению температурного напора. Это позволило избежать громоздкого метода последовательных приближений. Уравнения типа (8) в результате несложных преобразований могут быть представлены в явном виде по отношению к k :

$$k = A \frac{(d_{\Gamma-вд} \cdot 10^3)^{n_1} 10^3 (n + n_1) + 1}{g^{n+n_1} (d_{\Gamma} \cdot 10^3)^{1-n}} \cdot \frac{(\lambda_{вз} \cdot 10^2) \theta^p}{(\mu_{вз} \cdot 10^6)^n (\mu_{вд} \cdot 10^6)^{n_1}} u_{вз}^n u_{вд}^{n_1} \quad (9)$$

или

$$k = A' u_{вз}^n u_{вд}^{n_1},$$

где A' — зависит от физических параметров воды и воздуха при их температуре на входе в секцию, величины гидравлических диаметров и показателей степени n , n_1 , p , которые определяются характером течения жидкостей.

Выражение (9) показывает, что часто встречающиеся в литературе формулы типа

$$k = A'' u_{вз}^n \quad (10)$$

справедливы лишь для тех значений температур воды и воздуха на входе в секции и скорости воды в трубках, которые осуществлялись при экспериментальных исследованиях секций, послуживших основой для получения формулы (10). Применение таких зависимостей для расчета секции с иным температурным режимом, скоростью воды и, тем более, геометрическими размерами может привести к существенным ошибкам.

Для водовоздушных секций с шагом оребрения 2,83 мм, изготовленных методом «окунания», данные о теплопередаче обобщаются следующими уравнениями подобия (при $Re_{вд} \geq 3800$):

а) при $Re_{вз} = 1100 \div 2300$

$$Ki = 0,007797 Re_{вз}^{0,78} Re_{вд}^{0,095} \theta^{0,178}; \quad (11)$$

б) при $Re_{вз} \geq 2300$

$$Ki = 0,022 Re_{вз}^{0,646} Re_{вд}^{0,095} \theta^{0,178}.$$

Для водовоздушных секций с шагом оребрения 2,3 мм, изготовленных методом «спекания» уравнения подобия (при $Re_{вд} \geq 3800$) принимают вид:

а) при $Re_{вз} = 1100 \div 2300$

$$Ki = 0,008729 Re_{вз}^{0,78} Re_{вд}^{0,095} \theta^{0,08};$$

б) при $Re_{вз} \geq 2300$

$$Ki = 0,02464 Re_{вз}^{0,646} Re_{вд}^{0,095} \theta^{0,08}. \quad (12)$$

Для проведения теплового расчета необходимы следующие исходные данные: величины тепловыделений в воду и масло дизеля, количество тепла, отбираемое от наддувочного воздуха, тепловыделение в масло гидропередачи (при ее наличии), производительность насосов, обслуживающих систему охлаждения, максимально допустимые температуры воды и масла на выходе из дизеля, то же — для масла гидропередачи, расчетная температура окружающего воздуха. Исходные данные принимаются для номинального режима работы дизеля.

При использовании данных о величинах тепловыделения в воду и масло дизеля, а также в воду, охлаждающую наддувочный воздух, следует обращать внимание на величину температуры наружного воздуха, при которой производилось экспериментальное определение этих величин, так как, по данным ЦНИИ

МПС, ВНИТИ и Ворошиловградского тепловозостроительного завода, они существенно зависят от этой температуры. Зависимость относительных величин теплоотдачи в воду и масло для дизелей 2Д100, 10Д100 и 11Д45 при их работе на номинальных режимах, характеризующихся постоянными часовыми расходами топлива, от относительной температуры наружного воздуха представлена на рис. 46. Относительные величины определены по соотношениям

$$\bar{Q}_в = \frac{Q_в}{Q_{EO}}; \bar{Q}_м = \frac{Q_м}{Q_{MO}}; \bar{Q}_{нв} = \frac{Q_{нв}}{Q_{нво}}; \bar{T} = \frac{T}{T_0},$$

где $Q_{во}$, $Q_{мо}$, $Q_{нво}$ — величины теплоотдачи в воду и масло дизеля, воду, охлаждающую наддувочный воздух при $T_0 = 293^\circ K$;

$Q_в$, $Q_м$, $Q_{нв}$ — то же при температуре наружного воздуха $T^\circ K$.

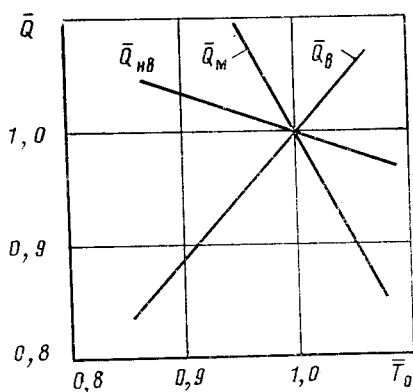


Рис. 46. Относительное изменение количества тепла, поступающего в воду и масло дизелей 2Д100, 10Д100, 11Д45 и в воду, охлаждающую наддувочный воздух, от температуры наружного воздуха при постоянном часовом расходе топлива

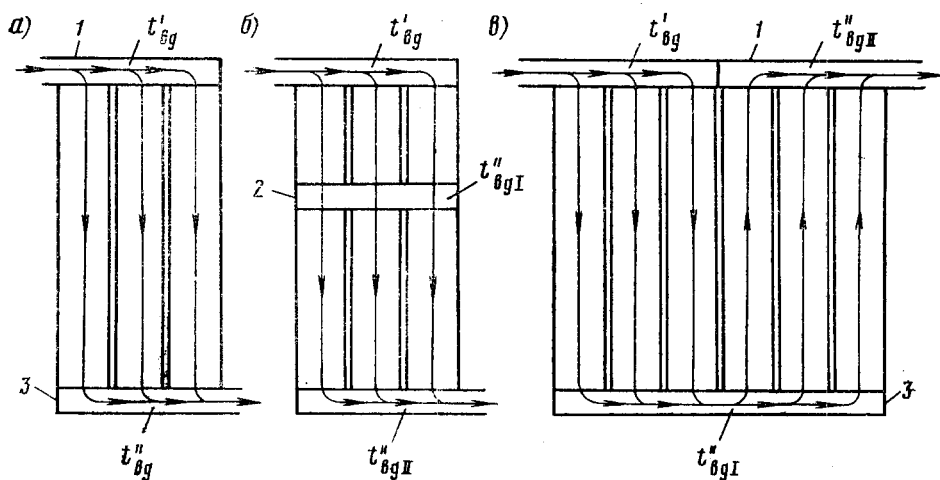


Рис. 47. Схемы включения водовоздушных секций в поток охлаждаемой воды:
1 — верхний коллектор; 2 — промежуточный коллектор; 3 — нижний коллектор

По мере увеличения температуры наружного воздуха количество тепла, передаваемого в воду дизеля, увеличивается из-за снижения коэффициента избытка воздуха и повышения температуры газов в цилиндрах. Количество тепла, передаваемого в масло, снижается из-за падения вязкости масла, снижения механических потерь, уменьшения количества масла, поступающего для охлаждения поршней, ведущего к снижению теплоотдачи от стенок поршня к маслу.

Перед расчетом выбирают схему системы охлаждения (число основных контуров циркуляции воды, способ охлаждения масла — в водомасляных теплообменниках или масловоздушных секциях, последовательность прохождения воды через теплообменники) и проверяют ее на наличие достаточных температурных напоров (разность температур между охлаждаемой и охлаждающей жидкостью) в пределах теплообменников.

При выборе схемы охлаждения предварительно решается вопрос о порядке включения секций радиатора в каждом контуре циркуляции и рядности расположения секций по потоку охлаждающего воздуха.

Водовоздушные секции могут включаться в контур циркуляции воды параллельно или параллельно-последовательно (рис. 47, а, б и в). При чисто параллельном включении секций в поток охлаждаемой воды и однорядном их расположении режимы работы всех секций практически одинаковы. При параллельно-последовательном расположении секции по режиму работы (температура воды на входе в секции, в общем случае — величина скорости воды в трубках) разбиваются на две (или больше) группы с различными режимами. В пределах каждой группы температурные и гидродинамические режимы можно принимать одинаковыми. На большинстве отечественных тепловозов применяют чисто параллельное включение секций в поток охлаждаемой воды при однорядном расположении. На некоторых сериях тепловозов встречается параллельно-последовательное расположение секций (например, на тепловозах 2ТЭ10Л с водомасляными теплообменниками — параллельно-последовательное по потоку воды двухъярусное расположение секций).

Перед расчетом холодильника выбирают тип и конструкцию водовоздушных секций (и масловоздушных — при их наличии) и определяют их геометрические параметры (для секций, выпускаемых промышленностью, — принимают по данным табл. 9). Тепловой расчет радиатора производят отдельно для каждого из основных контуров циркуляции.

Расчет радиатора с параллельным включением секций в поток охлаждаемой воды (или масла) выполняется в изложенной ниже последовательности.

1. Выбирают величину расчетной скорости охлаждаемых жидкостей в трубках секций. Массовая скорость воды в водовоздушных секциях должна при-

ниматься 900—1500 кг/м²с, так как при скоростях, меньших 800 — 900 кгс/м²с, существенно снижается величина коэффициента теплопередачи. Скорости масла в маслотовоздушных секциях принимаются в пределах 200—400 кг/м²с.

2. По значению выбранной расчетной величины массовой скорости воды $u_{вд}$ определяют ориентировочное число секций в контуре:

$$n'_{\text{конт}} = \frac{V \rho_{вд}}{3600 u_{вд} \omega_{вд}}, \quad (13)$$

где V — производительность насоса, обслуживающего контур, м³/ч;

$\rho_{вд}$ — плотность воды, кг/м³;

$\omega_{вд}$ — живое сечение секции для прохода воды, м².

3. Выбирают величину расчетной массовой скорости воздуха в наиболее узкой части живого сечения секции $u_{вз} = 8 \div 14$ кг/м²с. Если позволяют весовые и габаритные соображения, величину $u_{вз}$ следует принимать ближе к нижнему пределу, так как это позволяет снизить до минимума величину приведенных годовых эксплуатационных расходов за счет снижения расхода мощности на функционирование холодильника.

4. Подсчитывают значения чисел Рейнольдса для потоков воды и воздуха, а также величину температурного фактора θ по приведенным ранее зависимостям.

5. По одной из формул (11)—(12) в зависимости от конструкции водовоздушной секции и величины $Re_{вз}$ подсчитывают величину K_i .

6. Определяют коэффициент теплопередачи

$$\kappa = \frac{K_i \lambda}{d_r} \text{ ккал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C}. \quad (14)$$

Если для секций рассматриваемой конструкции имеются надежные данные по теплопередаче, выраженные в любой другой форме (например, в виде графиков), экспериментально полученные при таком же температурном режиме, как и расчетный, то можно пользоваться и ими.

7. Число секций, необходимое для получения заданной теплорассеивающей способности, определяется по выражению

$$n_{\text{конт}} = \frac{Q}{t'_{вд} - t'_{вз}} \left(\frac{1}{\kappa F_c} + \frac{1}{2 \cdot 3600 u_{вд} c_{р. вд} \omega_{вд}} + \frac{1}{2 \cdot 3600 u_{вз} c_{р. вз} \omega_{вз}} \right) \text{ шт.} \quad (15)$$

Здесь Q — суммарная теплорассеивающая способность секций, равная количеству тепла, поступающего в воду контура, ккал/ч;

$t'_{вд}$ и $t'_{вз}$ — температуры воды и воздуха перед входом в секцию, $^\circ\text{C}$;

F_c — теплопередающая поверхность одной секции, омываемая воздухом, м²;

$\omega_{вз}$ — живое сечение секции для прохода воздуха, м².

Удельные теплоемкости воды и воздуха допустимо определять при температурах на входе в секцию, так как их величины слабо зависят от температуры.

Уравнение (15) получается в результате совместного решения уравнений (4) и (5) при условии, что средний температурный напор в пределах всего теплообменника между охлаждаемой и охлаждающей жидкостями подсчитывается как среднеарифметический. Поэтому при использовании формулы (15) необходимо пользоваться данными, в которых коэффициент теплопередачи при его экспериментальном определении относился к величине среднеарифметического температурного напора. Если величина $n_{\text{конт}}$, определенная из (15), совпадает с величиной $n'_{\text{конт}}$, определенной из (13), расчет необходимого числа секций считают законченным. В противном случае ($n_{\text{конт}} \neq n'_{\text{конт}}$) расчет повторяют, уточнив расчетную величину массовой скорости воды $u_{вд}$.

8. Температура воды на выходе из секций радиатора рассматриваемого контура

$$t''_{вд} = t'_{вд} - \frac{Q}{3600 u_{вд} c_{р. вд} \omega_{вд} n_{\text{конт}}} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

9. Температура воздуха на выходе из секций

$$t''_{вз} = t'_{вз} + \frac{Q}{3600 u_{вз} c_{р. вэ} \omega_{вз} n_{конт}} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Расчет маслораспределительных секций производится по такой же методике, но величину коэффициента теплопередачи определяют по формулам или графикам, полученным на основании опытных данных с соответствующими секциями.

Расчет радиаторов с параллельно-последовательным расположением секций осложняется тем, что неизвестно соотношение теплорассеивающих способностей групп секций, включенных последовательно. Известно лишь, что сумма теплорассеивающих способностей каждой из групп должна быть равна количеству тепла, поступающего в воду контура

$$Q_I + Q_{II} = Q \text{ ккал/ч.}$$

Расчет радиатора контура, состоящего из двух, последовательно включенных в поток воды, групп секций производят, как указано ниже.

1. Выбирают расчетную величину массовой скорости воздуха в наиболее узком сечении секций I и II групп секций.

2. Выбирают расчетную величину массовой скорости воды для секций I и II групп и определяют число секций

$$n'_{конт. I} = \frac{V_{рвд}}{3600 u_{вд. I} \omega_{вд. I}} \text{ шт. и } n'_{конт. II} = \frac{V_{рвд}}{3600 u_{вд. II} \omega_{вд. II}} \text{ шт.}$$

3. Определяют значение коэффициента теплопередачи для секций I группы k_I , как было указано в расчете радиатора с параллельным включением секций.

4. Ориентировочно принимают величину температуры воды на выходе из секций I группы $t''_{вд. I}$ и определяют количество тепла, которое при этом отдает вода

$$Q'_I = 3600 u_{рвд. I} \omega_{вд. I} n'_{конт. I} c_{р. вэ} (t'_{вд. I} - t''_{вд. I}) \text{ ккал/ч.}$$

5. Рассчитывают температуру воздуха на выходе из секций I группы

$$t''_{вз. I} = t'_{вз} + \frac{Q'_I}{3600 u_{вз. I} \omega_{вз. I} n'_{конт. I} c_{р. вэ}} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

6. Определяют теплорассеивающую способность секций I группы

$$Q_I = k_I F_{с. I} n'_{конт. I} \left(\frac{t'_{вд. I} + t''_{вд. I}}{2} - \frac{t'_{вз} + t''_{вз. I}}{2} \right) \text{ ккал/ч.}$$

Выбор величины $t''_{вд. I}$ правилен лишь в случае, когда $Q'_I = Q_I$. В противном случае задаются иным значением температуры $t''_{вд. I}$ и расчет повторяют. Так поступают до достижения равенства $Q'_I = Q_I$.

7. Определяют коэффициент теплопередачи для II группы секции k_{II} .

8. Необходимая теплорассеивающая способность II группы секций

$$Q - Q_I = Q_{II} \text{ ккал/ч.}$$

9. Число секций II группы, необходимое для получения теплорассеивающей способности Q_{II} ,

$$n_{конт. II} = \frac{Q_{II}}{t''_{вд. I} - t'_{вз}} \left(\frac{1}{k_{II} F_{с. II}} + \frac{1}{2 \cdot 3600 u_{вд. II} c_{р. вэ} \omega_{вд. II}} + \frac{1}{2 \cdot 3600 u_{вз} c_{р. вэ} \omega_{вз. II}} \right) \text{ шт.}$$

Расчет считается законченным, если $n_{конт. II} = n'_{конт. II}$. В противном случае ($n_{конт. II} \neq n'_{конт. II}$) расчет повторяют. Добиться равенства $n_{конт. II} = n'_{конт. II}$ можно за счет некоторой корректировки одной или обеих величин принятых

расчетных массовых скоростей воды $u_{\text{вд. I}}$ и $u_{\text{вд. II}}$ или расчетной величины массовой скорости воздуха $u_{\text{вз}}$, которая должна быть одинаковой для обеих групп секций.

10. Температура воды на выходе из секций II группы

$$t''_{\text{вд. II}} = t''_{\text{вд. I}} - \frac{Q_{\text{II}}}{3600 u_{\text{вд. II}} \omega_{\text{вд. II}} n_{\text{конт. II}} c_{\text{р. вд}}} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

11. Температура воздуха на выходе из секций II группы

$$t''_{\text{вз. II}} = t'_{\text{вз}} + \frac{Q_{\text{II}}}{3600 u_{\text{вз}} \omega_{\text{вз. II}} n_{\text{конт. II}} c_{\text{р. вз}}} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

При двухрядном расположении секций, которое является невыгодным из-за существенного снижения теплорассеивающей способности секций, находящихся во втором ряду по потоку воздуха, но приводит к сокращению фронта радиатора, тепловой расчет ведется раздельно для первого и второго рядов. Температура воздуха на выходе из первого ряда секций является температурой воздуха на входе в секции второго ряда. При наличии двух или трех основных контуров воды расчет каждого из контуров ведется в изложенном выше порядке, а общее количество секций в холодильнике определяется суммированием.

После теплового производят гидроаэродинамический расчет секций, сводящийся к определению потери напора воздуха и охлаждаемой жидкости.

Потери напора воздуха и охлаждаемой жидкости определяют по уравнению типа Дарси

$$\Delta p_c = \zeta_c \frac{u^2}{2\rho \cdot 9,81},$$

где Δp_c — потеря напора потоком воздуха или жидкости при прохождении секции, кгс/м²;

ζ_c — приведенный коэффициент сопротивления секции при неизотермическом течении воздуха или жидкости, определяемый экспериментально;

u — массовая скорость жидкости в наиболее узком сечении секции, кг/м²с;

ρ — плотность жидкости при средней температуре потока в пределах секции, кг/м³;

или по уравнениям подобия вида

$$Eu = f \left(Re, \theta, \frac{d_r}{L} \right),$$

где $Eu = \frac{9,81 \rho \Delta p_c}{u^2} = \frac{\zeta_c}{2}$ — число Эйлера;

d_r — гидравлический диаметр канала, м;

L — длина канала, м.

θ — температурный фактор.

Для водовоздушной секции с шагом оребрения 2,83 мм (изготовленной методом «окунания») данные об аэродинамическом сопротивлении (полученные в МИИТе) хорошо обобщаются уравнениями:

$$\text{а) } Re_{\text{вз}} \leq 2300 \quad Eu = \frac{172,31 \cdot 10^{0,0020}}{Re_{\text{вз}}^{0,55}};$$

$$\text{б) } Re_{\text{вз}} = 2300 \div 4660 \quad Eu = \frac{39,64 \cdot 10^{0,0020}}{Re_{\text{вз}}^{0,36}};$$

$$\text{в) } Re_{\text{вз}} \geq 4660 \quad Eu = \frac{23,88 \cdot 10^{0,0020}}{Re_{\text{вз}}^{0,3}}.$$

Для секций с шагом оребрения 2,3 (изготовленных методом «спекания»):

$$а) Re_{вз} \leq 1400$$

$$Eu = \frac{272,2 \cdot 10^{0,003390}}{Re_{вз}^{0,62}};$$

$$б) Re_{вз} = 1400 \div 3382$$

$$Eu = \frac{38,5 \cdot 10^{0,003390}}{Re_{вз}^{0,35}};$$

$$в) Re_{вз} \geq 3382$$

$$Eu = \frac{11,38 \cdot 10^{0,003390}}{Re_{вз}^{0,32}}.$$

Приведенные уравнения подобия показывают, что встречающиеся в литературе зависимости $\Delta p_c = f(u_{вз})$ можно использовать для определения аэродинамического сопротивления секций идентичных по конструкции, геометрическим размерам, технологии изготовления и температурным режимам с теми, на основании опытов с которыми получены эти зависимости.

Гидравлическое сопротивление водовоздушных секций (рабочая длина 1206 мм) ориентировочно можно определить по зависимости

$$\Delta p_{вд} = 0,004 u_{вд}^{1,92} \text{ кгс/м}^2.$$

Приведенная методика теплового и гидроаэродинамического расчета водовоздушных радиаторов тепловозов базируется на опытных данных, полученных при испытании новых секций. В процессе эксплуатации секции загрязняются с воздушной и водяной сторон, применяются секции с укороченными или заглушенными при ремонте трубками, имеет место смятие наружных кромок охлаждающих пластин и т. д. Это ведет к значительному снижению тепловых и гидроаэродинамических характеристик секций, снижению теплорассеивающей способности холодильника, ограничению номинальной мощности дизеля (если тепловоз работает при температуре наружного воздуха, равной расчетному ее значению) и соответствующему снижению установленного веса поездов. Исследование эксплуатационного состояния холодильников, проведенное в МИИТе, показало, что сильно загрязненные в эксплуатации секции имеют по сравнению с новыми в 15—20 раз большее аэродинамическое сопротивление (при одинаковых расходах воздуха) и на 30—40% меньшие значения коэффициентов теплопередачи. Расчеты тепловозных холодильников с учетом среднеексплуатационного состояния секций показывают, что для получения такой же теплорассеивающей способности, как и при новых секциях, число новых должно увеличиваться на 25—30% по сравнению с числом секций, определенных по расчету, базирующемуся на характеристики новых секций.

21. Конструкция и расчет водомасляных теплообменников

В зависимости от конкретной схемы охлаждения вода, охлаждающая масло, либо до поступления в теплообменник, либо после охлаждается в водовоздушном радиаторе. На тепловозах применяются водомасляные теплообменники кожухотрубного типа, отличающиеся схемой движения воды и масла и типом охлаждающего элемента (гладкотрубные, ребристотрубные, с турбулизирующими вставками).

Для реализации максимального теплосъема в теплообменниках стремятся создать противоточное или противоточно-перекрестное движение жидкостей.

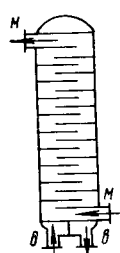
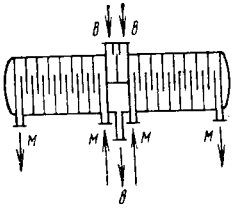
Конструкция охлаждающего элемента, общая компоновка теплообменника, схема и скорость течения жидкостей выбираются из условия максимального приближения к равенству термических сопротивлений теплоперевода от

масла к поверхности охлаждения и от последней — к охлаждающей воде. Выравнивание термических сопротивлений достигается оребрением теплопередающих поверхностей со стороны, омываемой маслом, или применением различных турбулизирующих вставок. Значительная турбулизация потока масла достигается также при внешнем омывании пучка из гладких труб, имеющего шахматную разбивку.

Наиболее простыми (по конструкции и технологии изготовления) и надежными в эксплуатации являются гладкотрубные теплообменники, хотя они по тепловой эффективности и уступают теплообменникам с оребренными поверхностями или с турбулизирующими вставками.

Схемы охлаждения с водомасляными теплообменниками применяются на тепловозах 2ТЭ10Л, ТЭП60, ТГ102, ТГ16, ТГМЗ, ЧМЭ2. Все вновь выпускаемые тепловозы (ТЭ109, ТЭ114, ТЭ116, ТЭП70) оборудуются водомасляными теплообменниками. В табл. 10 и 11 представлены геометрические и рабочие характеристики некоторых водомасляных теплообменников, применяющихся на отечественных тепловозах. Водомасляный теплообменник тепловоза ТЭП60 (рис. 48) состоит из трубного пучка 12, набранного из гладких медных трубок диаметром 10/8 мм, концы которых закреплены в подвижной 10 и неподвижной

Таблица 10

Тепловозы	ТЭП60	ТГМЗ	ТГ102	
Назначение теплообменника	Охлаждение масла дизеля	Охлаждение масла гидропередачи	Охлаждение масла дизеля	Охлаждение масла гидропередачи
Схема теплообменника				

Геометрические характеристики

Габаритные размеры $D \times L$, м	0,57×1,825	0,382×1,414	—	0,46×2
Сухой вес G , кгс	584	283	—	425
Вес цветного металла G_1 , кг	363	—	—	—
Поверхность охлаждения:				
масляная F_M , м ²	44,08	15	—	—
водяная F_B , м ²	35,2	11,3	—	—
Сечение для прохода жидкости:				
масла f_M , м ²	0,0131	0,00304	—	—
воды f_B , м ²	0,016	0,00813	—	—
Число ходов:				
масла	10	21	16	16
воды	3	2	2	2
Расстояние между перегородками l_1 , м	0,147	0,052	0,027	0,07
Объем трубного пучка V , м ³	0,222	0,078	0,0374	0,083
Тип охлаждающего элемента		Круглая трубка		
Характеристики трубок:				
диаметр $d_H/a_{вн.}$, м	0,01/0,008	0,01/0,0072	0,01/0,0072	0,01/0,0072
длина l , м	1,47	1,196	0,587	1,26
материал	Медь М-3	Сталь	Сталь	Сталь
Число трубок, шт.	955	400	400	400
Диаметр трубного пучка D_1 , м	0,44	0,285	0,285	0,285
Шаг разбивки трубок t , м	0,013	0,013	0,013	0,013

Таблица 11

Рабочие характеристики	Тепловозы	
	ТЭП60	ТГМЗ
Расход:		
масла V_M , м ³ /ч	80	13,4
воды V_B , м ³ /ч	100	32,8
Скорость:		
масла v_M , м/с	1,74	1,26
воды v_B , м/с	1,55	1,15
Температура на входе в теплообменник:		
масла t_M , °С	85	108/(85)
воды t_B , °С	60	82/(60)
Температура на выходе из теплообменника:		
масла t_M , °С	71,4	90,8
воды t_B , °С	64,65	85
Гидравлическое сопротивление проходу:		
масла Δp_M , кгс/см ²	2,1	2,15 (2,76)
воды Δp_B , кгс/см ²	0,34	(~0,25)
Коэффициент теплопередачи k , ккал/м ² ч °С	860	792
Расход мощности на прокачку:		
масла N_M , л. с.	12,5	(2,62)
воды N_B , л. с.	2,56	(1,57)
Теплорассеивающая способность теплообменника Q , ккал/ч	$465 \cdot 10^3$	$155 \cdot 10^3$ (~ $120 \cdot 10^3$)

2 трубных досках, круглого стального кожуха (барабана) 7 с фланцами и патрубками 11 для входа и выхода масла, крышками 5 и 9 с патрубками 3 для подвода и отвода охлаждающей воды.

Трубный пучок имеет разбивку «по треугольнику» с шагом 13 мм.

Концы трубок в досках развальцованы и отбуртованы. Для большей герметичности трубные доски с внутренней стороны залиты слоем 6 свинцово-оловянного припоя ПОС30. Вдоль трубного пучка установлены сегментные перегородки 13, обеспечивающие перекрестно-противоточное течение масла. Резиновые кольца-прокладки между перегородками и кожухом предотвращают

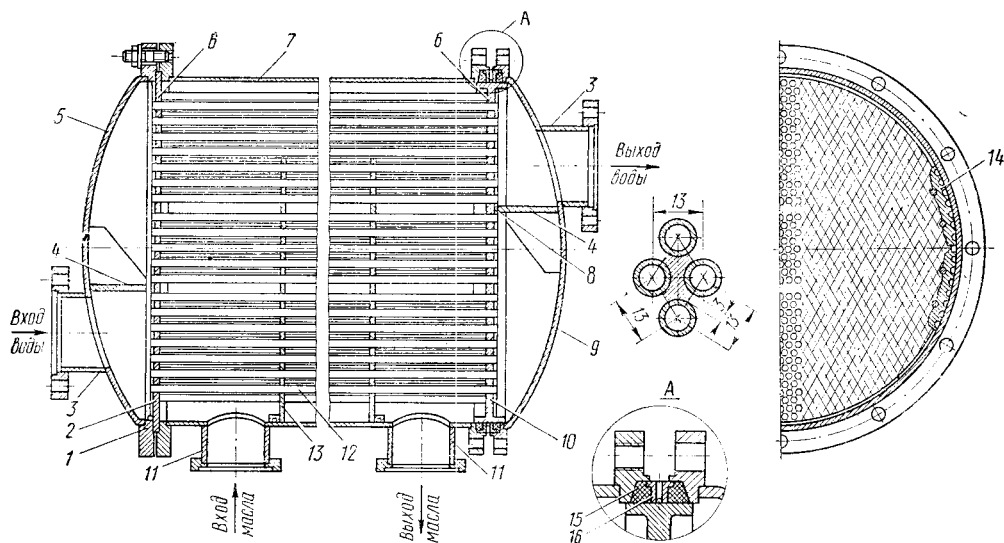


Рис. 48. Водомасляный теплообменник тепловоза ТЭП60:

1 — прокладка; 2 — задняя трубная доска; 3 — патрубки для подвода и отвода воды; 4 — перегородки; 5 — задняя крышка; 6 — слой припоя; 7 — барабан; 8 — уплотнение; 9 — передняя крышка; 10 — передняя (подвижная) трубная доска; 11 — патрубки для входа и выхода масла; 12 — трубный пучок; 13 — сегментные перегородки; 14 — боковые вставки; 15 — резиновое кольцо; 16 — промежуточное кольцо; А — сальниковое устройство

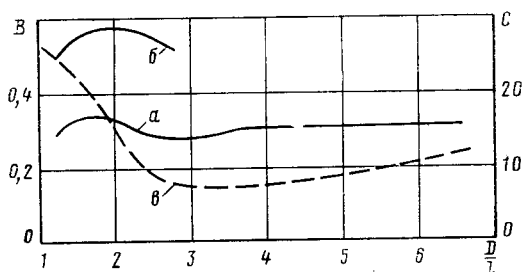


Рис. 49. Зависимость коэффициентов B и C от $\frac{D}{l}$ при $d_B = 10$ мм, $\delta = 3$ мм:

величина B для теплообменника с сегментными перегородками (a); величина B для теплообменника с кольцевыми перегородками (b); величина C для теплообменника с сегментными перегородками (c)

трубной доски 2 достигается постановкой прокладки 1. Объемы крышек делятся на две полости перегородками 4. Предотвращение перетекания воды между полостями достигается постановкой уплотнений 8 из профильной резины.

Конструкция теплообменника предусматривает три хода воды внутри трубок пучка. Герметичность такого собранного теплообменника проверяется опрессовкой водяной полости под давлением 5 кгс/см², а масляной — 15 кгс/см².

На тепловозах 2ТЭ10Л устанавливается водомасляный теплообменник, отличающийся от теплообменника тепловоза ТЭП60 схемой подвода и отвода масла, конструкцией уплотнения трубного пучка и геометрическими размерами.

Тепловой расчет водомасляных теплообменников также базируется на уравнениях (4) и (5). Конкретная методика расчета теплообменников из круглых гладких трубок с поперечными сегментными или кольцевыми перегородками разработана ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей воде подсчитывается по формуле (6а), в которой принимают

$$\alpha_1 = \alpha_B, \quad \alpha_2 = \alpha_M \quad \text{и} \quad \chi = \frac{d_H}{d_B},$$

при этом α_B — коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности трубок к охлаждающей воде;

α_M — коэффициент теплоотдачи от масла к наружной поверхности трубок;

d_B и d_H — внутренний и наружный диаметры трубок.

Коэффициент теплоотдачи α_B определяется по зависимости

$$\overline{Nu}_f = 0,023 \overline{Re}_{f_B}^{0,8} \overline{Pr}_{f_B}^{0,4}. \quad (16)$$

Коэффициент теплоотдачи от масла к наружным поверхностям трубок для теплообменников с сегментными и кольцевыми перегородками находят из уравнения

$$\overline{Nu}_{f_M} = B \overline{Re}_{f_M}^{0,5} \overline{Pr}_{f_M}^{0,33} \left(\frac{\overline{Pr}_{f_M}}{\overline{Pr}_{ст. м}} \right)^{0,14}, \quad (17)$$

где $\overline{Nu}_{f_M}$, $\overline{Re}_{f_M}$, $\overline{Pr}_{f_M}$ — числа Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля, отнесенные к средней температуре масла;

B — безразмерный коэффициент, зависящий от наружного диаметра трубок d_H , минимального расстояния между поверхностями соседних трубок δ и отношения внутреннего диаметра кожуха D к расстоянию между перегородками l .

Для $d_H = 10$ мм и $\delta = 3$ мм величина B определяется по графику рис. 49.

Среднюю скорость масла в межтрубном пространстве можно подсчитать по выражению

$$v_M = \frac{G_M}{3600 \rho_M f_M} \text{ м/с}, \quad (18)$$

где G_M — расход масла через теплообменник, кг/ч;
 f_M — среднее сечение для масла в межтрубном пространстве, м²;
 ρ_M — плотность масла при средней температуре, кг/м³.

Для теплообменников с сегментными перегородками (рис. 50)

$$f_M = lb \left(1 - \frac{d_H}{t_1} \right),$$

где $b = \frac{\left(\frac{\pi D^2}{4} - f \right) 6f}{s^3}$ — ширина среднего сечения для прохода масла, м;
 D — внутренний диаметр кожуха, м;
 f — площадь сегмента перегородки, м²;
 s — хорда сегмента, м.

Площадь сегмента перегородки

$$f = \frac{D^2}{8} \left(\frac{\pi}{180} \varphi - \sin \varphi \right), \quad (19)$$

где φ — центральный угол сегмента в градусах.

Хорда сегмента

$$s = D \sin \frac{\varphi}{2}. \quad (20)$$

При известной скорости масла в межтрубном пространстве сечение для прохода масла

$$f_M = \frac{G_M}{3600 \rho_M v_M}.$$

а площадь сегмента перегородки из условия равенства сечений для прохода масла в межтрубном пространстве между перегородками и над ними

$$f = \frac{f_M}{1 - 0,905 \left(\frac{d_H}{t_1} \right)^2} \text{ м}^2.$$

Живое сечение для прохода масла в межтрубном пространстве теплообменников с кольцевыми перегородками определяется по формуле

$$f_M = \pi D_F l \left(1 - \frac{d_H}{t_{1cp}} \right),$$

где

$$D_F = 0,5 \sqrt{D^2 + D_H^2 + D_{BH}^2};$$

$$t_{1cp} = \frac{t_1 + 2t_2}{2} = \frac{t_1 + 2 \cdot 0,866 t_1}{2} =$$

$$= 1,36 t_1;$$

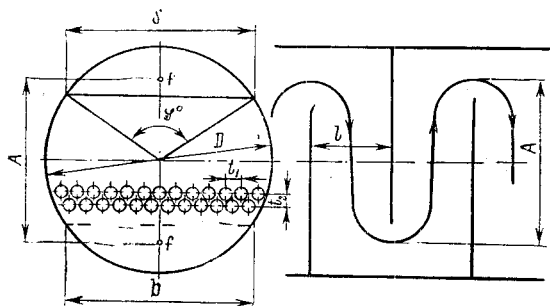


Рис. 50. К расчету среднего проходного сечения

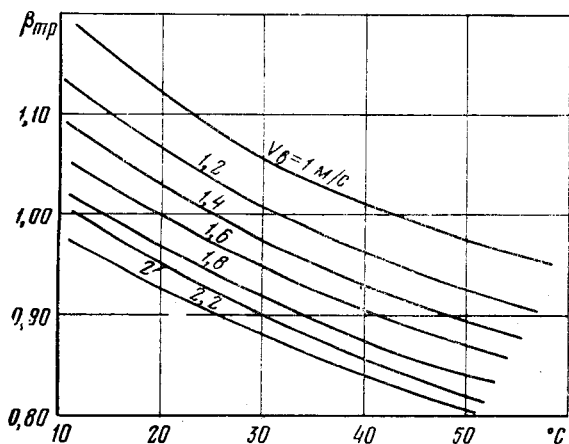


Рис. 51. Зависимость коэффициента $\beta_{тр}$ от средней температуры и скорости воды в трубках

t'_m , °C), температура охлаждающей воды при входе (t'_b , °C), размер трубок (d_n/d_b), разбивка трубок (δ) и число ходов охлаждающей воды (z_b).

Полное гидравлическое сопротивление масляного тракта теплообменника

$$\Delta p_m = \frac{mC}{Re_f^p \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ct}} \right)} \cdot \frac{v_m^2 \gamma_m}{g_n} \text{ кгс/м}^2. \quad (21)$$

Здесь m — количество рядов трубок, перпендикулярных к потоку масла;

γ_m — удельный вес масла, кгс/м³;

C, p — безразмерные, экспериментально определяемые величины.

Для теплообменников с сегментными перегородками, наружным диаметром трубок $d_n = 10$ мм, минимальным расстоянием между трубками $\delta = 3$ мм и в диапазоне $Re_f = 10 \div 250$ величина $p = 0,65$. Величина C принимается по графику (см. рис. 49). Гидравлическое сопротивление водяного тракта теплообменника, кгс/см²

$$\Delta p_b = z_b \left(0,031 \frac{L}{d_b} \beta_{тр} + 1,4 \right) \frac{v_b^2 \gamma_b}{2g_n}, \quad (22)$$

где z_b — число ходов воды в теплообменнике;

L — полная длина трубок, м;

$\beta_{тр}$ — коэффициент, зависящий от средней температуры и скорости воды (рис. 51).

Для определения мощности, затрачиваемой на водяной и масляный насосы, необходимо рассчитать величину полных напоров Δp_b^n и Δp_m^n по формулам, излагаемым в курсах гидравлики. Расход мощности на насосы:

$$N_b = \frac{\Delta p_b^n G_b \cdot 10^4}{3600 \cdot 75 \eta_b \rho_b} \text{ л. с.}, \quad (23)$$

$$N_m = \frac{\Delta p_m^n G_m \cdot 10^4}{3600 \cdot 75 \eta_m \rho_m} \text{ л. с.} \quad (24)$$

Здесь η_b и η_m — к. п. д. водяного и масляного насосов. Порядок теплового и гидравлического расчетов водомасляного теплообменника изложен в табл. 12.

Таблица 12

№ п/п	Величина	Источник или расчетная формула
1	Средняя температура масла в пределах теплообменника	$\frac{t'_m + t''_m}{2}$ (заданы)
2	Физические параметры масла при его средней температуре: а) теплоемкость c_m , ккал/кгс °С б) плотность ρ_m , кгс/м³ в) коэффициент теплопроводности λ_m , ккал/мч °С г) коэффициент кинематической вязкости ν_m , м²/с	Графики рис. 45 или аналогичные им графики или таблицы для соответствующих сортов масла
3	Температура воды при выходе из теплообменника t''_B , °С	$t'_B + \frac{Q}{c_B G_B}$; ориентировочно $c_B \approx 1$ ккал/кг °С
4	Средняя температура воды в пределах теплообменника t^{cp}_B , °С	$\frac{t'_B + t''_B}{2}$; t'_B — задано
5	Физические параметры воды при температуре t^{cp}_B : а) теплоемкость c_B , ккал/кгс °С б) плотность ρ_B , кгс/м³ в) коэффициент теплопроводности λ_B , ккал/мч °С г) коэффициент кинематической вязкости ν_B , м²/с	Графики рис. 44
6	Скорость охлаждающей воды в трубках v_B , м/с	Принимается в пределах 1,3—2,5
7	Число Рейнольдса для воды $\overline{Re}_{fB}$	$\frac{v_B d_B}{\nu_B}$
8	Число Прандтля для воды Pg_{fB}	$\frac{3600 \nu_B c_B \rho_B}{\lambda_B}$
9	Число Нуссельта для воды $\overline{Nu}_{fB}$	Формула (16)
10	Коэффициент теплоотдачи от стенки трубки к воде α_B , ккал/м²ч °С	$\frac{\overline{Nu}_{fB} d_B}{\lambda_B}$
11	Скорость масла между перегородками v_m , м/с	Принимается в пределах 1,2—2,0
12	Число Рейнольдса для масла $\overline{Re}_{fM}$	$\frac{v_m \delta}{\nu_m}$
13	Число Прандтля для масла $\overline{Pg}_{fM}$	$\frac{3600 \nu_m c_m \rho_m}{\lambda_m}$
14	Коэффициент B	По графику рис. 49
15	Ориентировочное значение температуры стенки трубки $t'_{ст}$, °С	Произвольно задаются в пределах $t^{cp}_B \div t^{cp}_m$ несколько выше, чем t^{cp}_B
16	Число Прандтля $\overline{Pg}_{ст}$ для масла при $t'_{ст}$	Формула (п. 13)
17	Число Нуссельта $\overline{Nu}'_{fM}$ для масла при $t'_{ст}$	Формула (17)
18	Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке трубки при $t'_{ст}$, α'_m , ккал/м²ч °С	$\frac{\overline{Nu}'_{fM} d_H}{\lambda'_m}$
19	Расчетное значение температуры стенки трубки $t''_{ст}$, °С	$t^{cp}_B + \frac{\alpha'_m}{\alpha_B} t^{cp}_m$
20	Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей воде k , ккал/м²ч °С	$\frac{1 + \frac{\alpha'_m}{\alpha_B}}{\alpha_B \alpha'_m} \frac{d_H}{\alpha_B + \alpha'_m \frac{d_H}{d_B}}$

№ п/п	Величина	Источник или расчетная формула
21	Расчетный температурный напор между маслом и водой Δt , °C	$\frac{(t'_m - t''_b) - (t''_m - t^{cp}_b)}{2,31 \lg \frac{t'_m - t'_b}{t''_m - t^{cp}_b}}$
22	Расчетная поверхность охлаждения теплообменника F' , м ²	$\frac{Q}{k \Delta t}$
23	Поверхность охлаждения с учетом загрязнения F , м ²	$1,1 F'$
24	Количество трубок в теплообменнике $n_{тр}$, шт.	$\frac{4 G z_b}{3600 \pi d_b^2 v_{вРВ}}$
25	Коэффициент заполнения трубной доски $\eta_{тр}$	Принимается в пределах $\eta_{тр} = 0,9 \div 0,95$
26	Диаметр гнезда трубок (внутренний диаметр кожуха) D , м	$1,05 t_1 \sqrt{\frac{n_{тр}}{\eta_{тр}}}$
27	Длина трубок между трубными досками L' , м	$\frac{F}{\pi d_n n_{тр}}$
28	Живое сечение для прохода масла между перегородками f_m , м ²	Формула f_m на с. 87
29	Площадь сегмента над перегородками f , м ²	Формула (19)
30	Хорда сегмента перегородки s , м	Формула (20)
31	Ширина усредненного сечения для прохода масла b , м	$\frac{\left(\frac{\pi D^2}{4} - f\right) 6f}{s^3}$
32	Расстояние между перегородками l , м	$\frac{f_m}{b \left(1 - \frac{d_n}{t_1}\right)}$
33	Число ходов масла (по расчету) z'_m	$\frac{L'}{l}$
34	Окончательно принятое число ходов масла z_m	z'_m округляется до ближайшего целого числа
35	Окончательная длина трубок между трубными досками L , м	$l z_m + \delta' (z_m - 1)$
36	Число рядов трубок, перпендикулярных потоку масла, m	$\delta' — \text{толщина перегородки, м}$ $\frac{n_{тр} z'_m t_1}{b}$
37	Отношение $\frac{D}{l}$	
38	Коэффициент C	По графику рис. 49
39	Гидравлическое сопротивление масляного тракта теплообменника Δp_m , кгс/м ²	Формула (21)
40	То же с учетом загрязнения $\Delta p'_m$, кгс/м ²	$1,2 \Delta p_m$
41	Мощность, затрачиваемая на прокачку масла через теплообменник, N_m , л. с	Формула (24); $\Delta p_m^n \approx \Delta p'_m; \eta_m \approx 0,6;$
42	Гидравлическое сопротивление водяного тракта теплообменника Δp_b , кгс/м ²	$\beta_{тр}$ определяется по графику рис. 51
43	Мощность, затрачиваемая на прокачку воды через теплообменник, N_b , л. с.	Формула (22) Формула (23); $\eta_b \approx 0,5$

Примечания. 1. Если $t''_{ст} = t'_{ст}$ (п. 19 расчета), то это значение температуры принимается за окончательное $t'_{ст}$, как и соответствующее значение α_m . В противном случае ($t''_{ст} \neq t'_{ст}$), задавшись новым значением $t'_{ст}$, расчет повторяют (с п. 15 по п. 19) до получения $t''_{ст} = t'_{ст}$ (метод последовательных приближений).

2. Расчетные значения числа трубок и диаметра их (п. 26 расчета) гнезда уточняются при составлении эскиза разбивки.

22. Конструкция и расчет вентиляторов системы охлаждения

Протекание охлаждающего атмосферного воздуха в воздушных каналах секций холодильника обеспечивается установкой вентилятора соответствующей производительности, создающего в шахте необходимое разрежение. Тепловозные холодильники характеризуются значительными величинами расходов воздуха и сравнительно небольшими аэродинамическими сопротивлениями воздушных трактов. Этим условиям лучше удовлетворяют осевые вентиляторы, которые экономичнее, проще по конструкции, компактнее и легче, чем центробежные.

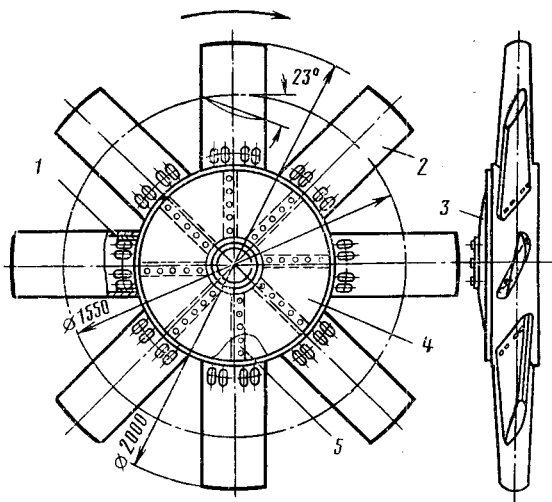


Рис. 52. Колесо вентилятора типа УК-2М холодильника тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — воротник жесткости; 2 — лопасть; 3 — обтекатель;
4 — барабан; 5 — ребро жесткости

Вентиляторы серии У характеризуются прямыми, незакрученными, имеющими обтекаемую форму пустотелыми лопатками, изготавливаемыми из тонколистовой стали ($\delta = 2$ мм). Максимальный к. п. д. таких вентиляторов $\eta = 0,6 \div 0,72$. Вентиляторы этого типа установлены на тепловозах ТЭМ1, ТЭ2, ТГМ1 и ТЭЗ.

Вентиляторы УК-2 и УК-2М отличаются применением крученых лопаток, что позволяет достигнуть более высоких значений к. п. д., доходящих до 0,8—0,85. Вентиляторы УК-2М имеют равномерную закрутку лопаток по длине, а УК-2 — неравномерную. На современных тепловозах применяют вентиляторы УК-2 (ТГМЗ, ТЭП60 до № 0167) и УК-2М (ТГ102, 2ТЭ10Л, ТЭП60, тепловозы новых серий).

Параметры вентиляторов, установленных на некоторых отечественных тепловозах, приведены в табл. 13. Колесо вентилятора типа УК-2М холодильника тепловоза 2ТЭ10Л показано на рис. 52.

При проектировании тепловозов вентиляторы охлаждающего устройства выбираются из числа выпускаемых промышленностью. Исходными данными являются производительность и напор, соответствующие расчетному режиму холодильника. До определения необходимой производительности вентилятора предварительно намечают количество отдельных шахт в холодильнике (одна или две), разбивают секции радиатора между шахтами (если их две), определяют размеры фронта радиатора, обслуживаемого каждой шахтой, выбирают число вентиляторов, обслуживающих каждую шахту, и диаметр рабочего коле-

Таблица 13

Параметры вентилятора	Тип вентилятора и серия тепловоза						
	У		УК-2	УК-2М			
	ТЭМ1	ТЭЗ	ТГ102	ТЭП60	ТГМЗ	ТГ16	2ТЭ10Л
Диаметр рабочего колеса D , мм . . .	1600	1600	1100	1600	1200	1200	2000
Диаметр втулки колеса d , мм	—	700	—	720	540	540	900
Число лопастей, шт.	6	6	8	8	6	6	8
Угол установки лопастей θ , град. . .	22	20	23	20	23	23	23
Максимальная частота вращения колеса n , об/мин	986	1380	1645	1350	1280	1350	1160
Потребляемая мощность N_B , л. с. . .	31,7	80	55	—	15	17,1	165

са из условий наилучшего омывания секций радиатора воздухом и возможности размещения вентилятора. Расчет вентилятора в этом случае позволяет определить его частоту вращения и угол установки лопастей, при котором к. п. д. вентилятора будет наибольшим, а также определить величину затрачиваемой мощности.

Необходимая производительность вентилятора подсчитывается на основании результатов теплового расчета радиатора по формуле

$$Q = \frac{\sum_1^i n_c^i F_c^i u_{вз}}{\rho'_{возд.}} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (25)$$

где n_c^i — число секций, выходящих в шахту холодильника и обслуживаемых рассчитываемым вентилятором, которые имеют одинаковые конструкцию, геометрические размеры, величину расчетных массовых скоростей воздуха в узком сечении и температуру воздуха на выходе из секции, шт.;

i — число групп секций, характеризующихся одинаковыми параметрами, обслуживаемых рассчитываемым вентилятором;

$\rho'_{возд.}$ — плотность воздуха перед входом в вентилятор, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Полный расчетный напор вентилятора

$$H = \Delta p_{бж} + \Delta p_c + \Delta p_{ш} + \Delta p_{вж} + \frac{\gamma'_{возд} v_{ом}^2}{2g} \text{ кгс}/\text{м}^2, \quad (26)$$

где $\Delta p_{бж}$, Δp_c , $\Delta p_{ш}$ и $\Delta p_{вж}$ — аэродинамическое сопротивление боковых жалюзи, секций, шахты холодильника и сетки или жалюзи на выходе из вентилятора, $\text{кгс}/\text{м}^2$;

$\gamma'_{возд}$ — удельный вес воздуха перед входом в вентилятор, $\text{кгс}/\text{м}^3$;

$v_{ом}$ — средняя скорость воздуха в сечении, ометаемом лопастями вентилятора, $\text{м}/\text{с}$.

Аэродинамическое сопротивление боковых жалюзи

$$\Delta p_{бж} = \zeta_{ж} \frac{\gamma_0 v_{бж}^2}{2g} \text{ кгс}/\text{м}^2, \quad (27)$$

где $\zeta_{ж}$ — коэффициент сопротивления жалюзи;

γ_0 — удельный вес наружного воздуха при расчетной температуре, $\text{кгс}/\text{м}^3$;

$v_{бж}$ — скорость воздуха перед фронтом боковых жалюзи.

Для боковых жалюзи, находящихся в полностью открытом положении, $\zeta_{ж} \approx 0,24$.

Скорость воздуха перед фронтом жалюзи

$$v_{бж} = \frac{u_{вз}}{\rho_0} \cdot \frac{\omega_{вз.с}}{\omega_{фр.с}} \text{ м}/\text{с},$$

где $u_{вз}$ — расчетная массовая скорость в узком сечении секции, $\text{кг}/\text{м}^2\text{с}$;

ρ_0 — массовая плотность наружного воздуха при расчетной температуре, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\omega_{вз.с}$ — живое сечение секции для прохода воздуха в наиболее узком месте, м^2 ;

$\omega_{фр.с}$ — фронтальная поверхность секции, м^2 .

Аэродинамическое сопротивление секций Δp_c подсчитывается в зависимости от конструкции секции и числа Рейнольдса (определенного при тепловом расчете). Вначале определяют величину числа Эйлера Eu , а затем величину

$$\Delta p_c = Eu \frac{u_{вз}^2}{9,81\rho_0} \text{ кгс}/\text{м}^2. \quad (28)$$

Аэродинамическое сопротивление шахты при однорядном расположении секций

$$\Delta p_{\text{ш}} = \zeta_{\text{ш}} \frac{\gamma'_{\text{возд}} v_{\text{ом}}^2}{2g} \text{ кгс/м}^2, \quad (29)$$

где $\zeta_{\text{ш}}$ — коэффициент аэродинамического сопротивления шахты, отнесенный к скоростному напору в сечении, ометаемом лопастями вентилятора.

По данным исследования Ворошиловградского филиала ВНИТИ,

$$\zeta_{\text{ш}} = \left(1,84 + \frac{1,1}{n} - \frac{0,76D}{A} \right) (\bar{d})^{-0,24} - 1, \quad (30)$$

где $n = \frac{F_{\text{фр}}}{F_{\text{ом}}} = \frac{8AB}{\pi D^2 (1 - \bar{d}^2)}$ — степень поджатия потока;

$F_{\text{фр}}$ — общая площадь фронта радиатора, обслуживаемая вентилятором, м²;

$F_{\text{ом}}$ — площадь, ометаемая лопастями вентилятора, м²;

A — ширина радиатора (с одной стороны тепловоза), обслуживаемая вентилятором, м;

B — высота радиатора, м;

D — диаметр вентиляторного колеса, м;

$\bar{d} = \frac{d}{D}$ — относительный диаметр втулки вентилятора;

d — диаметр втулки вентилятора, м.

При двухрядном расположении секций коэффициент сопротивления шахты, полученный по формуле (30), увеличивают в 1,2 раза.

Аэродинамическое сопротивление верхних жалюзи можно ориентировочно принимать по соотношению

$$[\Delta p_{\text{вж}} = (1,35 \div 1,5) \Delta p_{\text{бж}} \text{ кгс/м}^2. \quad (31)$$

Расчет вентилятора при выбранной величине его диаметра ведется в такой последовательности.

1. Определяют среднюю температуру воздуха в шахте холодильника

$$t_{\text{вз}}^{\text{ш}} = \frac{\sum_1^i n_c^i F_c^i u_{\text{вз}}^i t_{\text{вз}}^i}{\sum_1^i n_c^i F_c^i u_{\text{вз}}^i} \text{ } ^\circ\text{C},$$

где $t_{\text{вз}}^i$ — температура воздуха на выходе из секций i -й группы, $^\circ\text{C}$.

2. Определяют массовую плотность воздуха при температуре $t_{\text{вз}}^{\text{ш}}$ (пренебрегая некоторым снижением давления в шахте) и необходимую производительность вентилятора Q по (25).

3. Скорость воздуха в сечении, ометаемом лопастями вентилятора,

$$v_{\text{ом}} = \frac{Q}{F_{\text{ом}}} = \frac{4Q}{\pi D^2 (1 - \bar{d}^2)} \text{ м/с.}$$

4. Степень поджатия потока

$$n = \frac{F_{\text{фр}}}{F_{\text{ом}}} = \frac{8AB}{\pi D^2 (1 - \bar{d}^2)}.$$

5. По (30) подсчитывают величину коэффициента аэродинамического сопротивления шахты $\zeta_{\text{ш}}$.

6. По формулам (27), (28), (29), (31) определяют аэродинамическое сопротивление отдельных участков воздушного тракта и по (26) — величину полного расчетного напора вентилятора.

7. Задаются несколькими, произвольно выбранными величинами частоты вращения вентиляторного колеса n , об/мин, и для каждой из них подсчитывают окружную скорость внешних кромок лопаток вентиляторного колеса

$$\omega = \frac{\pi D n}{60} \text{ м/с.}$$

Окружная скорость ω по условиям прочности не должна превосходить 120 м/с.

8. Площадь вентиляторного колеса по внешнему диаметру

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 \text{ м}^2.$$

9. Величины безразмерных расходов (коэффициенты расходов) при разных значениях ω , определенных в п. 7, рассчитываются по выражению

$$\bar{Q} = \frac{Q}{F \omega}.$$

10. Величины безразмерного напора (коэффициенты напора), соответствующие различным значениям ω :

$$\bar{H} = \frac{gH}{\gamma_{\text{возд}} \omega^2}.$$

11. По полученным парным значениям $\bar{Q}$ и $\bar{H}$ на планшете безразмерной характеристики вентилятора (рис. 53) находят несколько точек (число точек равно числу значений частоты вращения вентиляторного колеса, принятому в расчете) и соединяют плавной линией, которая является безразмерной характеристикой сети. Точки пересечения безразмерной характеристики сети с безразмерными характеристиками вентилятора $\bar{H} = f(\bar{Q})$ при различных углах наклона лопаток являются рабочими точками вентилятора.

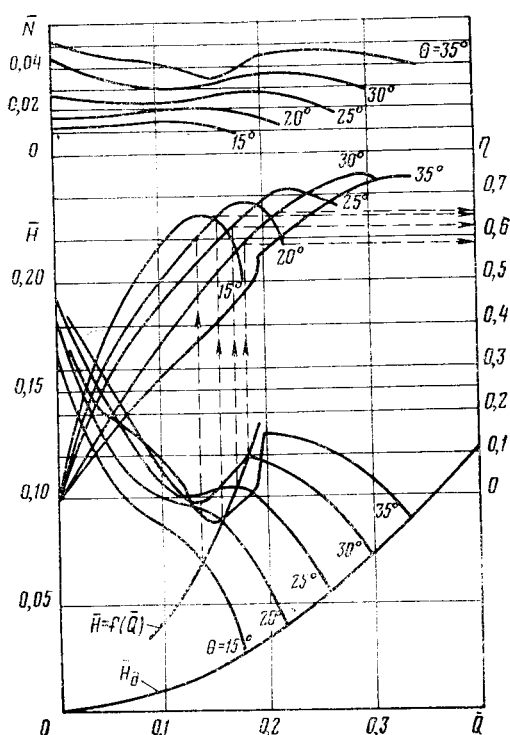


Рис. 53. Безразмерные аэродинамические характеристики вентиляторов УК-2М

12. Для полученных рабочих точек определяют по планшету характеристик вентилятора значения к. п. д. вентилятора η_v и выбирают угол наклона лопаток, соответствующий максимальному значению к. п. д. При расчетах за рабочий участок аэродинамической характеристики вентилятора должна приниматься та ее часть, на которой величина к. п. д. равна или больше 0,8 от максимального значения при заданной величине угла наклона лопаток.

13. Мощность, потребляемая вентилятором,

$$N_v = \frac{QH}{75\eta_v} \text{ л. с.}$$

14. Мощность, отбираемая от дизеля на все вентиляторы холодильника,

$$N_{\text{вд}} = \frac{\sum N_v}{\eta_{\text{п}}} \text{ л. с.,}$$

где $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. передачи от дизеля к колесу вентилятора.

Приведенный расчет вентилятора базируется на положении, что поток воздуха, поступающий на колесо вентилятора, равномерен. В тепловозных холодильниках воздушный поток на входе в вентилятор имеет значительную неравномерность и фактический напор, развиваемый вентилятором на 20—25% меньше, чем расчетный. Это обстоятельство следует учитывать в расчете, соответствующим образом увеличивая величину расчетного полного напора.

23. Оценка эффективности систем охлаждения

Сравнительная оценка эффективности систем охлаждения тепловозов, отличающихся конструкцией и размерами секций, общей схемой и т. д., ведется по натурным и удельным показателям, а также на основе развернутых технико-экономических расчетов. К числу натурных показателей относятся: количество тепла, рассеиваемого системой охлаждения; мощность, затрачиваемая на функционирование системы охлаждения; общий вес устройств; затрата цветных металлов; величина теплопередающей поверхности; объем, занимаемый радиаторами; величина фронтальной поверхности радиаторов; среднегодовой расход черных и цветных металлов на ремонт системы охлаждения; количество теплообменников (секций), ремонтируемых и сменяемых в течение года (среднестатистические данные) и т. д.

При сопоставлении систем охлаждения в целом и в особенности отдельных теплообменников получили достаточно широкое распространение так называемые удельные показатели: энергетический, объемный и весовой.

Энергетический показатель

$$\frac{Q}{N\Delta t} = \frac{kF}{N} \text{ ккал/}^{\circ}\text{С ч л. с.},$$

где Q — количество тепла, передаваемого в теплообменнике, ккал/ч;
 N — мощность, затрачиваемая на функционирование теплообменника, л. с.;

Δt — средняя разность температур между охлаждаемой и охлаждающей жидкостью в пределах всего теплообменника, $^{\circ}\text{С}$;

F — расчетная поверхность теплопередачи, м^2 ,

представляет собой количество тепла, передаваемого в теплообменнике в течение часа при $\Delta t = 1^{\circ}\text{С}$, приходящегося на единицу мощности, затрачиваемой на функционирование теплообменника.

Объемный показатель

$$\frac{Q}{V\Delta t} = \frac{kF}{V} \text{ ккал/}^{\circ}\text{С ч м}^3,$$

где V — объем, занимаемый теплообменником, м^3 .

Весовой показатель

$$\frac{Q}{G\Delta t} = \frac{kF}{G} \text{ ккал/}^{\circ}\text{С ч кгс.}$$

Здесь G — масса теплообменника, кг.

Удельные показатели являются более общими, чем натурные, так как позволяют производить техническое сопоставление отдельных теплообменников с различными формами поверхностей, различными величинами передаваемого тепла и т. д. Сравнение теплообменников по интенсивности теплопередачи, весу и объему производится при равных значениях энергетического показателя, для чего определяются значения коэффициента теплопередачи, энергетического, объемного и весового показателей при различных значениях скорости теплоносителей и строят графики

$$k = f\left(\frac{kf}{N}\right), \quad \frac{kF}{V} = f'\left(\frac{kF}{N}\right) \text{ и } \frac{kF}{G} = f''\left(\frac{kF}{N}\right).$$

Лучшие теплообменники имеют наибольшие k , $\frac{kF}{V}$ и $\frac{kF}{G}$ при одинаковых значениях $\frac{kF}{N}$. Выбор оптимального теплообменника, а тем более оптимальной системы охлаждения, не может быть произведен только на основании удельных технических показателей, так как они не отражают ряд эксплуатационных и экономических факторов. В качестве основного технико-экономического показателя, с достаточной полнотой характеризующего системы охлаждения, можно принять изменяющуюся часть себестоимости измерителя перевозочной работы, зависящей от системы охлаждения. Себестоимость измерителя перевозок (10^4 ткм брутто) по изменяющейся части затрат сравниваемых вариантов систем охлаждения может быть представлена в виде

$$C_{с.о} = C_{г.с.м} + C_{р.т.о} + C_{д.т} + C_{рен} + C_{кап} \text{ руб./изм}, \quad (32)$$

где $C_{г.с.м}$ — стоимость топлива и смазки дизеля тепловоза, расходуемых для получения мощности, потребляемой приводами вентиляторов и насосов системы охлаждения;

$C_{р.т.о}$ — затраты на ремонт системы охлаждения и замену негодных секций;

$C_{д.т}$ — затраты на содержание дополнительного парка тепловозов, необходимого вследствие отбора мощности от тепловозного дизеля на функционирование системы охлаждения;

$C_{рен}$ — изменяющаяся часть реновационных отчислений, приходящаяся на измеритель;

$C_{кап}$ — объем капитальных вложений в систему охлаждения, приходящийся на измеритель.

Расчет величин, входящих в (32), довольно громоздок и изложен в специальной литературе¹. Из сравниваемых систем охлаждения лучшей будет та система, которая характеризуется минимумом величины $C_{с.о}$. Уравнение (32), или его различные видоизменения, может использоваться для выбора оптимальных размеров теплопередающих поверхностей системы охлаждения с заданной конструкцией теплообменников.

¹ Н. И. П а н о в, А. П. Т р е т ь я к о в, Я. А. Р е з н и к. Технико-экономическая оценка системы охлаждения магистральных тепловозов. Труды МИИТа, вып. 261. М., «Транспорт», 1966, с. 85.

РАМА И КУЗОВ ТЕПЛОВОЗА

24. Конструкция рам и кузовов

Рама и кузов тепловоза предназначены для размещения в них силового и вспомогательного оборудования, узлов соединения с тележками и с составом поезда. В процессе работы на раму и кузов действуют статические и динамические силы.

Конструкция рамы и кузова во многом зависит от конструкции и компоновки оборудования, экипажной части, от рода службы локомотива, производственно-технологических условий завода. Рама и кузов должны соответствовать техническим требованиям к проектируемым локомотивам по условиям прочности, безопасности движения поездов и удобствам для обслуживающего персонала, а также требованиям технической эстетики и санитарно-техническим нормам. Необходимая прочность должна сочетаться с минимальным весом конструкции рамы и кузова.

В зависимости от конструкции и компоновки несущих элементов кузова современных тепловозов делятся на два типа: с несущей рамой и цельнонесущие.

Для первого типа характерна мощная рама, воспринимающая внешние нагрузки с жестким и часто отъемным кузовом, защищающим машинное отделение и локомотивную бригаду от окружающей среды. Кузова этого типа имеют два конструктивных варианта: вагонный и капотный. В первом варианте боковые стенки размещены с учетом максимального использования ширины габарита подвижного состава, что позволяет бригаде обслуживать силовые агрегаты без выхода из кузова. Это улучшает условия работы бригады и аэродинамику поезда. Такими кузовами оборудованы тепловозы ТЭЗ, 2ТЭ10Л, М62, ТГ16, 2ТЭ116 и др. Во втором варианте боковые стенки и крыша закрывают лишь силовые агрегаты и кабину машиниста. Такие кузова применяются преимущественно на маневровых тепловозах, в частности на тепловозах типов ТЭМ и ТГМ.

В цельнонесущем, цельносварном кузове жесткая связь элементов рамы с боковыми стенками, верхним поясом и кабинами обеспечивает совместную работу всех элементов конструкции при восприятии внешних нагрузок. Цельнонесущими кузовами оборудованы магистральные тепловозы ТЭ10, ТЭП60, ТЭП10, ТЭ109.

Основным достоинством цельнонесущих кузовов является высокая жесткость и небольшая масса их конструкции. Так, если вес погонного метра кузова с несущей рамой составляет 1,1—1,25 тс, то вес погонного метра несущего кузова — 0,86—1,0 тс.

Конструкция несущих рам у большинства отечественных тепловозов примерно одинакова. Основные несущие элементы — продольные двутавровые или сварные балки, полки которых усилены накладками (рис. 54, 55). Эти балки часто называют хребтовыми. Они соединены между собой междурамными креплениями, шкворневыми балками, стяжными ящиками, а на отдельных участках — настильными листами, повышающими изгибно-крутильную жесткость рамы. По бокам, на кронштейнах размещены площадки, окантованные швеллером или уголками. При вагонном кузове на них монтируют боковые стенки.

Некоторое различие в конструкции рам определяется устройством опор на тележки и их количеством. Стяжные ящики, шкворни и домкратные опоры отливают из стали 25ЛП. Стяжные ящики и концы хребтовых балок соединяют заклепками и сваркой, а в последнее время — только сваркой. В стяжных ящиках размещены автосцепки.

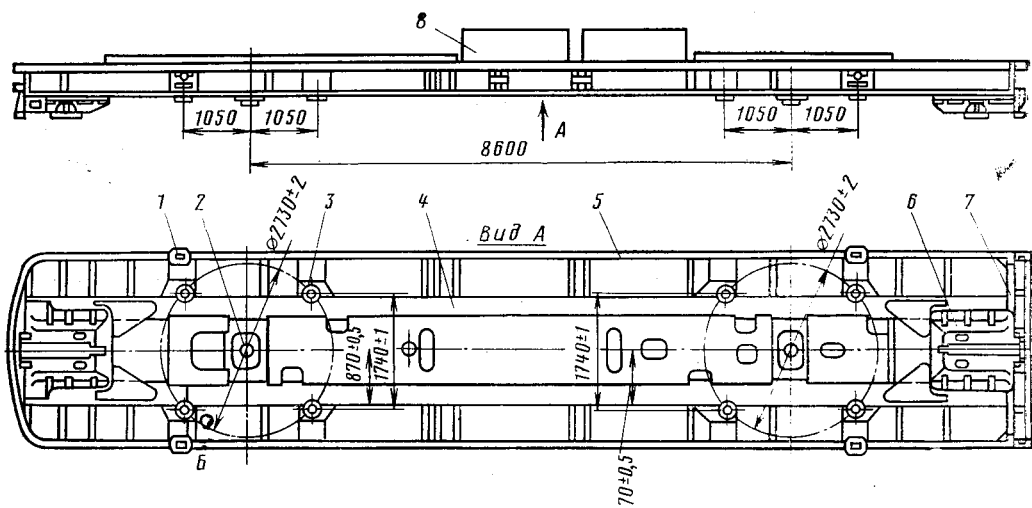


Рис. 54. Рама тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — кронштейн для подъема тепловоза; 2 — шкворень; 3 — опоры рамы; 4 — хребтовая балка; 5 — обносной швеллер; 6 — стяжной ящик; 7 — лобовой лист; 8 — аккумуляторный ящик

Хребтовые двутавровые балки и усиливающие накладки изготовлены из стали СтЗ СП, а остальные детали рамы — из стали СтЗ КП. Все детали и узлы рамы соединены между собой сваркой. Топливный бак обычно подвешен к раме на болтах. С каждой стороны рамы к боковым кронштейнам приварены ящики для аккумуляторных батарей.

Опоры рамы обычно представляют собой сферические пяты, расположенные с каждой стороны рамы. Они опираются на сферические подпятники с роликовыми возвращающими устройствами, укрепленными на раме тележки. Тяговое усилие от тележки к раме передается через центральные шкворни, вокруг которых поворачиваются тележки в кривых участках пути. В верхнем настильном листе рамы имеются вырезы, отверстия и посадочные места под дизель-генератор и оборудование тепловоза.

Расположение хребтовых балок над тележками тепловоза сопряжено с ограниченными возможностями развития их высоты (до 500 мм) и появлением значительных эксцентриситетов при приложении продольных тяговых усилий (350—500 мм). Чтобы преодолеть эти трудности, создаются проекты рам с боковыми продольными элементами большой строительной высоты.

В несущем кузове рама, боковые стенки, верхние пояса, кабины образуют единую несущую систему, все элементы которой воспринимают внешние нагрузки. Рама — главный, но не единственный элемент системы и поэтому по сравнению с первым типом она существенно облегчается.

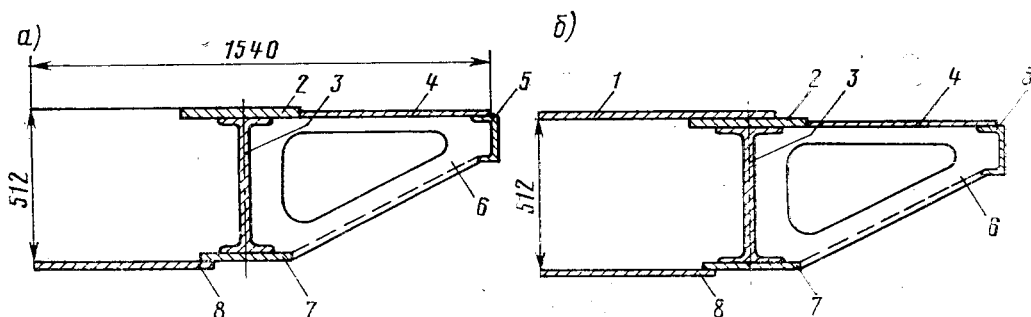


Рис. 55. Характерные поперечные разрезы рамы тепловоза 2ТЭ10Л:

а — под дизелем; б — между дизелем и буферным брусом; 1 и 8 — верхний и нижний настильные листы; 2 и 7 — верхняя и нижняя усиливающие накладки; 3 — хребтовые балки; 4 — площадка; 5 — обносной швеллер; 6 — кронштейн

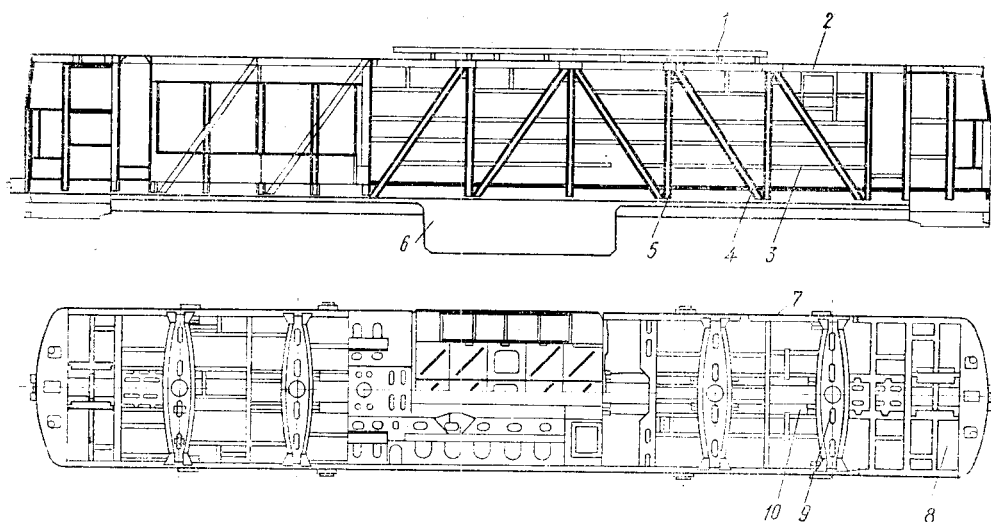


Рис. 56. Несущий кузов тепловоза ТЭП60 с раскосными фермами:

1 — съемный каркас для вентилятора холодильника наддувочного воздуха; 2 — верхний обносной пояс; 3 — планки для крепления обшивки; 4 — наклонная стойка; 5 — вертикальная стойка; 6 — топливный бак; 7 — нижняя обносная балка; 8 — стяжной ящик; 9 — шкворневая балка; 10 — продольная труба

В практике тепловозостроения применяют следующие конструкции несущих кузовов:

1) с боковыми стенками в виде раскосной фермы (тепловозы ТЭП60, ТГ102Р);

2) безраскосные с тонкостенными балками — листами (тепловозы ТЭП10, ТЭ109);

3) с несущей обшивкой (оболочковые), элементы которой выполнены в виде гнутых и штампованных листов стали (французские тепловозы серии 70000).

Рамы тепловозов ТЭП60 и ТЭ109 (рис. 56, 57) представляют собой тонкостенные сварные конструкции из гнутых и штампованных элементов. Продольные балки рам расположены по бокам кузова и соединены между собой тонкостенными поперечными креплениями, а также вварными топливными баками, которые включаются в несущую систему конструкции.

По бокам топливного бака приварены ниши для аккумуляторных батарей. Наряду с боковыми продольными балками продольные усилия у тепловоза ТЭП60 воспринимаются двумя центральными сквозными трубами диаметром 196 мм, расположенными на 100 мм выше оси автосцепки. У тепловозов ТЭП10 и

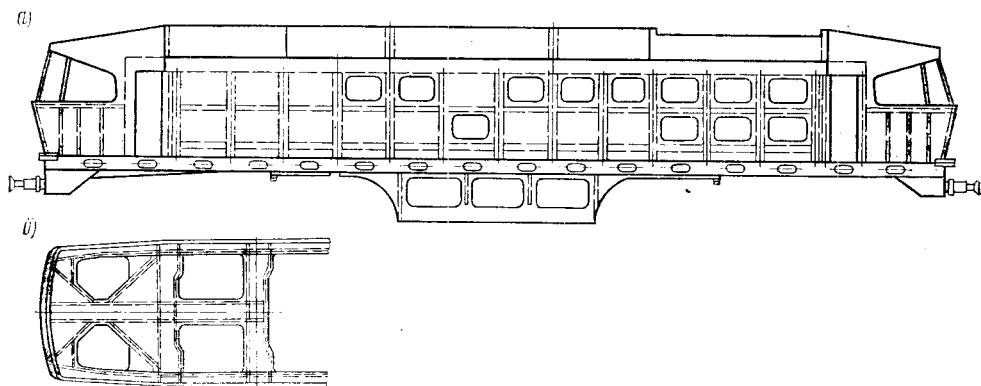


Рис. 57. Несущий кузов тепловоза ТЭ109 с безраскосными фермами:

а — общий вид; б — концевая часть

ТЭ109 трубы отсутствуют, но имеется центральная балка, усилия от которой передаются на боковые балки при помощи поперечных креплений. Усилия от автосцепок передаются на боковые балки через раскосы концевых частей (ТЭП10, ТЭ109) или листы стяжного ящика (ТЭП60). Между основными силовыми балками имеются дополнительные балки для крепления вспомогательного оборудования.

В безраскосных кузовах (ТЭП10, ТЭ109) применяется обшивка боковых стен стальными листами толщиной 2—2,5 мм с ребрами жесткости, расположенными через определенные интервалы. Эти боковые стенки — основные несущие элементы.

В кузовах с раскосной системой стержней стальная обшивка тоньше (1,5—2 мм) и она играет второстепенную роль. Существенных преимуществ эти типы кузовов (безраскосные и раскосные) относительно друг друга не имеют, но безраскосные проще и технологичнее в изготовлении и в массовом производстве предпочтительнее.

Крыша над машинным отделением состоит из съемных секций, которые воспринимают только нагрузки от веса и сил инерции укрепленных на них агрегатов. Некоторые элементы кузова изготавливаются из алюминиевых сплавов. Кабины машиниста могут быть отъемными или жестко соединенными с каркасом кузова.

25. Нагрузки на раму и кузов. Расчетные режимы и нормы прочности

Вертикальные статические нагрузки, действующие на раму и кузов в эксплуатации определяются собственным весом рамы и кузова, весом расположенных в них агрегатов, а также запасами топлива, воды, песка.

Эти нагрузки постоянные по величине независимо от режимов работы локомотива.

Вертикальные динамические нагрузки от воздействия пути приближенно могут быть представлены как периодические возмущения, связанные с прохождением стыков. Эти нагрузки зависят от жесткости рессорного подвешивания, динамических качеств локомотива, его скорости.

Ветровые нагрузки, а также нагрузки, возникающие при прохождении локомотивом кривой, вызывают перераспределение усилий по опорам и соответствующие кососимметричные деформации конструкции рам и кузовов. Эти нагрузки, как правило, невелики и существенного влияния на прочность конструкции не оказывают.

Продольные тяговые усилия по автосцепкам изменяются в широком диапазоне в зависимости от массы состава, характера торможения, положения локомотива в составе поезда, скорости движения, вида службы и т. д. Максимальные допускаемые усилия соответствуют 250 тс.

При рывках и соударениях на раму и кузов, наряду с усилиями в автосцепках действуют силы инерции от тележек и расположенных в кузове агрегатов. Эти усилия зависят от величин веса, скорости соударения и жесткости конструкции.

Анализ работы рам и кузовов и их повреждений позволил определить расчетные режимы, учитывающие наиболее неблагоприятные сочетания внешних нагрузок и определяющие прочность конструкции.

К ним относятся:

- а) вертикальные статические нагрузки от веса оборудования, полного запаса топлива, воды, песка, собственного веса конструкции;
- б) наибольшие тяговые усилия при режиме двойной тяги;
- в) тяговые усилия при режиме двойной тяги и конструкционной скорости;
- г) растяжение — сжатие продольными усилиями;
- д) кососимметричная вертикальная нагрузка, вызванная неравномерным распределением давлений по опорам, отклоняющимся от номинального до 30%;
- е) вертикальная динамическая нагрузка, определяемая по вертикальной

статической нагрузке с учетом коэффициента вертикальной динамики κ_d , принимаемого постоянным для всех сечений кузова и рамы,

$$\kappa_d = 0,1 + 0,2 \frac{v}{f_{ст}},$$

где v — конструкционная скорость, км/ч;

$f_{ст}$ — общий статический прогиб рессорного подвешивания локомотива, мм;

ж) нагрузки, имитирующие соударение и состоящие из продольных нагрузок по автосцепкам, дополненных усилиями, приложенными к шкворням рамы и равными утроенному весу тележек;

з) нагрузки, действующие при технологической подъемке кузова с размещенным в нем оборудованием;

и) нагрузки, возникающие при аварийной подъемке кузова с тележкой за буферный брус.

При расчете на статическую прочность в сечениях рамы кузова определяют напряжения от сочетания режимов a , $г$ и $д$. Учитывая редкую повторяемость таких нагрузок, расчетные напряжения сравниваются с пределом текучести материала при коэффициенте запаса $n = 1,1$. Аналогичные нормативы для аварийной подъемки кузова, а также при расчете на соударение.

Статические напряжения в кузове при трогании с учетом режимов a и $б$ сравниваются с пределом текучести при коэффициенте запаса $n = 1,5—1,6$. При расчете кузова на выносливость учитываются режимы a , $в$ и $е$ при коэффициенте запаса, равном двум по пределу выносливости.

Кроме кузова в целом отдельно проверяют шкворневые балки и другие узлы кузова, непосредственно воспринимающие внешние нагрузки. Наряду с оценкой прочности проверяется также жесткость кузова и его динамические характеристики — частоты и формы собственных колебаний. Жесткость кузова должна обеспечивать нормальную сборку собственной конструкции, а также сборку и работу дизель-генератора и других агрегатов. Кроме того, жесткость кузова должна быть подобрана так, чтобы частоты его собственных колебаний не менее чем на 30% не совпадали бы с частотами основных возмущающих нагрузок.

Современные кузова — это тонкостенные конструкции, для которых типичным является склонность к местной потере устойчивости. Учитывая это, расчеты на прочность и жесткость должны обязательно дополняться расчетами на местную устойчивость отдельных узлов и участков кузова, выполняемых по нормам вагоностроения.

26. Методы расчетов рам и кузовов

Существенные различия в конструкциях рам и несущих кузовов определили и различные методы их расчетов на прочность.

В обоих случаях необходимо предварительно сделать следующую работу:

а) распределить нагрузки на оси тепловоза (выполнить развеску) и создать схему сосредоточенных и распределенных сил;

б) определить расчетные сечения и их площади, моменты сопротивления и моменты инерции и построить диаграмму изменений моментов инерции сечений рамы;

в) определить реакции опор.

При расчете реакций опор положение центра тяжести кузова, т. е. положение суммарного веса кузова, рамы и всего оборудования в кузове ($P_{куз}$), определяется в результате развески тепловоза (рис. 58). Из равенства моментов

$$R_B L = P_{куз} l_A \text{ получим } R_B = P_{куз} \frac{l_A}{L}, \text{ а } R_A = P_{куз} - R_B.$$

Величина реакций опор разбивается поровну между скользящими $R_{B_1} = R_{B_2} = \frac{R_B}{2}$ и $R_{A_1} = R_{A_2} = \frac{R_A}{2}$. Ниже мы отдельно рассмотрим особенности и методики расчетов обоих типов конструкций.

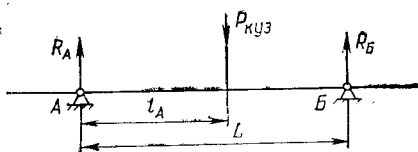


Рис. 58. Схема определения реакций опор

Расчет несущей рамы. При расчете рамы от вертикальных и горизонтальных нагрузок, симметричных относительно продольной оси, пользуются схемой балки ступенчато-переменного сечения (рис. 59, а). Балка опирается на опоры тележек; чтобы упростить схемы, две опоры каждой тележки заменяются одной. При такой замене расчетные напряжения в опасных сечениях

оказываются выше действительных и получаемые отклонения способствуют повышению действительного запаса прочности. Кузов как капотный, так и вагонный в работе рамы не учитывается, хотя в реальной конструкции кузовов тепловозов ТЭЗ, 2ТЭ10Л, М62 они частично воспринимают внешние нагрузки и разгружают раму.

От вертикальных нагрузок строят эпюры изгибающих моментов и поперечных сил (рис. 59, б), от горизонтальных — эпюры изгибающих моментов, продольных и поперечных сил.

Напряжения в опасных сечениях рамы определяют по формулам сопротивления материалов

$$\sigma = \frac{N}{F} \pm \frac{M}{W_{в(н)}}; \quad \tau = \frac{QS^0}{Ib},$$

где σ — нормальные напряжения в опасных точках сечения;

τ — касательные напряжения;

M, N, Q — момент, продольная и поперечная силы в сечении;

$F, W_{в(н)}$ — площадь и моменты сопротивления в верхней и нижней точках сечения;

I, S^0, b — момент инерции, статический момент отсеченной части и ширина сечения.

Деформации рамы обычно определяют графическим или графо-аналитическим методом.

В качестве примера рассмотрим определение деформаций рамы тепловоза 2ТЭ10Л графо-аналитическим методом. Расчет выполняют в такой последовательности.

1. Заменяют действительную балку фиктивной и загружают ее фиктивной нагрузкой интенсивностью $q_{\phi} = \frac{M}{EI}$ (рис. 59, в).

2. В выбранных сечениях балки определяют моменты от фиктивных нагрузок, величины которых соответствуют прогибам.

3. Полученные таким образом прогибы откладывают в принятом масштабе и концы ординат соединяют плавной кривой (рис. 59, г).

Максимальная величина общего прогиба рамы от статической нагрузки у отечественных тепловозов составляет 4—6 мм, а на длине дизеля примерно 1 мм. При этом в расчете не учитывается поддизельная рама.

Расчет рамы при подъеме ведут принимая, что тепловоз поднимают за концы рамы. Последовательность и методика расчета такая же, как при действии вертикальных сил. Максимально допустимые напряжения в опасных сечениях не должны превышать 2000 кгс/см². В случае превышения этого значения определяют места расположения опор для домкратов. У выполненных конструкций тепловозов и электровозов опоры для домкратов располагаются на расстоянии 1500—2000 мм от осей автосцепки.

При ударе и растяжении рамы рассчитывают для грузовых тепловозов на максимальное усилие 250 тс и для пассажирских — 200 тс. Продольные усилия вызывают (удар и рывок) инерционные силы от веса кузова и тележек.

В связи с тем, что нейтральная линия рамы и ось автосцепки образуют эксцентриситет, а линии действия горизонтальных сил не совпадают, то возникают моменты, создающие вертикальные реакции в опорах рамы. В свою оче-

редь эти силы вызывают изгиб рамы. Таким образом, рама при действии продольных сил должна рассчитываться на сжатие или растяжение и на изгиб от реактивных сил.

При движении тепловоза по кривым участкам пути возникает центробежная сила C_c от веса кузова со всем оборудованием, стремящаяся опрокинуть тепловоз. Одновременно с этой силой при расчете рамы учитывают силу ветра C_v :

$$C_c = P_{\text{куз}} \frac{v^2}{gR}; \quad C_v = Fw,$$

где $P_{\text{куз}}$ — вес кузова и рамы со всеми агрегатами;
 v — конструкционная скорость;
 $R \approx 650 \text{ м}$ — радиус кривой;
 F — площадь боковой проекции кузова тепловоза;
 $w \approx 20 \text{ кгс/м}^2$ — удельное давление ветра.
 Обе эти силы вызывают изгиб рамы в горизонтальной плоскости. Суммарные напряжения определяют по одновременному действию следующих сил:

$$P \text{ и } Q, P_{\text{и}} N, P_{\text{и}} F_{\text{тр}},$$

где P — статическая нагрузка на раму;
 Q — сила растяжения (сжатия);
 N — сила соударения по автосцепкам, равная утроенному весу тележек;
 $F_{\text{тр}}$ — сила тяги при трогании тепловоза с места;

$$F_{\text{тр}} = P_{\text{сц}} \psi_{\text{к}},$$

где $P_{\text{сц}}$ — сцепной вес тепловоза;
 $\psi_{\text{к}}$ — коэффициент сцепления колес с рельсами. При расчетах принимают $\psi_{\text{к}} = 0,33$.

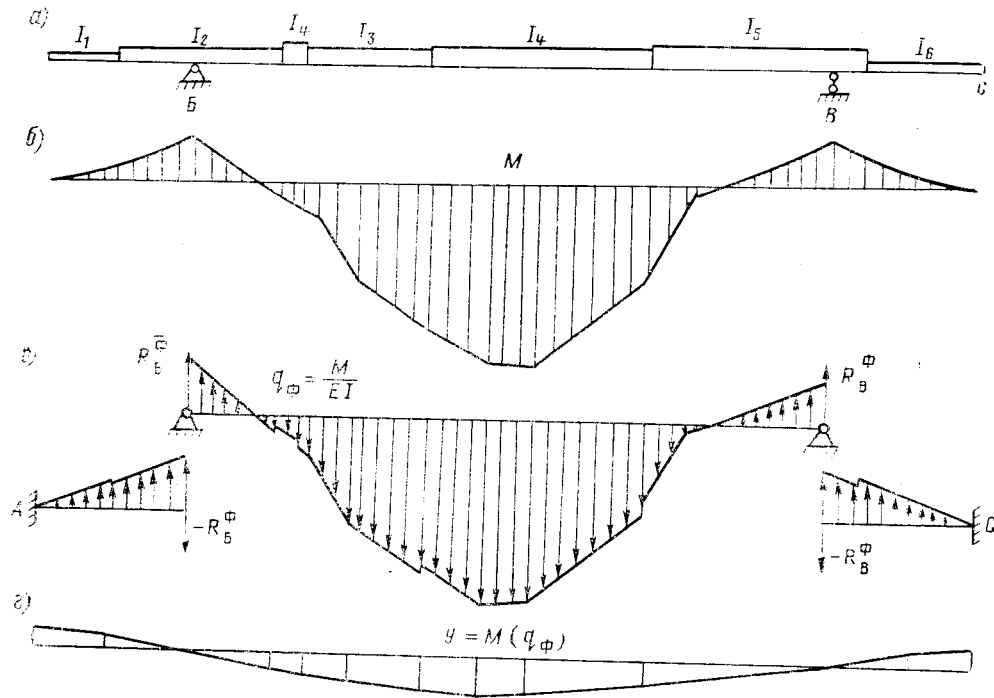


Рис. 59. Определение изгибающих моментов и прогибов несущей рамы:
 а — схема рамы как ступенчатой балки; б — эпюра изгибающих моментов от вертикальных сил;
 в — график фиктивных нагрузок для определения прогиба; г — диаграмма прогибов рамы

Суммарные напряжения σ_{P+Q} , σ_{P+N} и $\sigma_{P+F_{тр}}$ не должны превышать 2500 кгс/см². При этом учитывается влияние динамических факторов, т. е. вертикальные возмущения от стыков и неровностей пути, силы при вписывании тепловоза в кривые, силы ветра и другие, влияние которых в заводских расчетах часто оценивается коэффициентом 1,5.

Расчет несущих кузовов. Несущие кузова современных магистральных тепловозов представляют сложную пространственную систему, образованную из продольных и поперечных балок, тонкостенных стержней и обшивки. В практике инженерных расчетов таких конструкций широко применяются плоские расчетные стержневые схемы. Для повышения точности результатов расчета в таких схемах учитывается работа обшивки и выполняется достаточно полная детализация реальной конструкции. Соединения элементов принимаются жесткими. Влияние обшивки может быть приближенно учтено путем добавления к сечениям основных балочных элементов редуцированных площадей и введением в схему элементов диагональной жесткости листа обшивки. Редуцированные площади обшивки определяются по нормам вагоностроения.

Высокая степень статической неопределимости системы и необходимость решения различных вариантов в процессе разработки конструкции делает необходимым использование ЭВМ.

Расчеты выполняются по одному из классических методов строительной механики — методу сил или методу перемещений. В отечественном тепловозостроении наибольшее распространение нашел метод сил. Приведем последовательность расчета по этому методу [14].

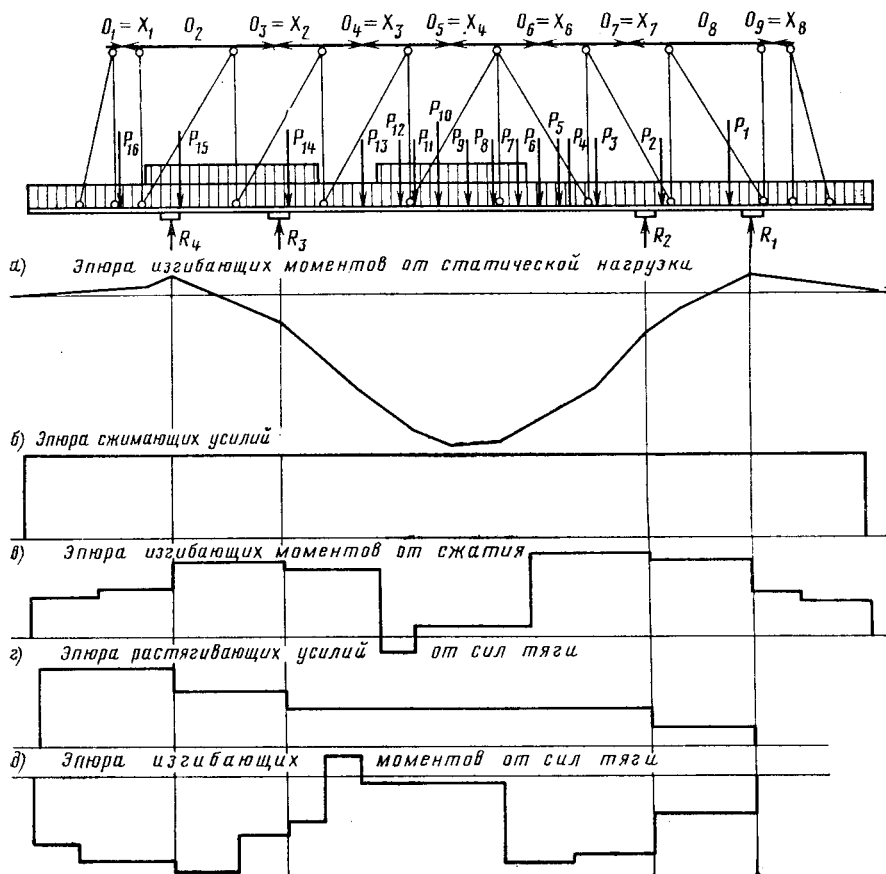


Рис. 60. Расчетная схема кузова тепловоза ТЭП60 и характер эпюр моментов и сил, действующих при различных режимах

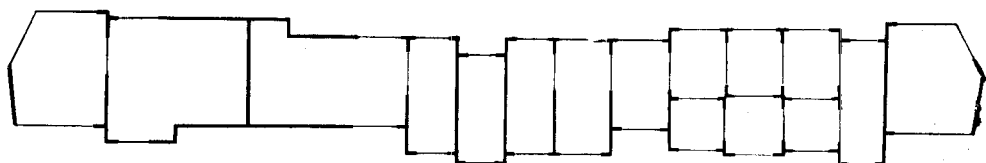


Рис. 61. Расчетная схема кузова тепловоза ТЭ109 (жирными линиями отмечены расчетные участки)

1. Исходя из реальных особенностей конструкции намечают расчетную схему кузова в виде плоской рамы с жесткими узлами (рис. 60 и 61). Выбирают основную статически определимую систему сооружения и ведут расчет в следующем порядке:

а) определяют усилия M , N и Q от единичных значений лишних неизвестных;

б) строят эпюры изгибающих моментов от этих сил;

в) находят единичные коэффициенты канонических уравнений;

г) определяют значения опорных реакций от внешних нагрузок;

д) строят эпюры изгибающих моментов от статических вертикальных нагрузок и определяют перемещения в основной системе от этих нагрузок по направлениям лишних неизвестных;

е) определяют продольные силы, силы от ударной нагрузки и при трогании тепловоза с места и перемещения в основной системе от действия этих сил;

ж) составляют и решают канонические уравнения для каждого режима работы кузова. В результате решений уравнений определяются значения лишних неизвестных статически неопределимой системы;

з) определяют действительные изгибающие моменты, продольные, поперечные силы и напряжения от действия сил при каждом режиме работы рамы.

Аналитический ручной способ расчета очень трудоемок и ограничен в возможностях сопоставления различных вариантов конструкций кузова и выбора наиболее оптимального варианта.

2. В каждом замкнутом контуре рамы делают разрез и вводят три компонента действующих в нем внутренних усилий. Два из этих усилий X , Y с помощью абсолютно жестких консолей выносят по направлению общей системы осей x , y , а третий компонент берут в виде момента M . При таком выборе основной системы моменты M в сечениях рамы от единичных значений X и Y будут равны значениям координат этих сечений x , y , а продольные (N) и поперечные (Q) силы — синусам и косинусам углов наклона участков рамы к осям координат. От единичного момента M изгибающие моменты в сечениях постоянны, а N и Q равны нулю.

3. Определяют геометрические характеристики схемы и сечений ее элементов: координаты начала и конца прямолинейных участков постоянной жесткости (x_n , y_n , x_k , y_k), площади, моменты инерции и моменты сопротивления поперечных сечений.

4. Фиксируют внешние нагрузки, т. е. их величины, направления, координаты точек приложения. Этим определяют связь положения силы с началом координат.

5. Определяют коэффициенты канонических уравнений δ . Коэффициент δ_{ij} выражает перемещение по направлению силы i от силы $j = 1$

$$\delta_{ij} = \sum \int \frac{\bar{M}_i \bar{M}_j dl}{EI} + \sum \int \frac{\bar{N}_i \bar{N}_j dl}{EF} + \sum \int \frac{\bar{Q}_i \bar{Q}_j dl}{GF_R}, \quad (33)$$

где $\bar{M}_i$; $\bar{M}_j$; $\bar{N}_i$; $\bar{N}_j$; $\bar{Q}_i$; $\bar{Q}_j$ — ординаты эпюр M , N и Q от силы $\bar{x}_i = 1$ и $\bar{x}_j = 1$ на изгиб в продольном и поперечном направлениях;

EI ; EF ; GF_R — изгибная, продольная и поперечная жесткости стержней; dl — бесконечно малый элемент длины.

По этой формуле интегрируют в пределах каждого участка, например l_n с постоянными аналитическими выражениями подынтегральных функций, а суммируют — в пределах всех участков рамы.

При принятых в нашей основной системе лишних неизвестных и линейных эпюрах внутренних усилий от них в пределах каждого участка формула (33) для расчета на ЭЦВМ может быть преобразована и для совокупности коэффициентов δ_ω по лишним неизвестным одного замкнутого контура ω примет вид

$$\delta_\omega = \sum K_n \Pi K'_n H_n + \sum N_n N'_n H_{Nn} + \sum Q_n Q'_n H_{Qn}.$$

Здесь

$$\delta_\omega = \begin{pmatrix} \delta_{xx} & \delta_{xy} & \delta_{xM} \\ \delta_{yx} & \delta_{yy} & \delta_{yM} \\ \delta_{Mx} & \delta_{My} & \delta_{MM} \end{pmatrix} \text{ — матрица перемещений по направлениям неизвестных } X, Y, M \text{ контура } \omega;$$

$$K_n = \begin{pmatrix} X_n & X_K \\ Y_n & Y_K \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \text{ — матрица координат начала и конца } n\text{-го стержня или матрица конечных моментов от единичных значений } \bar{X}, \bar{Y}, \bar{M};$$

$$N_n = \begin{pmatrix} \cos \alpha_n \\ -\sin \alpha_n \\ 0 \end{pmatrix} \text{ — матрица продольных сил в } n\text{-м стержне от } \bar{X}, \bar{Y}, \bar{M};$$

$$Q_n = \begin{pmatrix} \sin \alpha_n \\ \cos \alpha_n \\ 0 \end{pmatrix} \text{ — матрица поперечных сил в } n\text{-м стержне от } \bar{X}, \bar{Y}, \bar{M};$$

$$\Pi = \begin{pmatrix} 21 \\ 12 \end{pmatrix} \text{ — матрица преобразования;}$$

$$\left. \begin{aligned} H_n &= \frac{l_n}{6EI_n}; & H_{Nn} &= \frac{l_n}{EF_n} \\ H_{Qn} &= \frac{l_n}{GF_{Kn}} \end{aligned} \right\} \text{ — коэффициенты жесткости } n\text{-го участка при изгибе, растяжении и сдвиге.}$$

Коэффициенты δ_ω подсчитывают по участкам только контура ω . Для участка n , принадлежащего двум смежным контурам ω и β , определяют компоненты перемещений как контура ω , так и контура β . При этом $\delta_n(\omega) = \delta_n(\beta) = -\delta_n(\omega, \beta)$. Последовательно обходя все замкнутые контуры рам, формируют матрицу ее коэффициентов δ :

$$\delta = \begin{pmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1\omega} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2\omega} \\ \delta_{\omega 1} & \delta_{\omega 2} & \dots & \delta_{\omega\omega} \end{pmatrix}.$$

Затем определяют свободные члены системы уравнений, являющиеся перемещениями в основной системе от внешней нагрузки по направлениям принятых неизвестных:

$$\Delta_{ip} = \sum \int_{l_n} \frac{M_p \bar{M}_i dl}{EI_n} + \sum \int_{l_n} \frac{N_p \bar{N}_i dl}{EF_n} + \sum \int_{l_n} \frac{Q_p \bar{Q}_i dl}{GF_K}, \quad (34)$$

где M_p , N_p , Q_p — ординаты эпюр от статической нагрузки.

Интегрирование ведут по всем участкам силового пути.

В матричном виде, удобном для применения на ЭВМ, уравнение (34) может быть записано в виде:

$$\Delta_{ip} = \sum K_n \Pi K'_{pn} P' H_n + \sum N_n N'_n P_\Sigma H_{Nn} + \sum Q_n Q'_n P_\Sigma H_{Qn}.$$

Здесь вводятся следующие матрицы

$$K_{on} = \left\| \begin{aligned} &(x_1 - x_n)(x_2 - x_n) \dots (y_1 - y_n)(y_2 - y_n) \dots 1, 1 \dots \\ &(x_1 - x_K)(x_2 - x_K) \dots (y_1 - y_K)(y_2 - y_K) \dots 1, 1 \dots \end{aligned} \right\|,$$

где K_{pn} — матрица моментов в начале и конце n -го участка от единичных компонентов P_x, P_y, M внешних нагрузок $P_1, P_2 \dots$;

$P = (P_{y1}, P_{y2}, \dots, P_{x1}, P_{x2}, \dots, M_1, M_2, \dots)$ — матрица компонентов внешних нагрузок;

$P_\Sigma = (P_{x\Sigma}, P_{y\Sigma}, 0)$ — матрица сумм компонентов сил по силовому пути до конечных точек n -го участка.

Окончательно система канонических уравнений записывается в виде

$$\delta V + \Delta p = 0, \quad (35)$$

где V — матрица-столбец лишних неизвестных.

Из решения уравнения (35) определяют V :

$$V = -\delta^{-1} \Delta p.$$

Внутренние усилия B по каждому участку рамы характеризуются величинами изгибающих моментов в начале и конце участка, продольных и поперечных сил, постоянных во всех его сечениях. Эти силы определяют из формулы

$$B_n = \begin{Bmatrix} K'_n (V^\omega - V^\beta) + K'_p P \\ N'_n (V^\omega - V^\beta) + N'_n P_{\Sigma n} \\ Q'_n (V^\omega - V^\beta) + Q'_n P_{\Sigma n} \end{Bmatrix}.$$

Здесь $B_n = \begin{pmatrix} M_n \\ M_n \\ N_n \\ Q_n \end{pmatrix}$ — внутренние усилия в n -м участке;

$V^\omega = \begin{pmatrix} X \\ Y \\ M \end{pmatrix}_\omega$ — значения лишних неизвестных по контуру ω ;

V^β — то же для смежного контура β .

Напряжения в опасных точках сечений определяют по формулам сопротивления материалов.

Программа на ЭВМ «Минск-22», реализующая приведенный порядок расчета, при небольшом объеме исходной информации и подготовительных работ позволяет оперативно рассчитывать многочисленные варианты схем несущих систем кузовов с высокой степенью статической неопределимости и делает таким образом расчет неотъемлемой частью процесса проектирования. При этом определяются напряжения в основных несущих элементах боковых стенок и продольных балках рамы. Поперечные балки рамы, в первую очередь шкворневые, рассчитываются на действие непосредственно приложенных к ним нагрузок.

Напряжения в сечениях балки определяют при наиболее неблагоприятных условиях ее закрепления: в центральном сечении — при шарнирном опирании балки на опоры; в конечных сечениях — при их жестком защемлении.

При определении частот и форм собственных колебаний локомотива обычно используется также стержневая расчетная схема кузова и рамы, которая применяется при расчете на статические нагрузки. Эта схема дополняется системой сосредоточенных масс размещенного в кузове оборудования, масс тележек, собственной массы кузова. Каждой массе дают две степени свободы в плоскости по направлению осей x и y . Кроме того, вводятся жесткости опор и поглощающих аппаратов автосцепок.

Кузов рассчитывают как упругую стержневую систему с сосредоточенными массами. Уравнение свободных колебаний такой системы

$$\Delta + \delta M \ddot{\Delta} = 0,$$

где Δ — матрица-столбец возможных перемещений сосредоточенных масс;

δ — квадратная матрица единичных перемещений сосредоточенных масс по всем возможным направлениям;

M — диагональная матрица сосредоточенных масс.

При формировании матрицы δ полностью используется методика статического расчета рамы на действие единичных сил, приложенных по направлениям возможных перемещений.

С помощью преобразований, изложенных в специальной литературе, решение задачи о собственных колебаниях упругой системы сводятся к определению собственных чисел и собственных векторов матрицы δM , что выполняется на ЭЦВМ по одной из имеющихся стандартных программ.

Собственные числа λ связаны с частотами собственных колебаний φ соотношением: $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\lambda}}$.

Методика расчета кузова с раскосными и безраскосными боковыми стенками при применении ЭВМ одинакова.

Прочность конструкции обеспечивается при соблюдении нормативных коэффициентов запаса (см. стр. 101). Так, для изготовления рам и кузовов применяются преимущественно конструкционные углеродистые стали с пределом текучести $\sigma = 2400 \div 2600$ кгс/см², пределом выносливости $\sigma_{-1} = 1400 \div 1600$ кгс/см². Соответствующие величины допускаемых напряжений оказываются равными для режимов а, д и г (см. стр. 101) $\sigma = 2100 \div 2200$ кгс/см² и для режимов а, б, в $\sigma = 700$ кгс/см². Жесткость конструкции должна быть такой, чтобы исключалась возможность появления опасных резонансных состояний при учете возмущений от пути и работы дизель-генератора, а также возможность нарушения центровки дизель-генератора.

В последнее время в конструкциях кузовов находят применение новые строительные материалы, у которых отношение характеристик прочности к удельному весу σ_t/γ выше, чем у углеродистой стали. К ним относятся низколегированные стали, алюминиевые сплавы, стеклопластики. Так, применение низколегированной стали 09Г2 с пределом текучести $\sigma_t = 3000$ кгс/см² и пределом выносливости $\sigma_{-1} = 1600 \div 1900$ кгс/см² при качественной сварке позволяет на 15—20% повысить прочность наиболее напряженных узлов рамы и кузова.

Более серьезные резервы снижения веса конструкции заложены в использовании алюминиевых сплавов, у которых отношение $\frac{\sigma_t}{\gamma}$ в 2—2,5 раза больше, чем у стали. Особенно перспективны сваривающиеся алюминиевые сплавы типов АМГ5, АМГ6, АМГ6-1 и т. д., у которых высокая прочность сочетается с технологичностью в изготовлении. Алюминиевые сплавы применяются в кузовах тепловозов ТЭП60, ТЭ109 для слабо нагруженных узлов. Однако более радикальное их внедрение, как показывает опыт зарубежного локомотивостроения, позволит снизить вес конструкции на 30—40%. Поскольку модуль упругости алюминиевых сплавов в 3 раза меньше, чем у стали, особо важное значение приобретает обеспечение необходимой жесткости конструкций, так как большинство сечений несущих элементов определяется по показателю жесткости. С увеличением толщин тонкостенных элементов повышается их устойчивость, а также способность к поглощению энергии при соударениях.

Уже длительное время изучается вопрос о применении в качестве материала для несущих конструкций стеклопластиков. Их высокая удельная прочность создает условия для проектирования облегченных конструкций кузовов. Однако ввиду недостаточной изученности этого материала пока еще преждевременно ставить вопрос о его широком внедрении в кузовах и рамах.

За последние годы слойные и, в частности, трехслойные конструкции находят широкое применение в различных областях техники и прежде всего в авиации и судостроении. Они состоят из двух тонких внешних слоев из высокопрочного материала, связанных между собой слоем маложесткого и легкого заполнителя, которым может являться шумо- и термоизоляция.

Трехслойные пластины (два тонких листа стали или пластмассы и заполнитель), склеенные между собой, могут быть применены в элементах конструкции стен кузова и кабины машиниста тепловоза. Это решение дало бы возможность снизить вес стен, упростило бы конструкцию, а в ряде случаев способ-

ствовало упразднению каркаса и ребер жесткости.

Экономический эффект от этих мероприятий может быть значительным.

Такие конструкции, как показала практика их применения, обеспечивают достижение высокой устойчивости жесткости и надежности при малом весе. Кроме этого, они обладают способностью снижать вибрации.

Если два листа, общая толщина которых равняется толщине исходного сплошного листа или s (рис. 62), связать между собой упругим наполнителем, то изгибная жесткость такой пластины увеличится в десятки и сотни раз. Отношение моментов инерции раздвинутых и сплошного листов приблизительно составит $12 \left(\frac{A}{s} \right)^2$.

При проектировании трехслойных панелей производится расчет на прочность, устойчивость и продольно-поперечный изгиб (на жесткость) при различных условиях нагружения. При этом решение задачи сводится к выбору рациональных параметров панелей. Для обеспечения повышенной жесткости рекомендуется применение гофрированных элементов, работающих совместно с внутренним слоем.

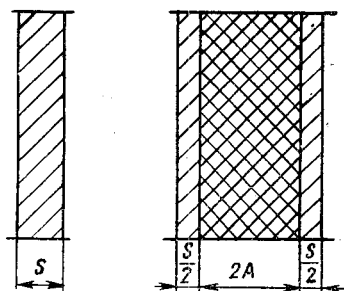


Рис. 62. Схема трехслойной стенки

27. Оборудование кабины машиниста

Кабины машиниста на тепловозах ТЭ1, ТЭ2, ТЭ3, ТГ102, 2ТЭ10Л, 2ТЭ116 и других не включены в общую силовую схему кузова, а на тепловозах ТЭ10, ТЭП60 и ТЭ109 они несут нагрузку, являясь составной частью жесткого каркаса кузова. Кабины машиниста тепловозов 2ТЭ10Л и 2ТЭ116 унифицированы. Каркас кабины современных тепловозов выполнен из легких гнутых профилей стали, обладающих большой жесткостью. Обшивка кабины не участвует в передаче и восприятии усилий. На лобовом листе и боковых стенках имеются большие оконные проемы. Для оконных проемов всех тепловозов применяется стекло триплекс толщиной 6 мм, а на тепловозах ТЭП60 органическое стекло. Необходимая форма стекол и пригонка их к проемам обеспечиваются штамповкой в специальных приспособлениях.

В современном тепловозостроении предусматривают специальные меры, обеспечивающие нормальную работу локомотивных бригад, снижение шума до допустимых значений (ОСТ 24.040.01 кривая № 75); уменьшение вибраций;

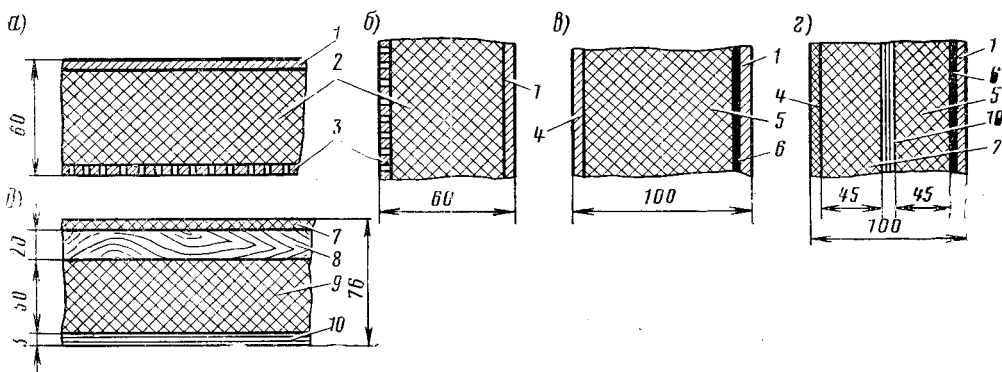


Рис. 63. Шумоизоляция кабины машиниста тепловоза 2ТЭ10Л:

а — крыша; б — передняя и боковые стенки; в, г — задняя стенка кабины; д — пол кабины; 1 — металлическая обшивка кабины; 2 — стеклоплита; 3 — перфорированный алюминиевый лист; 4 — картон каркасный; 5 — стеклоплита; 6 — мастика вибропоглощающая 1×579 мм; 7 — линолеум; 8 — фанера березовая $h = 20$ мм; 9 — минеральная вата; 10 — фанера ольховая $h = 3$ мм

создание нормальных температурных условий, чистоты, влажности и плотности воздуха; окраска кабины в цвета, не утомляющие зрение и т. д.

Для снижения шума стены, потолок и пол кабины современных тепловозов хорошо изолированы, а в дверях установлены двойные стекла с воздушной прослойкой. В качестве шумоизолирующих материалов для покрытия задней стенки и пола на тепловозе ТЭП60 применяется пенопласт ПХВ-Э, остальные стенки и потолок выполнены из стеклопласта и пенополистирола ПСБ-С. Изоляционный слой кабины машиниста тепловоза 2ТЭ10Л (рис. 63) покрыт перфорированной листовой сталью толщиной 0,8 мм с диаметром отверстий 3 мм и расстоянием между ними 4,5 мм. Общая толщина изоляционного слоя около 100 мм.

Для уменьшения вибраций на современных тепловозах отечественной и зарубежной постройки кабину машиниста изолируют от главной рамы резиновыми амортизаторами и от кузова резиновыми прокладками.

В кабинах имеются отопительные устройства: калориферы, через которые проходит часть воды, охлаждающей дизель, или электронагревательные устройства (на отдельных зарубежных тепловозах). В помещении кабины предусмотрены вентиляторы. В зимнее время воздух подается через калорифер. При следовании поезда воздух может поступать в кабину самотеком.

В опытном порядке на тепловозах применены установки для кондиционирования воздуха, обеспечивающие нормальную температуру, давление, чистоту и влажность воздуха.

Кабины машиниста оборудованы пультом управления машиниста, аппаратурой автотормоза и автостопа, светофором локомотивной сигнализации, радиостанцией, противопожарными средствами, приводом к ручному тормозу, теневыми щитками, стеклоочистителями, ящиком для личных вещей бригады и т. п.

Пульт управления машиниста обычно монтируется на наклонном листе, где устанавливаются приборы управления тепловозом и приборы, предназначенные для контроля и наблюдения за работой основных узлов и агрегатов. К этим приборам относятся: рукоятки контроллера и реверсора; дистанционные манометры и термометры, показывающие значения давления и температуры теплоносителей охлаждающей системы; приборы для наблюдения за параметрами электрических машин и аккумуляторов; панель кнопок для включения подкачивающего насоса дизеля, включения и выключения тяговых электродвигателей; манометры автотормозной системы и т. п. Рядом с пультом управления поездной и локомотивный краны машиниста для управления автотормозами, кнопки свистка и песочницы, радиотелефон и т. д. Ведется работа по применению машины централизованного контроля и управления «Дельта», предназначенной для контроля за различными параметрами в системах дизельной автоматики. Машина посредством датчиков обеспечивает измерение контролируемого параметра по запросу машиниста. В результате на пульте управления появляются цифровые показания этого параметра. Одновременно машина типа «Дельта» дает сигнал о неисправности и команды на исполнительные устройства дизельной автоматики, обеспечивая доведение параметров до нормы и пуск дизеля.

На опытном дизель-поезде ДР1П № 55 функции машины «Дельта» были расширены для защиты колесных пар от боксования и диагностики состояния ряда других узлов.

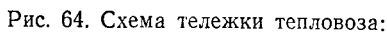
В кабинах установлены мягкие кресла с регулируемой высотой для машиниста и помощника и предусмотрены откидные сиденья. Большое значение имеет место расположения кабины машиниста. Чем меньше угол зрения, образуемый между глазами машиниста и плоскостью основания пути, т. е. чем меньше зрительной информации получает машинист, тем позже наступает его утомление.

В современных локомотивах наибольшее распространение получили тележечные экипажи. Это объясняется рядом их преимуществ. Прежде всего меньшие затраты на постройку и ремонт локомотивов, а также возможность применения агрегатных методов ремонта.

Тележки локомотивов различаются по числу осей, типу рам, конструкции рессорного подвешивания, способу подвешивания тяговых двигателей, конструкции опорно-возвращающих устройств, типу тормозов, конструкции связи колесных пар с рамой и т. д.

Наибольшее распространение получили двух- и трехосные тележки. У тепловозов с мощностью дизелей 6000—8000 л. с. встречаются четырехосные и сдвоенные двухосные тележки.

Нагрузка от кузова (рис. 64) передается на опоры 4 и через них на раму тележки 5. Рама тележки дополнительно связана с кузовом шкворнем, входящим в гнездо 16 шкворневой балки. В изображенной на рисунке схеме рама тележки может только поворачиваться относительно кузова на небольшой угол (3—4°), определяемый по наименьшему радиусу кривой, в которую должен вписываться тепловоз. Горизонтальные силы (продольные и боковые) передаются от рамы тележки главной раме или кузову через шкворень, входящий в гнездо 16. Нагрузка от рамы тележки через листовые рессоры 13, пружины 1, балансиры 3 и опоры 2 передается на буксы. Пружины, подвески, рессоры и балансиры образуют рессорное подвешивание локомотива. Шейки осей колесных пар 18



1 — пружина; 2 — опора балансира; 3 — балансира; 4 — опора кузова; 5 — рама тележки; 6 — тяговый электродвигатель; 7 — зубчатая передача; 8 — опорный подшипник двигателя; 9 — кронштейн; 10 — пружинная подвеска; 11 — тормозной цилиндр; 12 — предохранительная скоба рессоры; 13 — рессора; 14 — буксовая направляющая; 15 — подбуксовая стружка; 16 — гнездо шворня; 17 — опора подшипника; 18 — колесная пара; 19 — рычажная передача; 20 — предохранительная скоба тормозной тяги; 21 — тормозная колодка

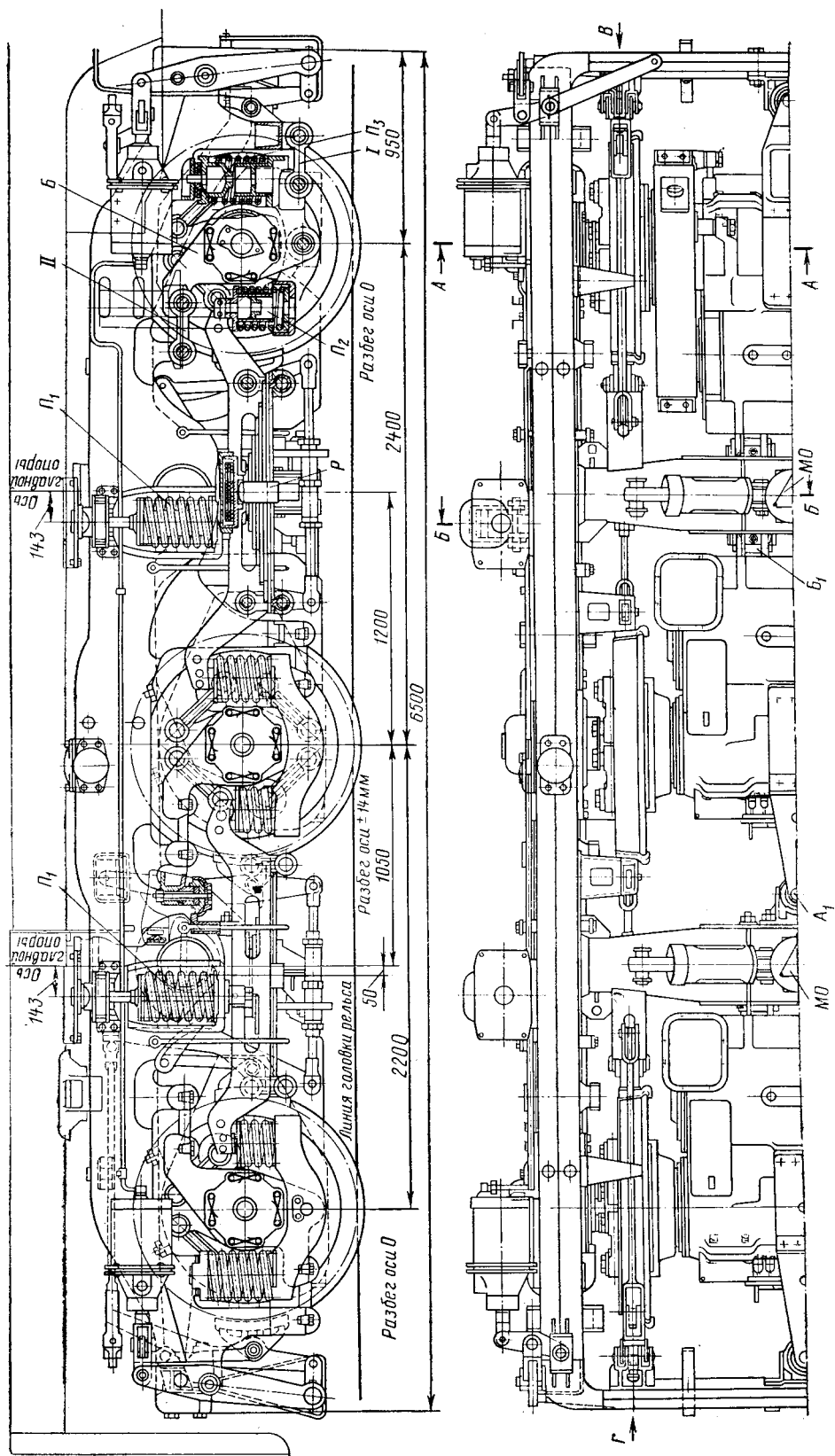


Рис. 65. Тележка тепловозов ТЭП60 — продольный разрез и план

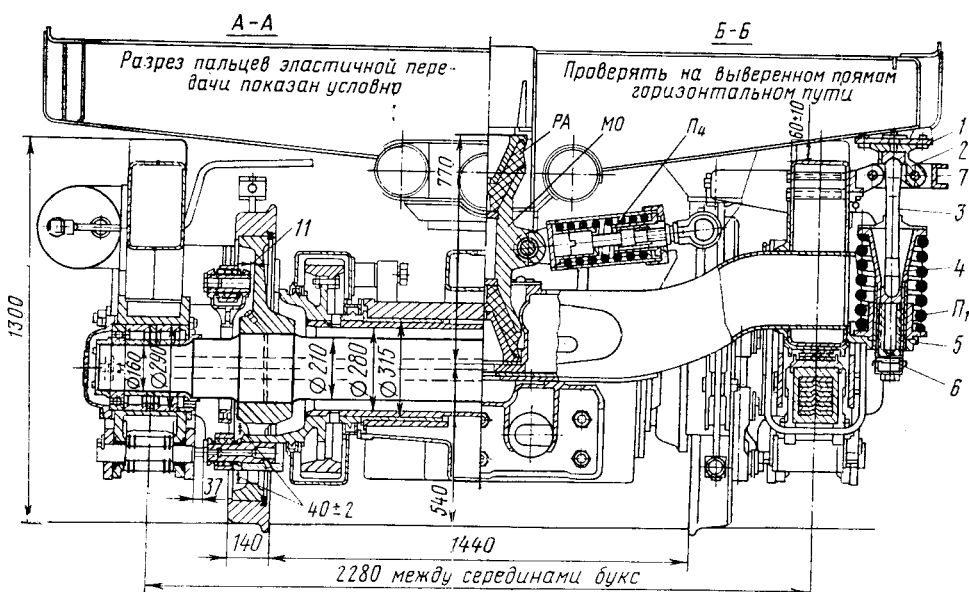


Рис. 65,а. Тележка тепловозов ТЭП60 — поперечный разрез

нагружаются через роликовые подшипники, смонтированные в буксах. Рама тележки суммирует силы тяги отдельных колесных пар и передает результирующую силу тяги на шкворень кузова. Буксовые направляющие 14 соединены снизу подбуксовыми струнками 15, заставляющими одновременно работать обе направляющие.

Все тележки локомотивов имеют пневматическое торможение. Каждая тележка оборудована двумя, четырьмя или шестью тормозными цилиндрами. Дополнительное ручное торможение двух или одной колесных пар задней тележки осуществляется приводом из кабины машиниста. Торможение может быть односторонним (колодки 21 расположены с одной стороны колеса) и двусторонним. Двустороннее торможение повышает тормозной эффект за счет увеличения поверхности трения и улучшает условия работы буксы.

В моторных вагонах дизель-поездов применяются дисковые тормоза, при которых тормозная сила создается прижатием колодок к тормозным чугунным дискам, закрепленным на осях колесных пар.

Все детали тележки, падение которых на рельсовый путь может вызвать крушение, должны иметь хорошо укрепленные предохранительные скобы 12 и 20 (для листовой рессоры и тормозных тяг).

Опорно-возвращающие устройства связывают кузов или главную раму локомотива с рамами тележек. По своей конструкции эти устройства обеспечивают разную степень свободы перемещения относительно кузова. Один тип опор допускает только поворот тележки относительно кузова (см. рис. 64). Второй, кроме поворота тележки, допускает ее поперечное перемещение на некоторую величину (рис. 65, а, б). Между кузовом и рамой тележки обеспечивается упругая связь.

На тепловозах СССР от тележечных рам литых и с брусковыми боковинами (рис. 66, а, б) перешли к сварно-литым конструкциям (рис. 66, в), где боковины рамы и часто поперечные крепления из малоуглеродистой листовой стали соединяются сваркой с рядом отливок (буксовые направляющие, шкворневые балки и дру-

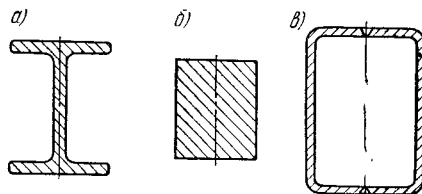


Рис. 66. Сечения литой (а), брусковой (б) и сварной (в) рам

гие детали). Такая конструкция при небольшом весе получается достаточно прочной. Конструкция сварной боковины рамы (рис. 66, в) дает возможность получить наибольший момент сопротивления при наименьшем весе.

Рама тележек тепловозов ТЭЗ, ТЭ7, ТЭ10 и 2ТЭ10Л (рис. 67) представляет собой сварно-литую конструкцию. Основу рамы составляют две боковины 4, 10, связанные двумя междурамными креплениями и двумя концевыми балками 3. Междурамные крепления соединены продольной литой шкворневой балкой 2 с гнездом для шкворня кузова. В гнезде установлена сменная втулка 14. Боковина рамы 10 и междурамные крепления 1 имеют коробчатое сечение. В местах соединения с междурамными креплениями верхний лист боковины значительно уширен для сварки с междурамными креплениями и установки опорно-возвращающих устройств. Буксы колесных пар размещаются в вырезах а, б, в. Буксовые челюсти 8 и 13 представляют собой стальные отливки, вваренные в боковину рамы. Снизу челюсти связаны подбуксовыми струнками, установленными с натягом. Наклонные контактные плоскости струнки и каблучка челюсти тщательно пригоняют. При такой конструкции болты полностью разгружаются от срезающих усилий. Продольные силы передаются буксами на внутренние поверхности челюстей I—I, соединенных подбуксовой стрункой 5. Боковые силы передаются выступами букс на поверхности челюстей II—II. К поверхностям трения челюстей электрозаклепками прикреплены сменные наличники 9 и 16 из износостойкой стали 60Г, имеющие после обработки твердость $HRC = 30 \div 39$. Недостатком таких челюстных букс является значительный износ направляющих.

Концевая челюсть отливается заодно с гнездом для установки пружины рессорного подвешивания. К обработанным выступам этой отливки крепят поперечные балки 3, выполненные из швеллера № 16. К их концам приварены пластины 6 для соединения с боковинами рамы призонными болтами 7. Вертикальная нагрузка от кузова передается на опорно-возвращающие устройства, размещенные на незначительном расстоянии от продольных осей боковины рамы. Горизонтальные силы через шкворневую балку передаются кузову. Такое распределение вертикальных и горизонтальных сил позволяет существенно

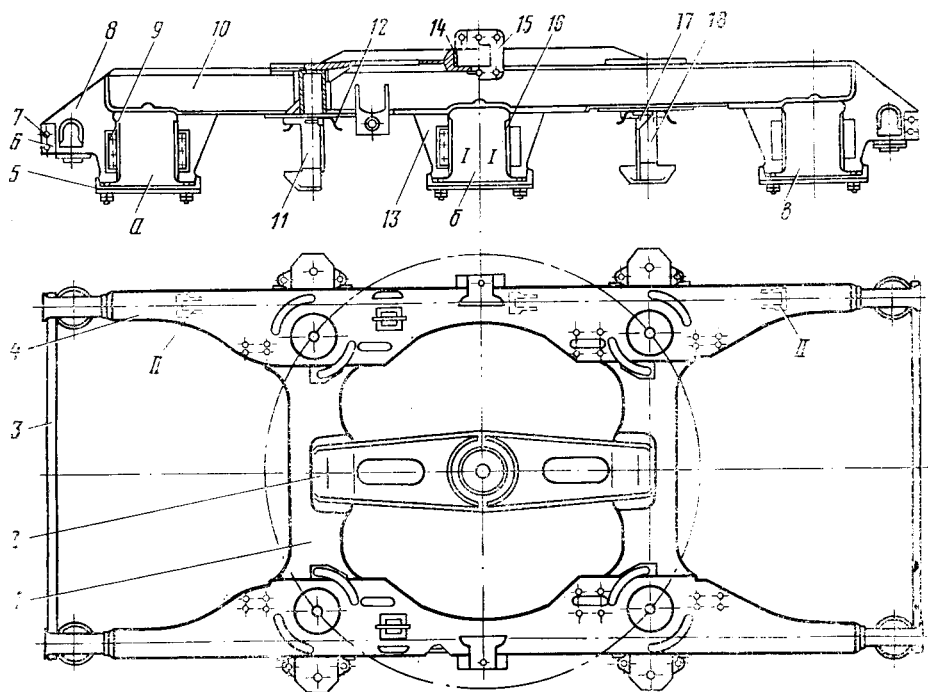


Рис. 67. Сварно-литая рама тележек тепловозов

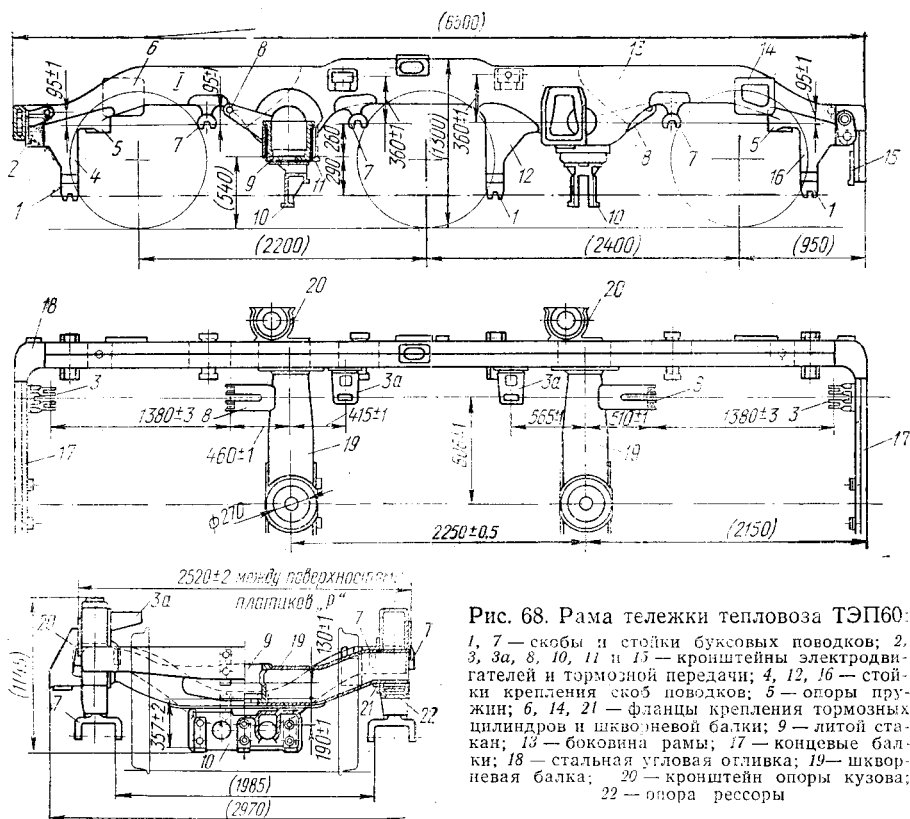


Рис. 68. Рама тележки тепловоза ТЭП60:
1, 7 — скобы и стойки буксовых поводков; 2, 3, 3а, 8, 10, 11 и 15 — кронштейны электродвигателей и тормозной передачи; 4, 12, 16 — стойки крепления скоб поводков; 5 — опоры пружин; 6, 14, 21 — фланцы крепления тормозных цилиндров и шкворневой балки; 9 — литой стакан; 13 — боковина рамы; 17 — концевые балки; 18 — стальная угловая отливка; 19 — шкворневая балка; 20 — кронштейн опоры кузова; 22 — опоры рессоры

уменьшить сечение и вес междурамных креплений. Снизу к междурамным креплениям приварены опоры средних пружин рессорного подвешивания 12 и литые кронштейны 11 и 17, дополнительно прикрепленные болтами М24.

Каждая опора 12 нагружает две пружины рессорного подвешивания, в свою очередь передающие нагрузку на листовые рессоры. Между выступами кронштейнов 11 и 17 закреплены пружинные подвески, на которые опираются тяговые двигатели. На кронштейн 11 опирается один тяговый двигатель и на кронштейн 18 — два.

Тормозные цилиндры крепят болтами к кронштейнам 15, приваренным в средней части боковин рамы.

Основу рамы тележки тепловоза ТЭП60 [8] (рис. 68) составляют боковины 13, связанные двумя шкворневыми балками 19 и концевыми балками 17. Концевая балка 17, обращенная в сторону автосцепки, искривлена для удобства смены автосцепки.

В отличие от рамы тележек тепловозов ТЭ10 из листового металла элементы рамы тележки тепловоза ТЭП60 выполнены из штампованных конструкций. Это позволяет при одинаковой прочности достичь некоторого снижения веса по сравнению с рамой из листовой стали. Боковина 13 рамы имеет коробчатое сечение (см. рис. 66, в). Обе половины боковины сварены продольным стыковым швом из корытообразных элементов, отштампованных из малоуглеродистой стали толщиной 10 мм. По условиям производства каждая половина изготавливается из трех штамповок, сваренных встык под углом 45° с выполнением контрольных швов. Косые швы, расположенные под углом 45° к действующим силам, приблизительно равнопрочны целому сечению. Концевые балки 17 также имеют коробчатое сечение и сварены из двух половин корытообразного сечения. Концевые балки с боковинами в последнем варианте рамы соединены сваркой стыковым швом с угловыми отливками 18 коробчатого сечения (см. рис. 68). Концевая балка имеет выгиб для установки автосцепки.

Поперечные шкворневые балки 19 состоят из двух половин из стали 20 толщиной 12 мм. В отверстие средней части балки сверху вставлен и приварен стальной литой стакан 9, предназначенный для установки главной опоры кузова.

Поперечные балки заканчиваются цилиндрическими цапфами диаметром 256 мм, которые входят в отверстия боковин и привариваются к ним. Для усиления крепления поперечных балок к боковинам с внутренней стороны приварены фланцы 21, к которым одновременно привариваются цапфы поперечных балок.

В тепловозах ТЭП60 применена опорно-рамная подвеска тяговых двигателей (см. рис. 65, а). Двигатель опирается в трех точках A_1 , B_1 и B_2 (на рис. 65, а не показана) на раму тележки. Для этой цели служат кронштейны, к которым крепятся две опоры тяговых двигателей болтами. Противоположные опоры двигателей (третья точка) крепятся к кронштейнам 2, 11 и 15 (см. рис. 68), размещенным на концевых балках и одной шкворневой балке.

Более современной по сравнению с челюстной тележкой (см. рис. 64) является бесчелюстная тележка (см. рис. 65). Букса B соединена с рамой тележки поводками I и II с резино-металлическими втулками. Поводки передают силу тяги колесной пары на раму тележки, а за счет деформации резиновых элементов в шарнирах допускают необходимые вертикальное и горизонтальное перемещения рамы тележки относительно буксы.

Для соединения буксовых поводков с рамой тележки служат скобы I и стойки 7 (см. рис. 68), в клиновидных пазах которых винтами укрепляются валики B_1 и B_2 резино-металлических втулок (рис. 69). Скобы и стойки отлиты из стали 25ЛП. Каждая скоба и стойка состоит из двух отливок (наружной и внутренней), предварительно свариваемых стыковым швом с соответствующей частью боковины рамы.

Поводки буксы (см. рис. 68) для достаточного сопротивления крутящему моменту расположены на разных уровнях. Для укрепления нижних скоб на раме предусмотрены стойки 4, 12, 16. Эти стойки так же, как и боковина, состоят из двух корытообразных штамповок. Половинки стоек предварительно приварены к соответствующим половинкам несваренной боковины рамы. Сварка выполняется с контрольными швами. Половины боковин с приваренными к ним стойками, затем соединены общим продольным швом.

Нагрузка на рессоры и концевые пружины передается через резиновые амортизаторы опорами 22 и выступами 5.

Для установки четырех тормозных цилиндров на раме предусмотрены приваренные к боковинам фланцы 14, а для подвески рычажной передачи тормоза — кронштейны 3, 8, приваренные к концевым шкворневым балкам и 3а — к боксинам рамы. Боковые опоры кузова через пружины передают нагрузку на кронштейны 20, приваренные к боковине рамы.

Чтобы упростить обслуживание и ремонт тележек и снизить их вес, в современных кон-

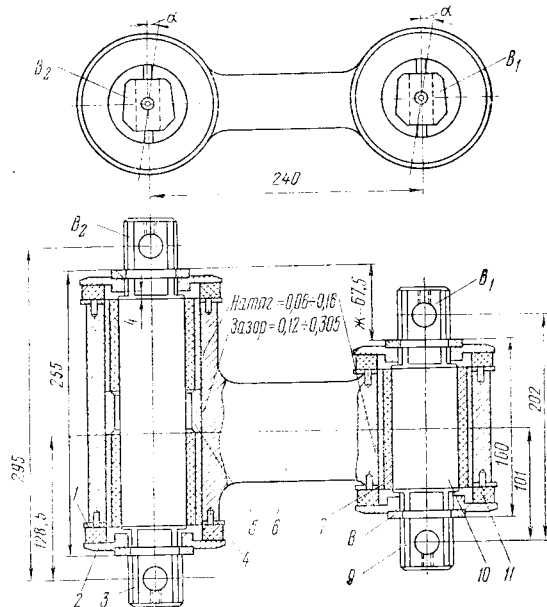


Рис. 69. Поводок, соединяющий буксу с рамой тележки

1, 2 — наружные шайбы торцового амортизатора; 3 — двойной резино-металлический амортизатор; 4 — штифт; 5 — разъемное дистанционное кольцо; 6 — поводок; 7 — стальная наружная втулка; 8 — упорно-разъемное кольцо; 9 — одинарный резино-металлический амортизатор; 10 — валик; 11 — торцовый амортизатор

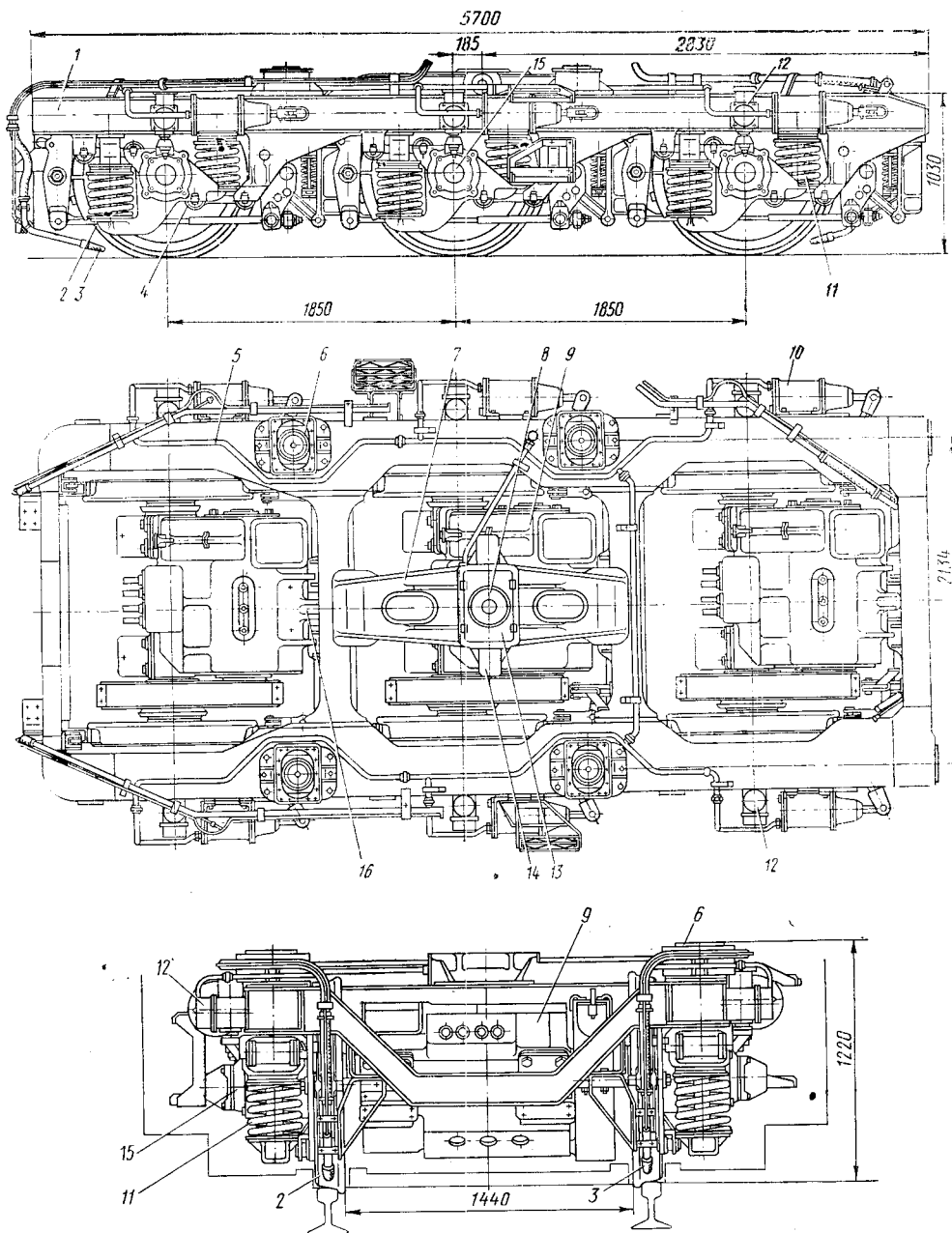


Рис. 70. Тележка тепловоза 2ТЭ116:

1 — рама тележки; 2 — колесная пара; 3 — труба концевая песочной системы; 4 — валик буксового поводка; 5 — трубопровод тормоза; 6 — опорно-возвращающее устройство; 7 — балка шкворневая; 8 — шкворневой узел; 9 — тяговый электродвигатель; 10 — тормозной цилиндр; 11 — рессорное подвешивание; 12 — фрикционный амортизатор; 13 — крышка шкворневого узла; 14 — стакан пружины возвращающего устройства; 15 — букса; 16 — опорный кронштейн тягового электродвигателя

струкциях тепловозов, разработанных Ворошиловградским заводом им. Октябрьской революции, применены бесчелюстные тележки с индивидуальным рессорным подвешиванием для каждой оси тележки, состоящим только из пружин.

Отсутствие буксовых направляющих, балансиров и рессор и уменьшение расстояния между крайними осями тележки привело к значительному снижению веса и устранению 48 смазываемых валиков рессорного подвешивания и 24 буксовых направляющих на каждой секции.

Тележка тепловоза 2ТЭ116 (рис. 70) имеет сварно-литую раму 1. Боковины, поперечные междурамные крепления и шкворневая балка 7 выполнены сварными. Для крепления буксовых поводков и пружинных подвесок тяговых двигателей приварены литые кронштейны. Для сварных конструкций тележек применяется сталь марки М16С по ГОСТ 6713—53. Допускается применение сталей ВМСт 3сп по ГОСТ 380—71 и марки 20 по ГОСТ 1050—60. Литые детали рам изготавливаются из сталей марок 15Л-III и 20Л-III по ГОСТ 977—65. Для улучшения использования сцепного веса тепловоза (см. гл. XI) тяговые двигатели 9 расположены «гуськом» в раме тележки.

Нагрузка кузова на раму тележки передается на четыре роликовые опоры 6, допускающие поворот тележки и боковое перемещение рамы тележки относительно кузова. К возвращающим силам, возникающим на роликовых опорах при перемещении больше 20 мм, добавляются силы от пружин, размещенных в стаканах 14 шкворневой балки. Конструкция опорно-возвращающего устройства обеспечивает упругую связь рамы тележки с кузовом при поперечном перемещении тележки относительно кузова.

Задние опоры расположены ближе к центру тележки. Это вызвано перераспределением нагрузки, передаваемой на раму тележки при «гуськовом» расположении тяговых электродвигателей. Для повышения эффективности тормозов предусмотрено двустороннее торможение каждого колеса отдельным тормозным цилиндром 10.

29. Опорно-возвращающие устройства тележек

Тележки тепловозов ТЭЗ, ТЭ7, ТЭ10 и ТЭ10Л имеют возможность только поворачиваться относительно главной рамы в горизонтальной плоскости на определенный угол (3—4°). Осью вращения является шкворень (см. рис. 64) диаметром 300 мм, предназначенный для передачи продольных и поперечных горизонтальных сил от тележки на главную раму.

Нагрузка от кузова передается через четыре роликовые опоры, размещенные около боковины рамы. Каждая опора повернута относительно радиуса на небольшой угол, что позволяет регулировать величину трения, необходимого для гашения колебаний тележки.

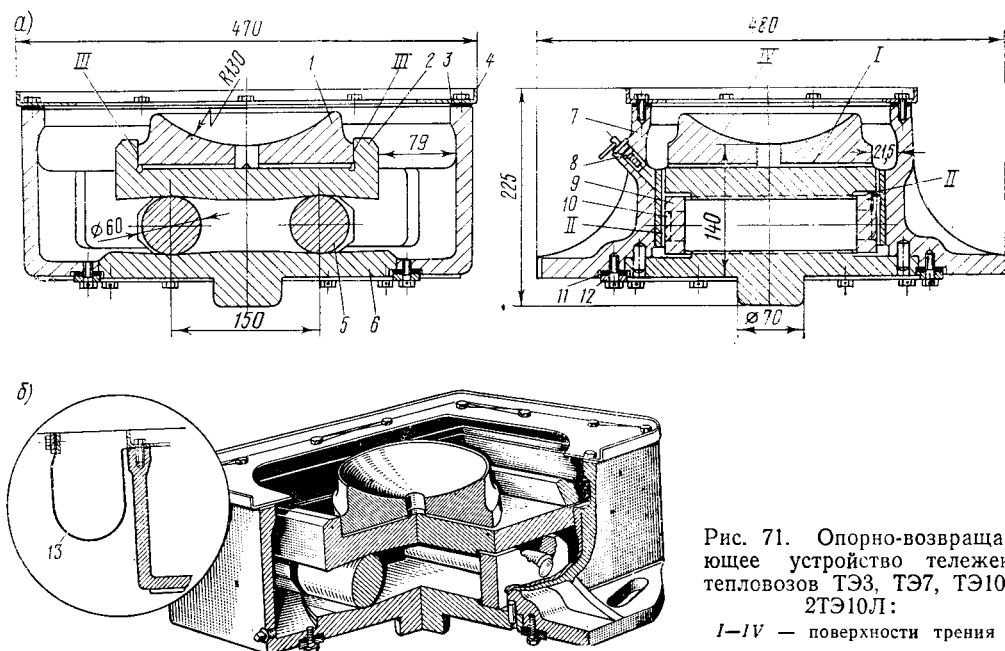


Рис. 71. Опорно-возвращающее устройство тележек тепловозов ТЭЗ, ТЭ7, ТЭ10, 2ТЭ10Л:

I—IV — поверхности трения

Шаровые опоры главной рамы (рис. 71, а) передают нагрузку на гнезда 1, в свою очередь нагружающие опорные плиты 2, опирающиеся на ролики 5. Расстояние между роликами фиксировано обоймами 9 с отверстиями 10. Положение нижней опорной плиты 6 на раме тележки определено цилиндрическим выступом. Весь механизм опоры расположен в корпусе 7, заполненном осевым маслом, уровень которого определяется маслоуказателем 8. Необходимая плотность в стыке корпуса и нижней опорной плиты достигается уплотняющей прокладкой 11 и нажимным кольцом 12. Брезентовый чехол 13 (рис. 71, б) защищает опору от пыли и влаги. К раме корпус 7 крепится четырьмя болтами. Овальные отверстия позволяют поворачивать корпус на некоторый угол. Опора имеет крышку 4 с прокладкой 3.

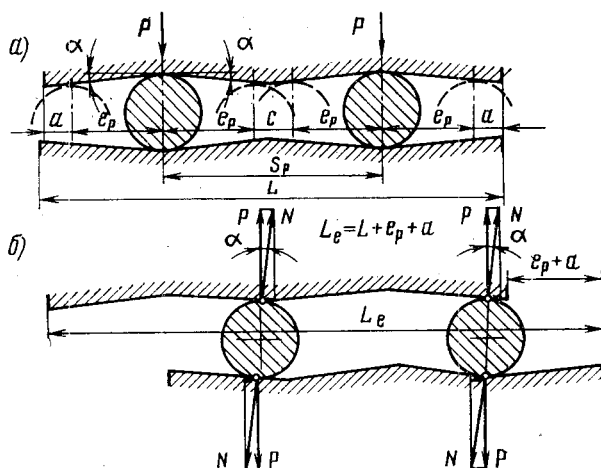


Рис. 72. Профиль опорных плит

На прямом участке пути ролики занимают среднее положение (рис. 72, а). При повороте рамы тележки нижняя опорная плита перемещается относительно верхней, ролики займут положение, показанное на рис. 72, б. Горизонтальная составляющая давления ролика на плиту $P \sin \alpha$ передается на раму тележки и называется возвращающей силой, поскольку она стремится вернуть тележку в исходное положение. При $\alpha = \text{const}$ величина этой силы постоянна. Момент, возвращающий тележку в первоначальное положение, $M_B = P_T \sin \alpha R$, где P_T — нагрузка на все четыре опоры тележки, а R — радиус окружности, на которой расположены опоры. Определим момент трения при повороте тележки на угол φ , когда ось опоры mn переместится в положение m_1n_1 (рис. 73).

Центр нижней плиты опоры a переместится в положение a_1 , оси роликов будут параллельны m_1n_1 .

Так как $\varphi \leq 3 \div 4^\circ$, то с достаточной степенью приближения можно считать перемещение роликов при качении $e_p = R\varphi \cos \beta$, а относительное скольжение гнезда 1 по плите 2 (см. рис. 71) $e_0 \approx R\varphi \sin \beta$.

Работа при перекачивании всех опор будет равна $P_T \sin \alpha R\varphi \cos \beta$. Работа при скольжении верхних плит опор 2 по опорным плоскостям гнезд 1 равна $P_T f R\varphi \sin \beta$, где f — коэффициент трения ($f \approx 0,1 \div 0,12$). Работа силы трения между опорной плитой 2 и плоскостью корпуса II (см. рис. 71) будет равна $P_T^2 R\varphi^2 \cos \beta$.

Работа момента трения на сферической поверхности IV

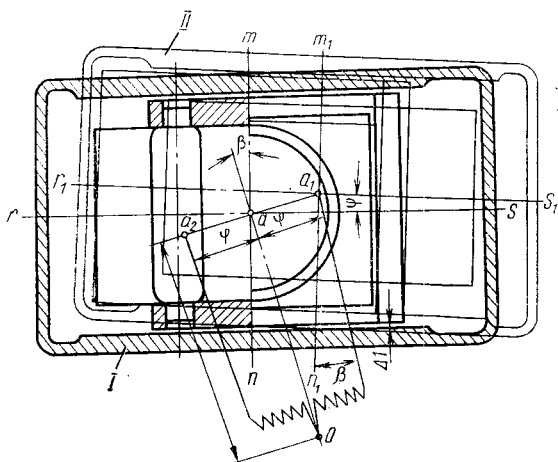


Рис. 73. Схема к определению сил и моментов: oa — среднее положение радиуса; oa_1, oa_2 — положения радиуса при повороте тележки на угол φ ; rs, m_1n_1 — положения осей опоры для среднего положения радиуса; r_1s_1, m_1n_1 — положения осей опоры при повороте тележки на угол φ ; β — угол поворота опоры относительно радиуса, создающий необходимый момент трения; I — среднее положение опоры; II — положение опоры при повороте тележки на угол φ

гнезда 1 для всех четырех опор равна $\frac{P_T f d_c}{3} \varphi$, где d_c — диаметр проекции опор.

Из условия равенства работы полного момента при повороте тележки на угол φ сумме работ сопротивлений в опорах получим

$$M = P_T [\operatorname{tg} \alpha R \cos \beta + P_T f R \sin \beta + P_T f^2 \cos \beta] + \frac{P_T f d_c}{3}. \quad (36)$$

Здесь $M_B = P_T \operatorname{tg} \alpha R \cos \beta$ — возвращающий момент и $M_{тр} = P_T f R \sin \beta + P_T f^2 R \cos \beta + \frac{P_T f d_c}{3}$ — момент трения на опоре.

Тепловозы ТЭ7 и ТЭЗ имеют характеристику опорно-возвращающих роликовых механизмов: угол наклона плоскостей опорных плит $\alpha = 3^\circ 30'$ и 2° ; угол поворота опор $\beta = 15^\circ$ и 5° ; возвращающий момент $M_B = 3130; 1795$ кгс·м; момент трения $M_{тр} = 2160; 1380$ кгс·м; общий момент $M = 5290; 3375$ кгс·м. Увеличение возвращающего момента и момента трения вызвано повышением конструкционной скорости тепловоза ТЭ7.

На поверхности качения роликов и опорных плит возникают высокие контактные напряжения, поэтому ролики изготавливают из качественной стали, имеющей твердость после поверхностной закалки $HRC = 54 \div 60$. Опорные плиты также изготовлены из высококачественной стали. После цементации и закалки твердость закаленной поверхности не должна быть $HRC \leq 56$. Гнездо опоры изготовлено из стали 45; цилиндрический пояс гнезда закалывают токами высокой частоты ($HRC = 50$). Корпус опоры отлит из стали 35Л1 или 35ЛК1.

Для повышения износостойкости и упрощения ремонта поверхности трения по плоскостям II (см. рис. 71) к корпусу приваривают пластинки из марганцовистой стали 60Г.

Нагрузка от главной рамы тепловоза ТЭП60 на тележечную (см. рис. 65, а, б) передается двумя маятниковыми опорами МО и четырьмя боковыми пружинами П₁. Маятниковая опора имеет сверху и снизу резиновые конические амортизаторы РА. Нагрузка на буксы передается пружинами П₂ и П₃ и рессорами Р, а нагрузка от рессор на пружины передается через подвески и балки, что ясно из рисунка. Устойчивое положение системы, нагружающей тележечную раму, обеспечивается пружинами П₄, удерживающими две центральные маятниковые опоры в вертикальном положении. Этими же пружинами создаются возвращающие силы и моменты, устанавливающие тележку и кузов в среднее положение при их взаимном перемещении.

Сила тяги передается от тележки главной раме также через маятниковые опоры (рис. 74). Маятниковая опора выполняет роль рычага (рис. 74, б).

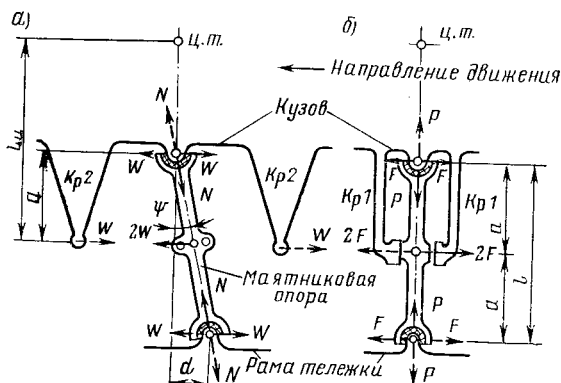


Рис. 74. Схема продольных и поперечных сил, передаваемых маятниковой опорой. Сплошные линии — силы, передаваемые на маятниковую опору; пунктирные линии — силы, передаваемые на раму тележки и кузов

На выступ кронштейна Крп1 передается сила, равная $2F$, направленная в сторону движения. На коническую опору кузова в обратную сторону передается сила F . Эта система сил приводится к моменту Fa , направленному по часовой стрелке, и силе тяги F , направленной в сторону движения. На рис. 74, а показано наклонное положение маятниковой опоры. Коническая опора на тележке отклонилась в сторону от опоры кузова на величину d .

Пружины двустороннего действия создают в центре маятниковой опоры силу $2W$. Одновременно на кронштейнах

кузова $Kp2$, с которыми связаны пружины, возникают силы W , направленные в обратную сторону. Через концы наклонной маятниковой опоры на тележку и кузов передаются силы $N = \frac{P}{\cos \psi}$, где P — нагрузка на опору. Сила, возвращающая тележку в первоначальное положение,

$$B = W - N \sin \psi = W - \frac{Pd}{l}.$$

Такая же сила будет в обратном направлении действовать на кузов:

$$B = 2W - W - N \sin \psi = W - N \sin \psi.$$

Одновременно относительно оси, проходящей через центр тяжести кузова, появится момент $M = 2Wl_{\text{ц}} - (W - N \sin \psi)(l_{\text{ц}} - a)$, стремящийся повернуть кузов против часовой стрелки. Этот момент будет дополнительно нагружать пружины боковых опор, расположенных со стороны наружного рельса.

Сила W складывается из предварительной затяжки двух пружин W_0 и дополнительного усилия W_1 , появившегося за счет отклонения точки его приложения на величину $d/2$. Если жесткость одной пружины равна $\varkappa$, то

$$W_1 = 2\varkappa \frac{d}{2} = \varkappa d.$$

Усилие, передаваемое пружиной на опору тележки, будет

$$W = \frac{W_0}{2} + \frac{\varkappa d}{2},$$

а возвращающая сила

$$B = \frac{W_0}{2} + \frac{\varkappa d}{2} - \frac{Pd}{l} = \frac{W_0}{2} + \left(\frac{\varkappa}{2} - \frac{P}{l} \right) d = a_0 + b_0 d. \quad (37)$$

Следует иметь в виду, что знак $a_0 = \frac{W_0}{2}$ таков же, как и знак отклонения d . Иначе говоря, $B = \left(\frac{a_0}{d} + b_0 \right) d$.

Для тепловоза ТЭП60 [8] $\frac{W_0}{2} = 1500$ кгс; $\varkappa = 95,5$ кгс/мм; $P = 9500$ кгс; $l = 512$ мм и $B = 1500 + 29,25 d$. Общий возвращающий момент и возвращающая сила определяются в зависимости от положения экипажа тепловоза и кривой (см. главу XIX).

Если отклонения первой и второй опор тележки (в одну и ту же сторону) обозначить через d_1 и d_2 , то возвращающая сила на первой опоре равна $B_1 = a_0 + b_0 d_1$ и на второй $B_2 = a_0 + b_0 d_2$. Обе эти силы можно привести к общей возвращающей силе $B = B_1 + B_2$, приложенной к средней точке между опорами, и к возвращающему моменту $M = (B_1 - B_2) c$, где c — половина расстояния между опорами. Этот момент пропорционален углу поворота тележки $\varphi = \frac{d_1 - d_2}{2c}$. Действительно,

$$M_B = b_0 (d_1 - d_2) c = 2b_0 c^2 \varphi = C\varphi. \quad (38)$$

Вес кузова передается на боковую опору (см. рис. 65) через плиту 1 на опору 2, нагружая пружину Π_1 стойкой 3 со сферическими опорными шайбами через опорный стакан 4. Нагрузка пружины через кронштейн 5 передается раме тележки. Величину нагрузки регулируют по прогибу пружины винтом 6. Верхний конец опорной стойки связан с рамой скобой 7.

Момент и сила трения, возникающие на опорах при повороте тележки,

$$M_{\text{тр}} \approx 2P_2 f \left[\sqrt{a^2 + (c+e)^2} + \sqrt{a^2 + (c-e)^2} + \frac{2}{3} d \right]; \quad (39)$$

$$F_{\text{тр}} = 4P_2 f, \quad (40)$$

где P_2 — нагрузка на боковую опору, кгс;
 a — расстояние от оси опоры до продольной оси тележки, м;
 e — смещение боковых опор относительно главных, м;
 d — диаметр боковой опоры, м;
 f — коэффициент трения.

Для тепловоза ТЭП60 $P_2 = 4750$ кгс, $a = 1,39$ м, $c + e = 1,301$ м, $c - e = 0,949$ м, $M_{\text{тр}} = 35\,000 f$ и $F_{\text{тр}} = 19\,000 f$. При $f = 0,15$ (неблагоприятные условия смазки) $M_{\text{тр}} = 5250$ кгс · м и $F_{\text{тр}} = 2850$ кгс.

Нагрузка на раму тележки тепловоза 2ТЭ116 (рис. 75, а) передается нижней плитой 3, нагружаемой двумя роликами 2, связанными между собой обоймами 12. На ролики давит плита 1, на которой в направляющих размещено гнездо 6, воспринимающее нагрузку от главной рамы через шаровую опору 7. Шип шаровой опоры входит в плиту 8. Нагрузка от кузова на плиту 8 передается платиком 10 на пластину 9 из пластмассы. При перемещении тележки относительно кузова пластина 9 скользит по платику 10, выполненному из износостойкой стали 60Г. Направляющие 11 и 13 из стали 60Г приварены к поверхностям трения II и VI.

Цилиндрические опорные поверхности плит 1 и 3 описаны радиусом R_0 (см. рис. 75, а и 76). Оси роликов параллельны продольной оси тележки. При перекачивании ролики перемещаются перпендикулярно продольной оси тележки, что обеспечивается направляющими 13 опоры рамы тележки 4 (см. рис. 75, а).

Направляющие опоры 5 кузова расположены перпендикулярно радиусу, соединяющему центр тележки с центром опоры. В конструкции тележки предусмотрено боковое перемещение на сторону 40 мм и поворот тележки на угол, обеспечивающий вписывание в кривую $R = 125$ м.

Между направляющими опоры кузова 5 и плитой 8 (см. рис. 75, а) предусмотрен зазор δ_1 , между плоскостью трения II и обоймой роликов — зазор δ_2 .

Боковое перемещение тележки обеспечивается свободным зазором $\Delta = 20$ мм между упором пружины 14 и гнездом шкворня 15 (рис. 75, б) и дополнительным сжатием пружины 16 на 20 мм. Конструкция узла шкворня показана на рис. 77.

Зависимость величины возвращающей силы от бокового перемещения может быть установлена по рис. 76, а. Возвращающая сила, создаваемая одной опорой,

$$B_p = 2P \operatorname{tg} \alpha = 2P \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha},$$

где P — нагрузка на ролик и α — угол, зависящий от величины бокового перемещения d . С увеличением d увеличивается возвращающая сила:

$$\sin \alpha = \frac{d}{2R_0 - d_p},$$

отсюда

$$B_p = 2P \frac{d}{2R_0 - d_p} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{d}{2R_0 - d_p}\right)^2}};$$

при $d = 0$; $B_p = 0$, при $\frac{d}{2R_0 - d_p} = 1$; $B_p = \infty$.

При выбранных размерах R_0 , d_p и наибольшем боковом перемещении, равном 40 мм, закон изменения возвращающей силы от перемещения близок к линейному.

Возвращающая сила, создаваемая всеми опорами при отnose кузова,

$$B_0 = P_T \frac{d}{2R_0 - d_p} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{d}{2R_0 - d_p}\right)^2}} \text{ кгс,} \quad (41)$$

где P_T — нагрузка на все опоры.

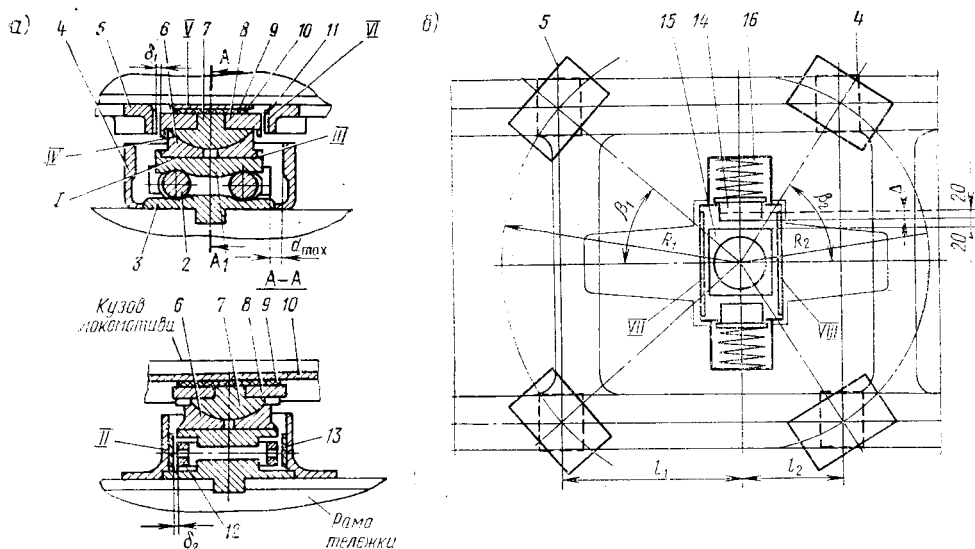


Рис. 75. Возвращающее устройство тележки тепловоза 2ТЭ166:

а — опора тележки; б — схема расположения опор и шкворневого узла по раме тележки

При $d \geq 20$ мм дополнительная возвращающая сила будет создаваться за счет сжатия одной из пружин. Величина ее может быть определена из выражения $B_{II} = \kappa (d - 20)$ кгс, где κ — жесткость пружины в кгс/мм.

Результирующая возвращающая сила при $d > 20$ мм $B = B_0 + B_{II}$. На рис. 76, б показана зависимость $B_0 = f(d)$. При $d \leq 20$ мм возвращающая сила создается только опорами. При $d > 20$ мм вступает в работу одна из пружин.

Зависимость $B_0 = f(d)$ не является линейной, однако при выбранных размерах d_p и R_0 оба участка зависимости $B = f(d)$ достаточно близки к прямым.

Такая характеристика возвращающей силы — небольшая жесткость на первом участке перемещения и значительная на втором — обеспечивает уменьшение боковых динамических сил на рельсы при влипании тележки, что под-

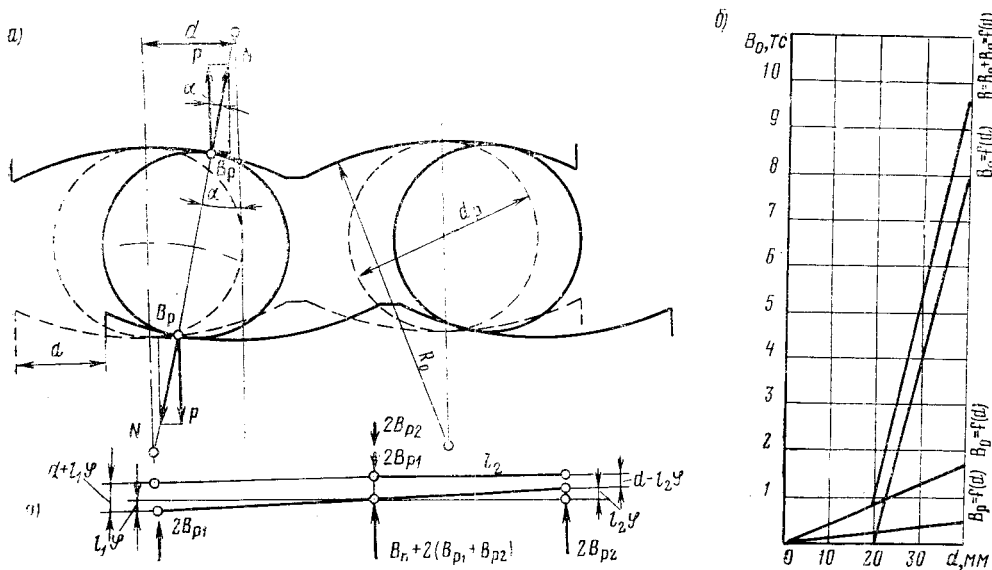


Рис. 76. Схема к определению зависимости возвращающей силы от поперечного перемещения тележки

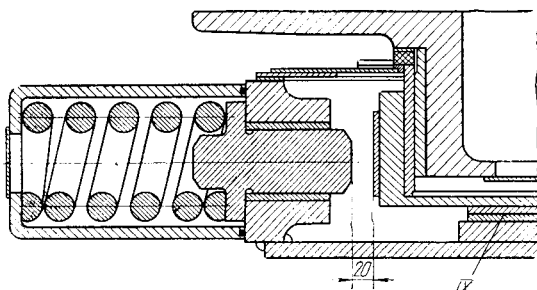


Рис. 77. Узел шкворня с пружинами тележки тепловозов 2ТЭ116

твердилось опытами ВНИТИ и ЦНИИ МПС с тепловозами 2ТЭ116 и 2ТЭ10Л.

Кинематические связи позволяют раме тележки переместиться в сторону относительно кузова на величину $d_{\max}$ и повернуться на угол $\varphi_{\max}$, определяемый при геометрическом вписывании тепловоза в кривую наименьшего радиуса.

Для тепловоза 2ТЭ116 $d_{\max} = 40$ мм (см. рис. 75) и $\varphi_{\max} \approx 3^\circ$. Роликовые опоры

позволяют раме тележки повернуться на угол $1^\circ 50'$. Дополнительный поворот происходит за счет перемещения скользящего в направлении, нормальном к радиусу. Имея зависимости (см. рис. 76, б), можно определить результирующую возвращающую силу и возвращающий момент для тележки.

На рис. 76, в показано положение рамы тележки при боковом перемещении d и повороте на угол φ . Величина результирующей возвращающей силы $B = 2(B_{p1} + B_{p2}) + B_{\Pi}$, возвращающий момент $M_B = 2B_{p1}l_1 - 2B_{p2}l_2$.

Пример. $\varphi = 1^\circ = 17,5 \cdot 10^{-3}$ рад; $d = 25$ мм; при $l_1 = 1230$ мм и $l_2 = 615$ мм $l_1 \varphi = 10,3$ мм и $l_2 \varphi = 5,15$ мм. Перемещение передних опор $d_1 \cong d + l_1 \varphi = 35$ мм, задних $d_2 \cong d - l_2 \varphi = 19,85$ мм. По рис. 76, б при $d_1 = 35$ мм $2B_{p1} = 750$ кгс; при $d_2 = 19,85$ мм $2B_{p2} = 400$ кгс; $d = 25$ мм, $B_{\Pi} = 2000$ кгс, $B = 3150$ кгс; $M_B = 680$ кгс · м.

Колебания тележек и кузова в горизонтальной плоскости гасятся трением в опорах тележки и шкворневом узле. При повороте тележки на угол φ (рис. 78, а) боковое перемещение роликов передней опоры $d_1 \cong R_1 \varphi \cos \beta_1$ и задней опоры $d_2 \cong R_2 \varphi \cos \beta_2$. Продольное скольжение на передней опоре $\varepsilon_{rc} = R_1 \varphi \sin \beta_1$, на задней опоре $\varepsilon_2 = R_2 \varphi \sin \beta_2$. При $\varphi \leq 20'$ продольное скольжение возможно за счет зазоров в опоре. При дальнейшем увеличении угла поворота продольное скольжение происходит за счет перемещения плиты δ в направляющих 5, расположенных нормально к радиусу.

Для $\varphi < 20'$ момент, преодолевающий трение в опорах, определится из выражения

$$M_{\text{тр}} \varphi \cong 4P_0 f_1 \varphi (R_1 \sin \beta_1 + R_2 \sin \beta_2) + 4P_0 f_1^2 \varphi (R_1 \cos \beta_1 + R_2 \cos \beta_2) + \frac{4}{3} P_0 f_1 d_c \varphi.$$

Первый член выражения соответствует работе трения при продольном скольжении, второй — при поперечном перемещении и третий — при повороте на сферической опоре. Коэффициент трения f_1 принят одинаковым для всех перемещений.

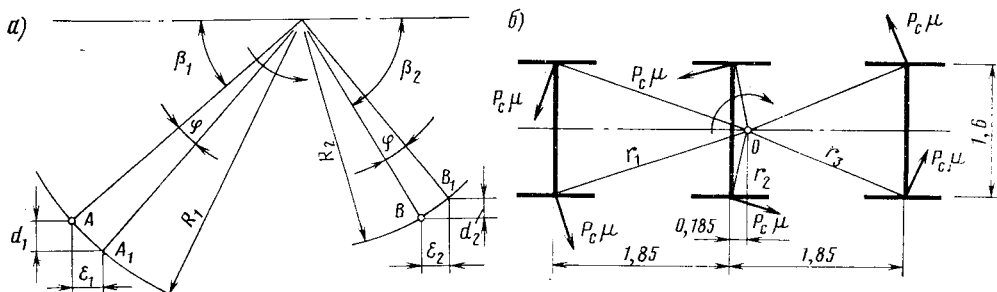


Рис. 78. Схема к определению работы трения при повороте рамы тележки относительно кузова на угол φ

Отсюда

$$M_{1\text{тр}} = 4P_0 f_1 \left[(R_1 \sin \beta_1 + R_2 \sin \beta_2) + f_1 (R_1 \cos \beta_1 + R_2 \cos \beta_2) + \frac{d_c}{3} \right];$$

для $\varphi > 20'$

$$M_{2\text{тр}} = 4P_0 f_2 \left[(R_1 + R_2) + f_2 (R_1 + R_2) + \frac{f_1}{f_2} d_c \right]$$

где f_2 — коэффициент трения на поверхности скольжения V (см. рис. 75, а).

При $f_1 = f_2$ отношение

$$\frac{M_{2\text{тр}}}{M_{1\text{тр}}} = \frac{(1 + f_1) (R_1 + R_2) + \frac{d_c}{3}}{R_1 \sin \beta_1 + R_2 \sin \beta_2 + f_1 (R_1 \cos \beta_1 + R_2 \cos \beta_2) + \frac{d_c}{3}}.$$

При $f_1 = 0,1$ для тележки тепловозов ТЭ109 и 2ТЭ116 $\frac{M_{2\text{тр}}}{M_{1\text{тр}}} \cong 1,37$.

Отсюда следует, что момент трения на опорах резко возрастает при изменении направления скольжения за счет увеличения плеч моментов.

По опытам инж. П. М. Шевченко (Ворошиловградский завод) при малых углах ($\varphi \leq 20 \cdot 10^{-3}$ рад) $M_{\text{тр}} = 4500$ кгс · м, при $\varphi \geq 1^\circ$ $M_{\text{тр}} = 6900$ кгс · м. Увеличение момента вызывает возрастание боковых давлений при следовании в кривых малого радиуса. Это подтверждается сравнительными испытаниями тепловозов 2ТЭ116 и 2ТЭ10Л. В прямых участках пути и кривых $R \leq 1000$ м боковые силы на раму тележки Y_p (см. гл. XIX) для тепловозов 2ТЭ116 на 45% меньше, чем для тепловозов 2ТЭ10Л. С уменьшением радиуса кривой рамное давление увеличивается более интенсивно для тепловоза 2ТЭ116. При $R = 600$ м $Y_p = 5500$ кгс для тепловоза ТЭ116 и 5100 кгс для тепловоза 2ТЭ10Л. При $R = 300$ м соответственно 6350 и 5100 кгс.

Избежать увеличения момента трения в кривых малого радиуса можно установкой направляющих опор кузова 5 параллельно продольной оси тепловоза. В этом случае боковое перемещение роликов должно быть определено по углу φ поворота тележки в кривой наименьшего радиуса.

Снижение момента трения может быть достигнуто за счет уменьшения коэффициента трения на поверхности скольжения V (см. рис. 75, а) путем подбора соответствующей пары трения и улучшения смазки.

При поперечных колебаниях кузова относительно рам тележек дополнительное трение возникает на поверхностях VII, VIII и IX узла шкворня и шкворневой балки (см. рис. 75, б и 77). Момент силы трения способствует рассеиванию энергии угловых и боковых колебаний тележек и кузова при следовании по пути, имеющему чередующиеся неровности в плане. При завышенном значении момента трения динамическое воздействие экипажа на путь увеличивается, возрастает износ гребней бандажей, так как тележка движется с перекосом в рельсовой колее.

По опытам ВНИТИ инж. С. М. Голубятников для маневровых и промышленных тепловозов рекомендует определять момент трения в опорах по формуле: $M_{\text{тр}} = KM_{\text{тркп}}$, где $K = \lambda \frac{v}{L_{\text{ш}}}$; $M_{\text{тркп}}$ — момент трения колесных пар о рельсы относительно центра шкворня при коэффициенте трения $\mu = 0,25$; $L_{\text{ш}}$ — расстояние между шкворнями тележек, м; v — скорость движения, км/ч; $\lambda = (6,5 \div 7,5) \cdot 10^{-3}$.

Пример. Для тележки схема сил трения в опорных точках колес показана на рис. 78, б:

$$M_{\text{тркп}} = 2P_c \mu (r_1 + r_2 + r_3),$$

где P_c — статическая нагрузка колеса на рельс.

Для $P_c = 10,5$ тс, $v = 100$ км/ч и $L_{\text{ш}} = 8,6$ м, $M_{\text{тркп}} = 24\,500$ кгс · м и $M_{\text{тр}} = 2000$ кгс · м.

Для новых локомотивов выбранная величина момента трения корректируется после динамических испытаний.

Соединение кузова с рамами тележек подвесками. На многих локомотивах кузов с рамой соединены подвесками (рис. 79, а). Нагрузка от кронштейна кузова электровоза 1 передается на опоры 3 рамы тележки через подвески 2 и пружины 4. Пружины одновременно выполняют роль подвешивания второй ступени. Рама тележки передает нагрузку на буксы через рессорное подвешивание первой ступени. Концы подвесок имеют двойные шарниры, позволяющие им перемещаться в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Приведем упрощенное определение возвращающей силы и момента для указанной схемы.

В точках D и E (рис. 79, б) подвески связаны с рамой тележки. При перемещении тележки относительно кузова точки D и E занимают положение D_1 и E_1 , сместившись в сторону на величину d . Сила, стремящаяся вернуть тележку в первоначальное положение, равна $W = W_1 - W_2$. Если обозначить силу, нагружающую один кронштейн тележки, через P , то

$$W = P [\operatorname{tg} (\varphi_0 + \varphi) - \operatorname{tg} (\varphi_0 - \varphi)].$$

После преобразований и упрощений получим, что для четырех подвесок возвращающая сила люльки B_0 будет равна

$$B_0 = \frac{P_T d}{l} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{l}\right)^2 - \left(\frac{d}{l}\right)^2}. \quad (42)$$

При малых по сравнению с l величинах d_0 и d достаточную степень точности обеспечивает формула $B_0 = \frac{P_T d}{l}$, дающая линейную зависимость $W(d)$.

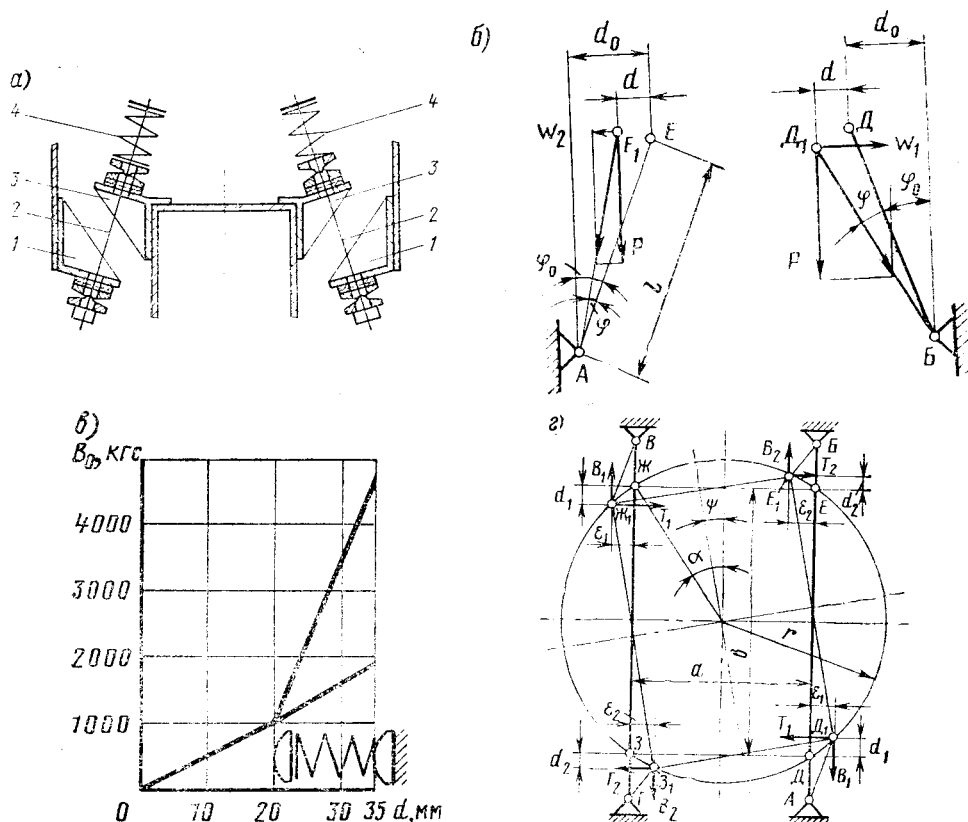


Рис. 79. Зависимость возвращающей силы подвесок от отношения бокового перемещения к длине подвески

Зависимость B_0 (d) для возвращающего устройства электровоза ВЛ80к представлена на рис. 79, в. Наибольшее перемещение кузова относительно тележки равно 35 мм и ограничено упором. При $d = 20$ мм к возвращающей силе люльки добавляется сила, создаваемая пружиной. Величина возвращающей силы роликовой опоры [формула (42)] с достаточной точностью может определяться по формуле

$$B_0 = P_T \frac{d}{2R_0 - d_p},$$

так как при принятых размерах R_0 и d_p величины $\frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{d}{2R_0 - d_p}\right)^2}} \approx 1$.

Приняв $\frac{P_T d}{l} = \frac{P_T d}{2R_0 - d_p}$, найдем $2R_0 - d_p = l$. Зависимость B_0 (d) для роликового устройства (см. рис. 79, б) и устройства с подвесками (см. рис. 79, а) будут приблизительно одинаковы, если $2R_0 - d_p = l$.

Величина возвращающего момента люльки определится по рис. 79, г, где показана проекция люльки на горизонтальную плоскость и приведены основные размеры. Опорные точки подвесок ДЕЖЗ при повороте рамы тележки на угол φ займут положение $D_1 E_1 Ж_1 З_1$. После определения продольных T_1 и T_2 и поперечных B_1 и B_2 составляющих сил, действующих по подвескам можно получить выражение для возвращающего момента в виде

$$M_B = \frac{2Pr}{l} (a \sin \alpha + b \cos \alpha + 2d_0 \cos \alpha) \psi. \quad (43)$$

При крене надрессорного строения локомотива в кривой происходит перераспределение нагрузки на подвески люльки, что приводит к некоторому изменению ее характеристик. Испытания модернизированного электровоза ВЛ80к с нагрузкой от оси на рельсы 25 тс показали, что боковые динамические силы на рельсы и напряжения остались в пределах установленных норм при увеличенной нагрузке.

30. Силы, действующие на раму тележки

Вертикальная статическая нагрузка рамы тележки, силы на опоры рамы тележки и точки рессорного подвешивания определяются при развеске теплового (см. гл. VIII). Если назвать вес оборудования, размещенного в кузове, вес самого кузова и рамы тепловоза ΣG_i , для тележки, изображенной на рис. 64, статическая нагрузка на каждую опору будет

$$P_0 = \frac{\Sigma G_i}{8}.$$

Нагрузка, передаваемая на буксы колесных пар тележки,

$$P_T = \frac{\Sigma G_i}{2} + Q_T,$$

где Q_T — подрессоренный вес самой тележки.

Вес P_T распределяется на четыре рессоры и четыре концевые пружины. Нагрузка на рессору P_p в два раза выше нагрузки на пружину $P_{пр}$. Следовательно,

$$P_T = 4P_p + 4P_{пр} = 12P_{пр}; \quad P_{пр} = \frac{P_T}{12} \text{ и } P_p = \frac{P_T}{6}.$$

Схема нагрузки боковины рамы тележки статическими вертикальными силами дана на рис. 80, где показаны реакции опор рессорного подвешивания. Аналогично решаются задачи определения вертикальных нагрузок на тележечные рамы с другими схемами.

Силы, передаваемые на опоры тяговых двигателей. При опорно-осевой подвеске с некоторым приближением можно считать, что 50% веса двигателя

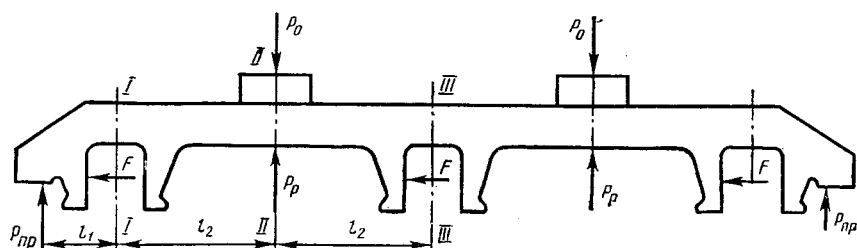


Рис. 80. Схема действия сил при упрощенном расчете полотна рамы тележки

приходится на опору III, остальные 50% распределяются на шейки оси I и II (рис. 81). При работающем двигателе крутящий момент на валу якоря вызовет момент на оси колесной пары, что приведет к появлению на направляющих буксы силы тяги

$$F_{кп} = P_3 \frac{D_3}{D},$$

где P_3 — давление на зуб;
 D_3 — диаметр зубчатого колеса;
 D — диаметр бандажа.

Наибольшая величина силы тяги при расчете принимается равной силе тяги по сцеплению колес с рельсами $F_{кп} = 2P_{ст} \psi_k$, где $P_{ст}$ — нагрузка на рельсы от одной колесной пары, а $\psi_k = 0,33 \div 0,38$ — наибольшая величина коэффициента сцепления колес с рельсами.

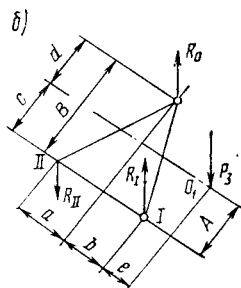
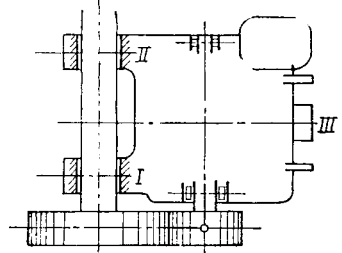
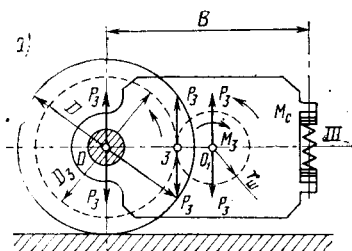


Рис. 81. Опорно-осевая подвеска тягового двигателя:
 a — эскиз; b — схема сил.

При челюстной конструкции рамы предполагается, что сила тяги колесной пары передается на две направляющие с обеих сторон тележки (см. рис. 64); при поводковой связи буксы с рамой тележки, если в конструкции предусмотрено два поводка на буксу, считается, что каждый поводок передает 25% силы тяги, реализуемой колесной парой.

Определяя реакции опор на раме тележки (R_0) и колесной паре (R_I и R_{II}), ограничимся рассмотрением вертикальной составляющей усилия, передаваемого ведомому зубчатому колесу. Горизонтальная составляющая равна около 25% от вертикальной. При вращении якоря тягового электродвигателя по часовой стрелке в точке 3 на зуб ведомого колеса передается вертикальная составляющая P_3 , направленная вверх (см. рис. 81).

Из условий равновесия:

$$R_0 = P_3 \frac{A}{B};$$

$$R_I = P_3 \frac{b + e + a \left(1 - \frac{A}{B} \right)}{a + b}; \quad (44)$$

$$R_{II} = P_3 \frac{\frac{A}{B} b + e}{a + b}.$$

Для изображенного на рис. 81 направления вращения якоря реактивный момент, поворачивающий осто́в электродвигателя, будет уменьшать усилие на опору III, направленное вниз,

$$R_{III} = R_0 - \frac{M}{B},$$

или

$$R_{III} = P_3 \frac{A}{B} - P_3 \frac{r_{III}}{B} = P_3 \frac{D_3}{2B}. \quad (45)$$

Обратное направление вращения якоря изменит только знак усилия на опору.

При опорно-рамной подвеске тяговый двигатель опирается на раму тележки в трех точках I, II, III (рис. 82, а). Момент на валу тягового двигателя M_p вызовет появление в продольной плоскости пары сил $P_3 A$ (рис. 82, б). Величина реакций:

$$R_I = \frac{P_3 A}{B}; \quad R_I = R_{II} + R_{III} \text{ и } R_{II} = R_{III}.$$

Реактивный момент, поворачивающий осто́в, будет уменьшать усилия на опоры. Усилия на опоры I и II

$$\left. \begin{aligned} P_{0I} &= \frac{P_3 A}{B} - \frac{P_3 r_{III}}{B} = \frac{P_3 D_3}{2B}; \\ P_{0II} &= \frac{P_3 D_3}{4B}. \end{aligned} \right\} \quad (46)$$

Реакции на подшипники полого вала и якоря определяются по схеме (рис. 82, б). Усилия по знаку противоположны реакциям

$$\left. \begin{aligned} R_m &= P_3 \frac{a+b+e}{a+b}; \quad R_n = R_m - P_3; \\ R_s &= P_3 \frac{f+g+h}{g+h}; \quad R_q = R_s - P_3. \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

К усилиям, возникающим на опорах от крутящего момента, прибавляются составляющие от веса тягового электродвигателя.

Горизонтальные силы при следовании тепловоза в кривой. При движении тепловоза между гребнями колес и рельсами возникают боковые силы. Величина этих сил достигает наибольшего значения при следовании в кривых. Метод определения этих сил описан в главе XIX.

При подсчете дополнительного напряжения, появляющегося при следовании тепловоза по кривой, расчетная величина рамной силы может быть принята равной $Y_p \approx 0,6 P_{ст}$, где $P_{ст}$ — давление одного колеса в опорной точке на рельс.

Для уточнения расчета целесообразно учесть перераспределение нагрузки на рессоры и пружины за счет действия центробежной силы. При максимальной величине центростремительного ускорения в кривой дополнительный перегруз пружин и рессор обычно не превышает 10% от статической нагрузки.

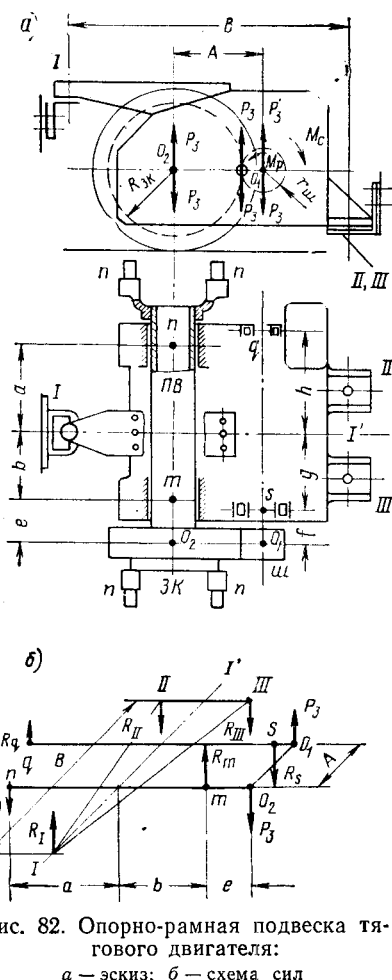


Рис. 82. Опорно-рамная подвеска тягового двигателя:
а — эскиз; б — схема сил

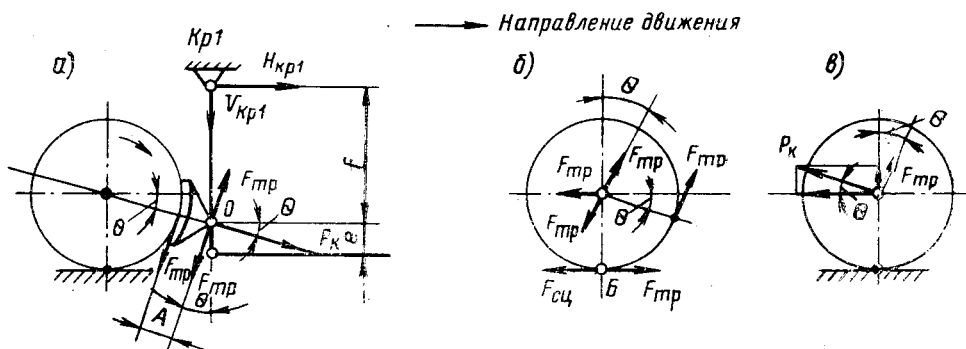


Рис. 83. Силы при торможении тепловоза

Эта величина и может быть принята в расчете для определения дополнительных нагрузок, появившихся при следовании тепловоза в кривой.

Дополнительные силы при торможении локомотива. При определении усилий на кронштейны рычажной передачи нужно исходить из наибольшего давления на тормозную колодку или из максимального давления воздуха в тормозном цилиндре. Рычажные передачи современных локомотивов проектируют на применение чугунных и пластмассовых тормозных колодок и поэтому имеют два передаточных отношения. Так, например, у тепловозов ТЭП60 для чугунных колодок, имеющих меньший коэффициент трения, передаточное отношение равно 5,33, а для пластмассовых—2,38. Передаточным отношением рычажной передачи называют отношение суммы усилий на все тормозные колодки к усилиям на поршни тормозных цилиндров. При подсчете этого отношения к. п. д. передачи принимается равным 0,95. Плечи рычагов передачи определяются из условия равенства сил, прижимающих колодки к бандажам.

При одностороннем торможении наибольшее усилие на чугунную колодку P_k можно принять равным $9 - 10_{тс}$. Расчетная величина коэффициента трения чугунной колодки о бандаж $f \approx 0,25$ и сила трения $F_{тр} = 0,25 P_k$.

Для примера определим усилия на кронштейны $Kp1$ и $Kp2$ рычажной передачи, изображенной на рис. 64. Из условий равновесия (рис. 83) усилия на палец кронштейна $Kp1$: вертикальное усилие

$$V_{кр1} = F_{тр} \cos \theta + P_k \sin \theta;$$

горизонтальное усилие

$$H_{кр1} = (P_k \cos \theta + F_{тр} \sin \theta) \frac{e}{e+f}.$$

Сила, сжимающая тягу, соединяющую плечи рычагов e и d , будет равна

$$H_{ed} = \frac{P \cos \theta - F_{тр} \sin \theta}{e+f} f.$$

Усилие по тяге, соединяющей плечи рычагов c и D , определится из выражения

$$H_{cd} = H_{ed} \frac{d}{c}.$$

Горизонтальная сила, действующая на кронштейн $Kp2$ (см. рис. 64), равна

$$H_{кр2} = H_{ed} + H_{cd}.$$

Тем же методом определяют усилия на пальцы всех кронштейнов, укрепленных на раме тележки. При небольшой величине угла θ (см. рис. 83, а)

$$V_{кр1} \approx F_{тр}; H_{кр1} = P_k \frac{e}{e+f} \text{ и } H_{кр2} = P_k \frac{f}{e+f} \left(1 + \frac{d}{c} \right).$$

Общая сила (см. рис. 83, б, в), действующая на буксовую направляющую (или на два поводка буксы при бесчелюстной конструкции), равна $P_{\text{к}} \cos \theta + F_{\text{тр}} (1 - \sin \theta)$. Составляющая силы трения $F_{\text{тр}} \cos \theta$ для принятого направления движения разгружает колесо.

Усилие на поршень тормозного цилиндра P одновременно передается на крышку и через фланец будет нагружать сварные швы, соединяющие кронштейн тормозного цилиндра с рамой.

31. Принципы расчета рам тележек

Ввиду сложности точного расчета тележечных рам в заводской практике применяются упрощенные сравнительные расчеты, при которых расчетные напряжения сравниваются с напряжениями в рамах существующих конструкций, проверенных в эксплуатации.

По методу Коломенского завода им. Куйбышева составляется расчетная схема, учитывающая вертикальные силы, передаваемые на раму тележки и реакцию от опорных точек рессорного подвешивания. Учитывается также момент от силы тяги, создаваемый каждым тяговым двигателем. Применительно к боковине рамы тележки тепловоза ТЭЗ расчетная схема представлена на рис. 80.

Учитывая вертикальные ускорения подрессоренной части тепловозов, для определения расчетной нагрузки подрессоренный вес принимают увеличенным на 25%, т. е. $P = 1,25 P_{\text{т}}$. По расчетной нагрузке P определяют реакции опор и изгибающие моменты в расчетных сечениях от вертикальных нагрузок. Изгибающие моменты от вертикальных нагрузок складывают с моментами от действия силы тяги. По результирующим изгибающим моментам определяют данные для боковины тележки тепловоза ТЭЗ:

Нагрузка на тележку	$4P_0 = 37\ 735 \text{ кгс}$
Подрессоренная масса тележки	$Q_{\text{т}} = 11\ 485 \text{ кг}$
Общая подрессоренная масса на тележку	$P_{\text{т}} = 4P_0 + Q = 49\ 220 \text{ кг}$
Нагрузка с учетом динамического перегруза	$P = 1,25 P_{\text{т}} = 61\ 500 \text{ кгс}$
Нагрузка на буксовую направляющую от силы тяги без учета струнки . . .	$F = 3500 \text{ кгс}$

Расчетные напряжения не должны значительно отличаться от подсчитанных тем же методом для существующих тележек, например, для тележек тепловоза ТЭЗ.

При более точном определении напряжений рама тележки рассматривается как статически неопределимая система. Для решения задачи обычно применяется метод сил. Определение деформаций и напряжений этим методом возможно после того, как установлены все сечения рамы и предварительно разработана ее конструкция. Этот метод позволяет уточнить результаты упрощенных расчетов.

Таблица 14

Моменты и напряжения	Сечения		
	I—I	II—II	III—III
Изгибающий момент от вертикальных сил, кгс·см	243 500	782 000	782 000
Изгибающий момент от силы тяги, кгс·см	124 250	128 000	128 000
Суммарный изгибающий момент, кгс·см	367 750	910 000	910 000
Моменты сопротивления сечений, см ³	1 021	1 796	1 066
	1 060	2 505	1 142
Напряжения, кгс/см ² :			
растяжения	360	506	852
сжатия	350	362	795

Расчеты нужно начинать с простейшей схемы вертикальной статической нагрузки. Напряжение от вертикальной нагрузки назовем $\sigma_{ст}$. Затем отдельно определяют дополнительные напряжения при следовании локомотива с наибольшей силой тяги в кривом участке пути $\sigma_{рк}$ и в режиме торможения $\sigma_{тк}$. В уточненном расчете, так же как и в упрощенном, не учитывается концентрация напряжений в переходных сечениях и остаточные напряжения, появившиеся в отдельных сечениях рамы в результате принятого технологического процесса.

Так как повреждения в раме появляются после определенного пробега в результате действия непрерывно меняющихся напряжений, необходимо определить запасы прочности рамы по пределу усталости. При выполнении этого расчета нужно учесть концентрацию напряжений в переходных сечениях и по возможности остаточные напряжения, возникшие при изготовлении рамы.

Прежде всего при расчете рамы на усталостную прочность необходимо одним из методов определить напряжения $\sigma_{ст}$, $\sigma_{рк}$ и $\sigma_{тк}$ для рассматриваемого сечения. Принятый метод должен обеспечить достаточно близкое совпадение расчетных напряжений с получаемыми при испытаниях, в чем можно убедиться предварительной проверкой расчета для конструкции, прошедшей испытания.

Для рамы тележки характерен асимметричный цикл нагружения со средним напряжением σ_m и амплитудой переменного напряжения σ_a . Расчетное напряжение ($\sigma_{ст} + \sigma_{рк}$) или ($\sigma_{ст} + \sigma_{тк}$) принимается равным среднему напряжению цикла σ_m (приравнивается большей сумме напряжений). Амплитуда цикла переменного динамического напряжения определяется как произведение $\sigma_a = \kappa_g \sigma_{ст}$, где κ_g — коэффициент динамики, зависящий от качества рессорного подвешивания локомотива, величины предварительного напряжения детали и величины ударов за счет неровностей пути и колес.

Следует отметить, что коэффициент динамики при определении прочности детали значительно отличается от коэффициента вертикальной динамики, используемого для определения дополнительной нагрузки на буксы при колебании подрессоренной части локомотива. Каждой детали свойственна собственная частота колебаний, тем большая, чем выше жесткость самой детали. Эти колебания, складываясь с колебаниями подрессоренной части локомотива, определяют величину коэффициента динамики при расчете детали на усталостную прочность. Лабораторией динамики ЦНИИ МПС получены обширные данные по определению коэффициента динамики для разных деталей по напряжениям, замеренным при испытаниях.

Для определения коэффициента динамики предлагается обобщенная эмпирическая формула

$$\kappa_d = 600 A + 16 \sqrt{A}, \quad (48)$$

$$\text{где } 10^3 A = \frac{\sqrt{v}}{\sigma_{ст} f_{ст}};$$

v — скорость, км/ч;

$\sigma_{ст}$ — статическое напряжение, кгс/см²;

$f_{ст}$ — прогиб рессорного подвешивания тележки, мм.

Величину κ_d не следует принимать меньше 0,3.

Чтобы определить предел усталости рассчитываемой детали, необходимо учитывать влияние факторов, создающих концентрацию напряжений в расчетном сечении, значительное различие в размерах детали и испытанного образца, неоднородность материала детали, различие в состоянии поверхности детали и образца, внутренние неблагоприятные остаточные напряжения и т. п. Все эти факторы снижают предел усталости детали и оцениваются коэффициентом

$(\kappa_{\sigma})_D$. Запас прочности по нормальным напряжениям для расчетного сечения определяется по формуле

$$n = \left\{ \frac{\sigma_{-1}}{(\kappa_{\sigma})_D} + \sigma_m \left[1 - \frac{\psi_{\sigma}}{(\kappa_{\sigma})_D} \right] \right\} \frac{1}{\sigma_m + \sigma_a}, \quad (49)$$

где σ_{-1} — предел усталости для полированного образца, изготовленного из того же материала, что и деталь (боковина рамы) при знакопеременном цикле нагружения;

ψ_{σ} — коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла.

Для сталей марок Ст3 или 20 предел усталости на изгиб при симметричном цикле $\sigma_{-1} = 17 \div 22$ кгс/мм² и $\psi_{\sigma} = 0$; предел усталости при симметричном цикле растяжения — сжатия $\sigma_{-1p} = 12 \div 16$ кгс/мм².

Величина $(\kappa_{\sigma})_D$ определяется из выражения

$$(\kappa_{\sigma})_D = \frac{\kappa_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \beta},$$

где κ_{σ} — коэффициент, оценивающий снижение предела усталости за счет концентрации напряжений, неоднородности металла, шва и неблагоприятных остаточных напряжений, появившихся после сварки. Для обработанных двусторонних сварных швов встык $\kappa_{\sigma} = 1,25 \div 1,3$, для необработанных $\kappa_{\sigma} = 1,35 \div 1,4$. Для односторонних сварных швов встык значения κ_{σ} повышаются до 1,8 — 1,9. Величина κ_{σ} определяется для знакопеременного цикла;

ϵ_{σ} — коэффициент, учитывающий различие в размерах детали и образца. При расчете сечений тележечной рамы в первом приближении можно принять $\epsilon_{\sigma} = 0,75$;

β — коэффициент, учитывающий состояние детали. Для полированной поверхности $\beta = 1$. Значение этого коэффициента для сталей марок 20 и 35 соответственно: 0,9 $\div$ 0,87 — чисто обточенная; 0,85 $\div$ $\div$ 0,78 — грубо обточенная; 0,75 $\div$ 0,67 — поверхность после прокатки и 0,65 $\div$ 0,55 — после коррозии в пресной воде.

На основании экспериментальных данных лаборатории ЦНИИ МПС допускаемая величина запаса прочности $n \geq 2$; при расчетах сварных тележечных рам следует ориентироваться на величину $n = 2 \div 2,5$ [13].

В профилях коробчатого сечения значительная часть сварных швов выполняется с наружной стороны рамы (см. рис. 68). При одностороннем шве в околошовной зоне и в самом шве после остывания возникает значительное напряжения растяжения. Складываясь с напряжениями растяжения от нагрузки рамы, они снижают ее прочность. Уменьшение этих напряжений может быть достигнуто механической обработкой шва, однако больший эффект получается при наклепе шва пневматическим молотком с бойком закругленным радиусом 3—5 мм или многобойковым пучковым упрочнителем, разработанным отделом прочности Центрального научно-исследовательского института тяжелого машиностроения (ЦНИИТМАШ). Хороший эффект можно получить также дробеструйным наклепом. Поверхностный наклеп сварных швов и околошовной зоны может значительно повысить усталостную прочность тележечных рам. По данным лаборатории испытания тележечных рам локомотивов МИИТа, наклеп повышает предел усталости поперечных швов рам на 60% и продольных на 25%. Наклеп необходимо применять в зонах значительных напряжений растяжения¹.

Пример. Определить запас прочности на усталость для стыкового поперечного сварного шва на боковине тележечной рамы (см. рис. 66). Шов двухсторонний, обработан. Скорость в кривой $v = 117$ км/ч. Материал рамы — сталь 20. Статический прогиб рессорного подвешивания $f_{ст} = 130$ мм.

¹ Сварные конструкции локомотивных тележек. Под ред. К. П. Королева. М., Транспорт, 1971.

Предположим, что напряжение при расчете $\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_{тн} = 500 \text{ кгс/см}^2$. Величина $10^3 A = \frac{\sqrt{v}}{f_{ст} \sigma_m} = 0,166$. По формуле определяем $\kappa_d = 0,33$. Амплитуда переменного напряжения цикла $\sigma_a = \kappa_d \sigma_m = 0,33 \cdot 500 = 165 \text{ кгс/см}^2$; $\sigma_{max} = 665 \text{ кгс/см}^2$; $\sigma_{min} = 335 \text{ кгс/см}^2$; коэффициент асимметрии цикла $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 0,505$.

Принимая $\kappa_\sigma = 1,25$; $\beta = 0,9$ и $\epsilon_\sigma = 0,75$, найдем

$$(\kappa_\sigma)_D = \frac{1,25}{0,75 \cdot 0,9} = 1,85.$$

Для тонкостенных коробчатых сечений больших размеров напряжения у наружной и внутренней граней стенки мало отличаются и запас прочности следует определить по σ_{-1p} или минимальному значению σ_{-1} . Принимая $\sigma_{-1} = 17 \text{ кгс/мм}^2$, определим запас усталостной прочности по формуле

$$n = \frac{\frac{1700}{1,85} + 500}{500 + 165} = 2,14.$$

Такое значение n можно считать достаточным.

РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ, РАЗВЕСКА ТЕПЛОВЗОВ

32. Устройство рессорного подвешивания

Нагрузка на буксы в тележках тепловозов ТЭ3 и ТЭ10 передается балансирами, расположенными с обеих сторон рамы (рис. 84). Рессоры 2 размещены между балансирами 1. Рама тележки передает нагрузку на хомуты рессор через пружины 4. Концы рессоры входят в П-образную подвеску 5 и опираются на втулки с выступом. Выступ входит в отверстие первого коренного листа рессоры. Подвески с опорной втулкой рессоры и концами балансиров соединяются при помощи полых закаленных валиков 8, изготовленных из стали марки Ст5. Валики должны свободно от руки входить в закаленные втулочки 9а, 9б, 9в, 9г, запрессованные в отверстия подвесок, балансиров и опор рессор.

Валики смазываются маслом, которое запрессовывается через клапаны 10. К поверхности трения смазка поступает через радиальные отверстия, нагрузка на второй конец балансира передается рамой тележки через пружину 11 и подвеску 12. Нагрузка на средние пружины передается через кольцевые резиновые амортизаторы 13. Под концевые пружины также установлены резиновые амортизаторы.

Чтобы обеспечить центральное приложение нагрузки, в буксы запрессовывают закаленные опоры 3, фиксирующие положение балансиров, имеющих посередине соответствующие выемки. Для повышения износостойкости опорную поверхность балансира наплавляют твердым сплавом электродом марки Ж4 или 50ХФА. Толщина наплавленного слоя должна быть 2,5—3,5 мм при твердости $HV = 415$.

Концевая подвеска 12 (рис. 84) изготовлялась в виде стержня, соединенного с втулкой резьбой. Из-за появления трещин в сечении $a-a$ сборный вариант подвески заменен цельнокованым 12а.

Группа рессор, объединенных балансирами, называется точкой рессорного подвешивания. В тепловозостроении широко применяется четырехточечное рессорное подвешивание, обеспечивающее высокую поперечную устойчивость тепловоза.

Упругие элементы подвешивания размещены между рамой тележки и буксами колесных пар. Такой тип подвешивания относится к одноступенчатому. Рессоры и пружины каждой стороны сбалансированы между собой, что приводит к уравниванию нагрузок на смежные оси.

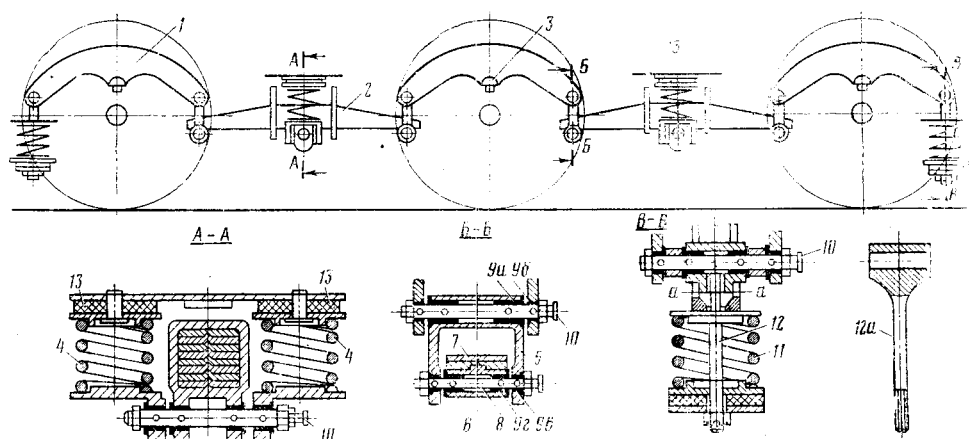


Рис. 84. Рессорное подвешивание тележки тепловозов ТЭ3, ТЭ7, ТЭ10 и 2ТЭ10Л

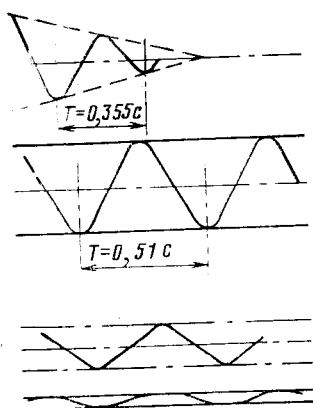


Рис. 85. Затухание колебаний листовой рессоры и пружины

Постановка балансиров также предусматривает выравнивание нагрузки на колесные пары при толчках, вызываемых неровностями пути. Эту роль балансиры выполняют только при небольших скоростях, что установлено испытаниями.

Для снижения жесткости листовой рессоры нагрузка на нее передана через пружины. Резиновые амортизаторы, установленные последовательно с пружинами, снижают жесткость подвешивания и уменьшают амплитуду высокочастотных колебаний, проникающих в кузов локомотива, а также шум в кабине машиниста.

Широкое применение листовых рессор в подвешивании локомотивов вызывалось их свойством быстро гасить возникающие от неровностей пути и колес колебания. Это свойство листовых рессор можно иллюстрировать кривыми затухания колебаний листовой рессоры и пружины, вызванных внезапной разгрузкой (рис. 85). В то время как колебания рессоры прекратились за два периода, для затухания колебаний пружины потребовалось около 15 периодов.

Такое эффективное гашение колебаний объясняется значительным трением между листами рессоры. Высыхание смазки между листами, коррозия и износ поверхности листов ведут к увеличению коэффициентов трения между листами. Рессора становится малочувствительной и начинает работать только при значительных скоростях движения. В современных схемах для гашения колебаний применяются гидравлические, фрикционные и резиновые амортизаторы.

Иная схема одноступенчатого рессорного подвешивания применена на тепловозах ТЭ109 и 2ТЭ116 (рис. 86, а). В схеме отсутствуют балансиры и листовые рессоры, что значительно снизило вес подвешивания.

Нагрузка через двойные пружины 7 передается на приливы бесчелюстных букс. Нагрузка на каждую колесную пару передается от рамы тележки четырьмя двойными пружинами. Такое подвешивание называется индивидуальным. Для получения небольшого различия в нагрузках, передаваемых на колесные пары, пружины тележек каждой секции тепловоза должны иметь мало различающиеся между собой под расчетной нагрузкой прогибы.

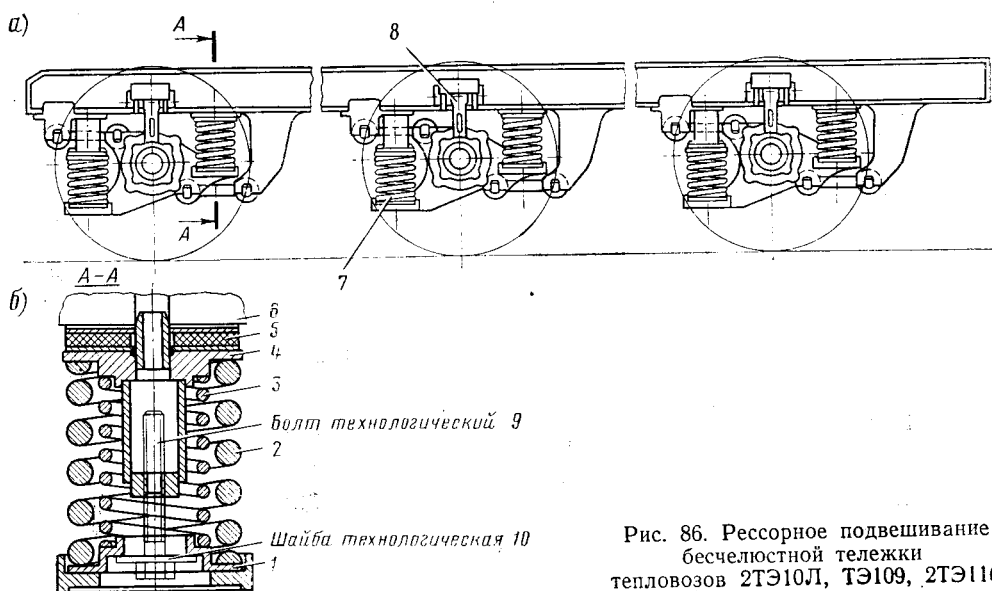


Рис. 86. Рессорное подвешивание бесчелюстной тележки тепловозов 2ТЭ10Л, ТЭ109, 2ТЭ116

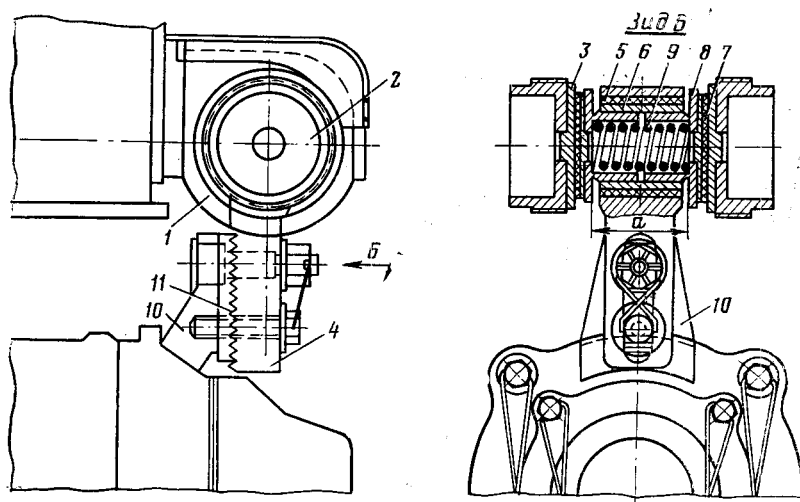


Рис. 87. Фрикционный амортизатор

Комплект двойной пружины (рис. 86, б) состоит из пружин 2 и 3, опорных плит 1 и 4, резинового амортизатора со стальной арматурой 5, имеющей штырь, фиксирующий положение пружины в нижнем листе 6 рамы тележки. Для регулирования нагрузки на каждую колесную пару предусмотрены регулировочные прокладки. Заменить поломанную пружину без выкатки колесной пары можно при помощи приспособления (рис. 86, б).

Для гашения колебаний наддрессорного строения тепловоза параллельно с пружинами включены фрикционные амортизаторы 8. Фрикционный амортизатор Ворошиловградского завода установлен на тележках тепловозов ТЭ109 и 2ТЭ116 (рис. 87). К раме тележки крепится корпус амортизатора 1, в который ввернуты нажимные гайки 2, позволяющие регулировать затяжку пружины 9. Рабочая часть амортизатора состоит из фрикционных металлокерамических дисков 7, сменных стальных дисков 3, перемещающихся втулок 8, при помощи которых меняется затяжка пружины и резино-металлической втулки 6, 5, запрессованной в проушину тяги гасителя 4.

При перемещении тяги трение возникает между дисками 3 и 7. Работа трения гасит колебания подрессоренной части тепловоза. Тяга гасителя 4 прикреплена через зубчатую рейку 11 к кронштейну 10, приваренному к корпусу буксы.

Эллиптические отверстия в тяге 4 позволяют регулировать положение рабочей части гасителя по высоте. Сила трения зависит от затяжки пружины и коэффициента трения трущихся пар (пластины 3, 7).

Работа трения пропорциональна амплитуде колебания. Работа упругих сил при изменении прогиба рессорного подвешивания пропорциональна квадрату амплитуды колебаний. Фрикционный амортизатор, гасящий колебания при хорошем состоянии пути, может оказаться неудовлетворительным на пути с ухудшенным состоянием. Фрикционный амортизатор значительно снижает чувствительность рессорного подвешивания, так как начинает работать тогда, когда возникает толчок, достаточный для преодоления силы трения амортизатора [15].

В пассажирских локомотивах для уменьшения динамического воздействия на путь широко применяют двухступенчатое рессорное подвешивание. На тепловозе ТЭП60 упругая связь между рамой локомотива и колесными парами выполнена в виде двух ступеней. Первая ступень подвешивания представляет собой упругую связь между рамой тележки и буксами колесных пар. Она состоит из балансиров, пружин и листовых рессор с амортизаторами. Вторая ступень подвешивания, осуществляющая упругую связь между кузовом

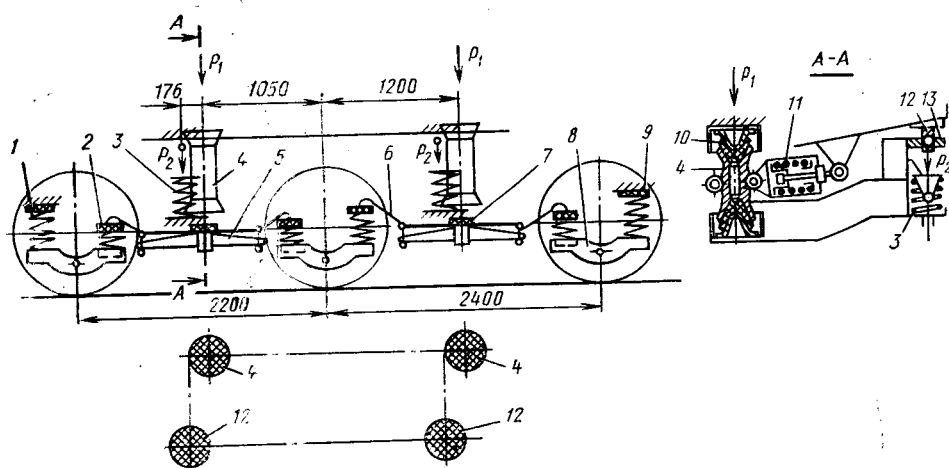


Рис. 88. Схема двухступенчатого рессорного подвешивания тепловозов ТЭП60

и рамой тележки, имеет две главные маятниковые опоры с резиновыми конусными амортизаторами по концам и четыре боковые спиральные пружины.

Маятниковые опоры 4 (рис. 88) выполнены с упругими резиновыми амортизаторами 10 и возвращающими механизмами с пружинами 11 двустороннего действия, центрирующими тележки относительно рамы при их боковом перемещении и повороте относительно кузова.

Боковые опоры тележек выполнены в виде пружин 3, размещенных в кронштейнах тележки и нагруженных через стаканы вертикальными стойками, воспринимающими нагрузку от главной рамы через шаровые опоры трения 12.

Скобы 13, укрепленные на раме тележки, допускают только небольшое отклонение стоек.

Нагрузка от рамы тележки через резиновые амортизаторы 7 передается на листовые рессоры 5 и одновременно через резиновые амортизаторы 9 на концевые пружины 1, а далее через балки 6 на пружины 2; шейки колесных пар нагружаются балансирами 8, подвешенными на валиках к буксам.

В рабочем цилиндре гидравлического амортизатора РЦ (рис. 89, а) перемещается поршень П, шток которого связан с крышкой амортизатора. В поршне установлен клапан K_1 с дроссельным отверстием. В днище рабочего цилиндра также поставлен клапан K_2 с дроссельным отверстием. Цилиндр РЦ погружен в масляный резервуар МР. Пространство под поршнем сообщается с пространством над поршнем через клапан K_1 и с масляным резервуаром МР через клапан K_2 . При увеличении расстояния

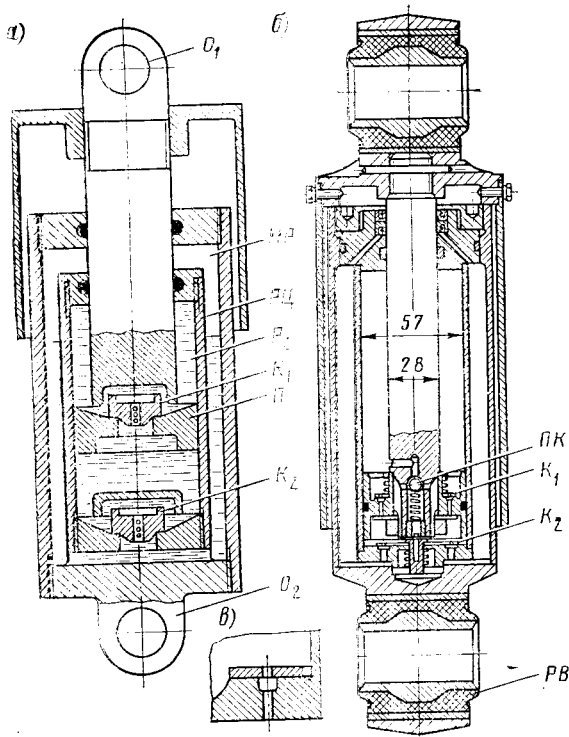


Рис. 89. Гидравлический амортизатор

O_1O_2 масло через дроссельное отверстие клапана K_1 вытесняется в пространство под поршнем, при этом создается значительное сопротивление перемещению поршня. При уменьшении расстояния O_1O_2 масло из пространства под поршнем вытесняется в масляный резервуар через дроссельное отверстие в клапане K_2 и через отверстие клапана K_1 перетекает в пространство над поршнем.

Так как объем, освобождающийся над поршнем за счет сечения штока, меньше объема, вытесняемого поршнем, масло одновременно перетекает через дроссельное отверстие в клапане K_2 , создавая сопротивление перемещению поршня.

Гидравлические амортизаторы установлены на тепловозах ЧМЭ2 и ЧМЭЗ. Наиболее удачная конструкция амортизатора применена в первой ступени подвешивания электровоза ЧС4 (рис. 89, б).

Клапаны K_1 и K_2 (рис. 89, б) выполнены в виде кольцевых пластин с дроссельными отверстиями (рис. 89, в). Для избежания резкого повышения давления в цилиндре амортизатора предусмотрен шариковый предохранительный клапан $ПК$. В соединительных головках амортизатора установлены резиновые втулки $PВ$, защищающие амортизатор от высокочастотных колебаний буксы.

Гидравлические амортизаторы мало изменяют чувствительность рессорного подвешивания. Однако из-за несжимаемости жидкости в соединениях амортизатора при высокочастотных колебаниях, свойственных колесным парам локомотива, возникают значительные усилия, выводящие из строя амортизаторы. Для защиты амортизаторов от высокочастотных возмущений их устанавливают обычно во второй ступени рессорного подвешивания.

33. Конструкция и основные характеристики рессор и пружин

Одной из главных характеристик рессоры является ее статический прогиб, т. е. прогиб под установленной расчетной нагрузкой. Удовлетворительные условия работы локомотивных бригад обеспечиваются при частоте колебания кузова, равной 1,5 — 2,5 Гц. Частота вертикальных колебаний зависит от величины прогиба.

Прогиб балки сплошного сечения с шириной b и высотой H , нагруженной посередине сосредоточенной силой P и имеющей длину $2l$, вычисляют по формуле

$$f_{\text{сп}} = \frac{2Pl^3}{EbH^3},$$

где E — модуль упругости.

Для рессоры того же сечения, составленной из m листов шириной b и толщиной h , наложенных друг на друга и имеющих возможность относительного перемещения без трения

$$f_p = \frac{2Pl^3}{Ebmh^3}.$$

Так как $H = mh$,

$$\frac{f_p}{f_{\text{сп}}} = m^2.$$

Переход на балку одинакового сечения из m листов позволил увеличить прогиб в m^2 раз. Этим объясняется широкое применение листовых рессор в локомотивах и автомобилях.

Напряжение при изгибе в балке сплошного сечения

$$\sigma_{\text{исп}} = \frac{3Pl}{bm^2 h^2}.$$

В балке, состоящей из горизонтальных листов,

$$\sigma_{\text{ир}} = \frac{3Pl}{mbh^2}, \text{ отношение } \frac{\sigma_{\text{ир}}}{\sigma_{\text{исп}}} = m.$$

При увеличении прогиба в m^2 раз напряжение увеличивается в m раз. Рессора является деталью, работающей с весьма высоким напряжением с непрерывно меняющейся по величине нагрузкой. Эти условия определяют требования к материалу рессор и термической обработке листов. Материалом для изготовления рессор служат полосы из кремнистых сталей марок 55С2 и 60С2 (ГОСТ 7419—55* и 14959—69).

Механические свойства рессорной стали марки 55С2 после термообработки (закалка при температуре 880°C в масле и отпуск при вторичном нагреве до $400\text{--}510^\circ\text{C}$) должны быть следующими: предел прочности не меньше 130 кгс/мм^2 ; предел текучести не меньше 120 кгс/мм^2 ; удлинение не меньше 6%; сужение площади поперечного сечения 30%. Для стали 60С2 удлинение допускается не меньше 5% и сужение площади поперечного сечения не меньше 25%.

Рессора работает с напряжением, достаточно близким к пределу текучести. Необходимо точное соблюдение режима термической обработки рессорных листов. Пригодность рессорных листов к сборке проверяют определением твердости по способу Бринелля. Для стали марки 55С2 твердость рессорного листа после закалки $HV = 363 \div 432$.

Для того чтобы прогиб рессоры был наибольшим и все листы работали примерно с одинаковым напряжением, рессора должна быть выполнена в виде бруса равного сопротивления изгибу. Однако применение рессор такого вида невозможно из-за конструктивных условий. На практике брус равного сопротивления изгибу заменяется комплектом листов, причем нижние листы рессоры выполняются одинаковой длины и называются коренными.

Комплект листов (рис. 90, а) плотно обхвачен в средней части хомутом из мягкой стали (Ст3). Хомут надевают в горячем состоянии и одновременно со всех сторон обжимают на прессе. В средней части каждого листа выштампован выступ В (см. рис. 90, б). Выступ каждого листа входит в выемку следующего листа, что препятствует сдвигу листов.

При изгибе между листами рессоры возникает значительное трение, которое повышает жесткость рессоры и вызывает износ листов. Чтобы снизить трение и повысить чувствительность, рессоры выполняют из восьми или девяти листов вместо 16—18 листов в прежних конструкциях. Для продления срока службы листов и обеспечения нормальной работы рессор листы перед сборкой обязательно должны быть смазаны смесью машинного масла (25%), солидола (25%) и графита (50%). Для снижения концентрации напряжений кромки листов у торцов должны быть закруглены.

Прогиб рессоры f под статической нагрузкой представляет собой разность между фабричной стрелой f_0 и остаточным прогибом после приложения нагрузки $f_{\text{ост}}$. Прогиб подбирается так, чтобы под установленной нагрузкой листы рессор почти выпрямлялись. При расчетах длина рессоры $2l$ берется под нагрузкой. Длина рессоры без нагрузки определяется хордой $2l_1$.

Основной характеристикой рессоры является жесткость. Жест-

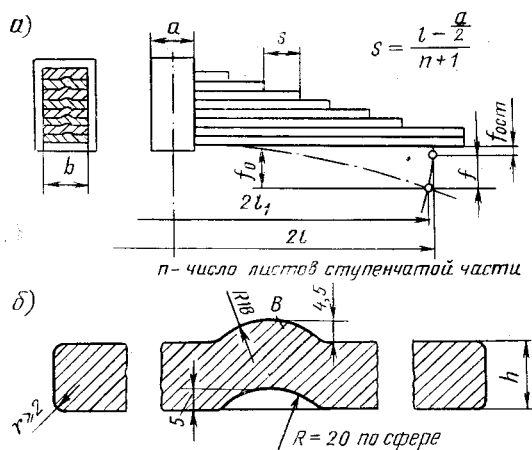


Рис. 90. Листовая рессора

костью рессоры (статической) называется нагрузка, вызывающая прогиб в 1 мм: $j_c = \frac{P}{F}$, где P — нагрузка на рессору, кгс.

После изготовления или ремонта рессоры испытывают на изгиб под статической нагрузкой, определяемой по расчетному напряжению в 100 кгс/мм² для стали 55С2. Остаточные деформации после испытаний рессор не допускаются. На усталость рессоры испытывают на стендах, позволяющих менять амплитуду колебаний рессоры. Трещины в листах рессоры обнаруживают магнитным контролем при разборке. Основные размеры и характеристики рессор даны в табл. 15.

Цилиндрические винтовые пружины (рис. 91, а) для подвижного состава (ГОСТ 1452—69) изготавливают из прутков круглого сечения из стали 55С2, 60С2 и 65С2ВА.

Для обеспечения плотного прилегания к плоскости концы заготовок оттягивают на длине в $\frac{3}{4}$ витка (рис. 91, б). Количество рабочих витков n меньше общего числа n_0 на полтора витка.

Двойные пружины состоят из двух концентрически расположенных пружин сжатия. Для устранения закручивания торцовых опор и перекоса наружная пружина делается с правой навивкой, а внутренняя — с левой. Между пружинами должен быть достаточный радиальный зазор, а опоры должны предупреждать боковое сползание пружин.

Основные характеристики пружин даны в табл. 16. Статическая нагрузка, под которой испытывается пружина, определяется по расчетному напряжению сдвига $\tau = 65$ кгс/мм².

Высота изготовления пружин существенно отличается, поэтому их делят на группы, мало отличающиеся по высоте. Для того чтобы обеспечить небольшую разницу в нагрузках от колес на рельсы, в рессорном подвешивании каждой тележки должны устанавливаться пружины одной группы. Это особенно важно для тележек с индивидуальным рессорным подвешиванием.

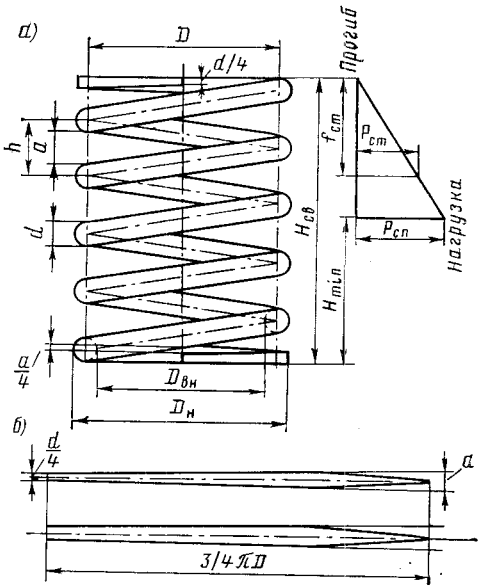


Рис. 91. Цилиндрическая винтовая пружина

Таблица 15

Локомотив	Число листов		Сечение листов (ширина × толщина)	Рабочая нагрузка, кгс	Стрела прогиба под статической нагрузкой, мм	Длина рессоры под нагрузкой, мм	Жесткость рессоры, кгс/мм
	коренных	в ступенчатой части					
ТЭ1:							
передняя	3	9	130×10	8150	22	660	370
задняя	4	10	130×12	8150	42	1040	194
ТЭ2:							
первый вариант	4—5	13	130×10	8150	60	1040	136
второй вариант	4	12	130×12	8150	90	1385	90,5
ТЭ3:							
первый вариант	4—5	15	130×10	8500	80	1150	106
ТЭ3, ТЭ7, ТЭ10, ТЭП10, 2ТЭ10Л, 2ТЭ40	2	6	120×16	8600	50	1150	173
ТЭП60	2	6	120×16	9700	39,3	1050	246

Таблица 16

Локомотив	Пружина	Диаметр прутка, мм	Диаметр пружины, мм	Общее число витков	Число рабочих витков	Набивка	Высота в свободном состоянии $H_{св}$, мм	Статическая нагрузка, кгс	Жесткость, кгс/мм	Прогиб под статической нагрузкой, мм
ТЭ1, ТЭ2, ТЭ3*	Наружная	$30 \pm 0,5$	103	6	4	Правая	210	3000	134	17
	Внутренняя	17	54	10	8	Левая	210	1150	58	17
ТЭ3**, ТЭ7, ТЭ10, ТЭП10, 2ТЭ10Л, ТЭ40 ТЭП60	Одинарная	40	200	4,5	3	Правая	—	4300	107	40
	Концевая	38	205	—	5	»	394	4600	49	94,3
	Средняя	38	185	—	4	»	305	4600	84	55
2ТЭ116*	Наружная	36	224	5,5	4	»	—	3700	37	101
	Внутренняя	22	154	8,5	7	Левая	—	975	92	—

* Первый вариант.

** Второй вариант.

При взвешивании тепловоза окончательное регулирование нагрузки достигается подбором количества дополнительных пластин, устанавливаемых над пружинами.

34. Расчет рессор и пружин на прочность

При расчете рессору (см. рис. 90) рассматривают как балку равного сопротивления изгибу постоянной толщины. Прогиб f такой рессоры

$$f = \frac{Pl^3}{4EnI},$$

где l — половина длины рессоры под рабочей нагрузкой;

n — число листов и I — момент инерции каждого листа.

Во всех листах такой идеальной рессоры возникают одинаковые напряжения

$$\sigma_{из} = \frac{Pl}{2nW},$$

где W — момент сопротивления листа.

Эта формула может быть использована для предварительного определения числа листов по заданному напряжению, если известна нагрузка на рессору, ее длина и размеры листа. Установив число листов и составив эскиз рессоры, проводят приближенный расчет рессор при проектировании рессорного подвешивания локомотивов.

Напряжение в листах рессоры от статической нагрузки при одинаковой толщине листов

$$\sigma_{ст} = \frac{3P_1 l}{bh^2(m+n+1)}, \quad (50)$$

где P_1 — максимальная статическая нагрузка, кгс;

l — половина длины рессоры под нагрузкой, см;

b — ширина листа, см;

h — толщина листа, см;

m — число коренных листов;

n — число листов ступенчатой части рессоры.

В выражении (50) число листов ступенчатой части рессоры увеличено на 1, чем условно учитывается влияние хомута рессоры.

Расчетный прогиб рессоры определяется из выражения

$$f = \frac{6P_1 \left(l - \frac{a}{6} \right)^3}{Ebh^3 (3m + 2n)}, \quad (51)$$

где a — ширина хомута, см;
 E — модуль упругости
 $(2,05 \times 10^6 \text{ кгс/см}^2)$.

По формуле (51) определяют прогиб действительной рессоры как сумму прогибов коренных листов и ступенчатой части рессоры.

Влияние хомута условно учитывается уменьшением длины рессоры на $\frac{1}{3}$ ширины хомута, что приводит к некоторому снижению прогиба. Из выражения (51) определяется расчетная жесткость рессоры:

$$ж_0 = \frac{P_1}{f} = \frac{Ebh^3(3m + 2n)}{6 \left(l - \frac{a}{6} \right)^3} \text{ кгс/см.} \quad (52)$$

Из формулы (52) видно, что жесткость рессоры резко повышается с увеличением толщины листа и уменьшением длины рессоры.

Напряжение от статической нагрузки должно быть 5500—6000 кгс/см². Для оценки повышения напряжения в рельсах от динамических нагрузок статический прогиб подвешивания для колеса увеличивают на 15 мм. Влияние крена подрессоренной части локомотива в кривой вызывает дополнительный перегруз, составляющий около 0,1 от нагрузки рессоры.

Дополнительный перегруз можно определить по величине коэффициента динамики κ_d , представляющего собой отношение дополнительной динамической нагрузки на шейку $P_{дин}$ к статической $P_{ст}$ (см. гл. XVIII). Расчетное напряжение от максимальной динамической нагрузки не должно превышать 10 000 кгс/см² для сталей 55С2 и 60С2. Разница в длине смежных листов ступенчатой части определяется, как показано на рис. 90.

Приблизительно расчет пружин производится на кручение и сдвиг по схеме, представленной на рис. 92. Действие отброшенной верхней части пружины на сечение пружины A заменяется скручивающим моментом $M = P \frac{D}{2}$ и срезающей силой P .

Напряжение пружины от скручивания (рис. 92, б) моментом $\frac{PD}{2}$ определяется по формуле

$$\tau_1 = \frac{M}{W_0} = \frac{8PD}{\pi d^3} \quad (\text{обозначения на рис. 92, а}),$$

где $W_0 = \frac{\pi d^3}{16}$ — полярный момент сопротивления.

Касательное напряжение от срезающей силы

$$\tau_2 = \frac{4P}{\pi d^2}.$$

Суммарное касательное напряжение будет равно

$$\tau = \tau_1 + \tau_2.$$

Пружина имеет криволинейную форму; напряжение на меньшем диаметре D_2 больше, чем на наружном D_1 (рис. 92, в). Сила $P \sin \alpha$ вызывает изгиб пружины

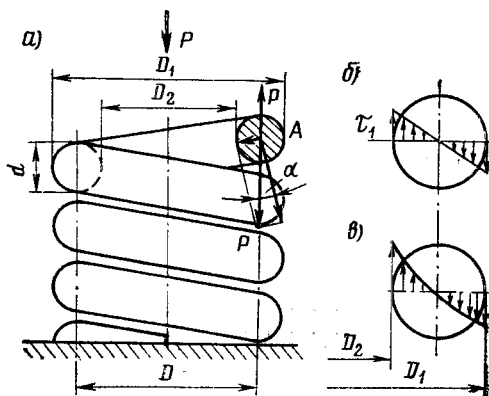


Рис. 92. Схема к расчету пружины

жины; возникают нормальные напряжения растяжения по наружному диаметру D_1 и сжатия по внутреннему. Если учитывать эти факторы, расчетное напряжение пружины можно представить в виде

$$\tau = \kappa \frac{8PD}{\pi d^3}, \quad (53)$$

где κ — коэффициент, оценивающий дополнительные факторы.

Зависимость величины κ от индекса пружины $c = \frac{D}{d}$ будет следующей:

c	...	4	5	6	8	10	12
κ	...	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

При расчете пружины по формуле с учетом динамической нагрузки наибольшее допускаемое напряжение не должно быть выше 65 кгс/мм^2 . Динамическую нагрузку на пружину следует определять так же, как это делается для рессоры. При испытательной нагрузке суммарный зазор между витками не должен быть меньше 3 мм.

Прогиб и жесткость пружин круглого сечения

$$f = \frac{8D^3 nP}{d^4 G}; \quad \kappa = \frac{d^4 G}{8D^3 n}, \quad (54)$$

где n — число рабочих витков;

$G = 8000 \text{ кгс/мм}^2$ — модуль сдвига для стали.

Эти выражения выводятся, если приравнять работу внешней силы при осадке пружины потенциальной энергии деформации кручения. Для двойных пружин равенство индексов наружной и внутренней пружин $c_1 = c_2$ приводит к равенству коэффициентов $\kappa_1 = \kappa_2$. Равенство напряжений $\tau_1 = \tau_2$ при одинаковых прогибах позволяет установить соотношение между числом рабочих витков наружной и внутренней пружин

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

и нагрузками на наружную и внутреннюю пружины

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{d_1^4}{d_2^4} \cdot \frac{D_2^3}{D_1^3}.$$

При расчете подвесок пружин и других деталей рессорного подвешивания необходимо учитывать перемещения колесных пар. Так, например, в подвесках

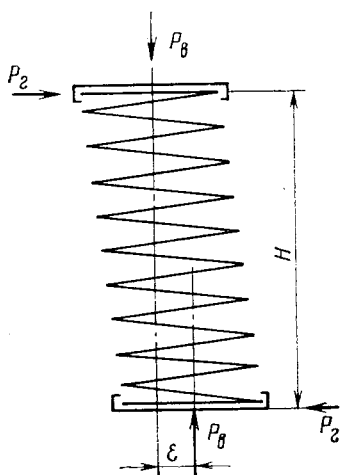


Рис. 93. Схема эксцентричного нагружения пружины

концевых пружин 12 рессорного подвешивания (см. рис. 84) из-за периодических горизонтальных перемещений колесных пар в резьбовом соединении стержня подвески (сечение $a - a$) возникали значительные дополнительные напряжения изгиба, приводившие к излому подвески. Для устранения этого недостатка конструкция подвески была заменена цельнокованой с плавными переходами от стержня подвески к втулочной части.

Необходимо учитывать при расчете возможность появления значительного эксцентриситета (рис. 93) в нагружении пружины при перемещении колесной пары относительно рамы тележки. Для пружин второй ступени подвешивания эксцентриситет может быть вызван поворотом рамы и боковым перемещением рамы тележки относительно кузова.

Иногда вертикальными пружинами второй ступени за счет их изгиба в горизонтальной

плоскости создаются возвращающий момент и сила. В этом случае (см. рис. 93) появляется дополнительный момент $M_{\text{кд}} = P_{\text{в}} \varepsilon$, скручивающий сечение пружины. Дополнительное напряжение кручения приближенно может быть определено по формуле

$$\tau' = \frac{\kappa M_{\text{кд}}}{W_0},$$

При $\varepsilon = 0,6 \div 1,5$ см $\tau' \cong (0,04 \div 0,1) \tau$.

Для пружин круглого сечения, передающих значительные горизонтальные силы $P_{\text{г}}$, рекомендуются дополнительные расчеты [16]. Жесткость пружины в горизонтальном направлении при абсолютно жестком креплении торцов пружины:

$$\begin{aligned} \kappa_{\text{г}} &= \frac{1}{\frac{1}{P_{\text{в}}} \left(\frac{2}{\chi} \operatorname{tg} \frac{\chi H}{2} - H \right) + \frac{H}{S}}, \\ \chi &= \sqrt{\frac{P_{\text{в}}}{B \left(1 - \frac{P_{\text{в}}}{S} \right)}}; \quad B = \frac{IE}{\varepsilon}; \quad S = \frac{8EI \operatorname{tg} \alpha}{D^2}; \\ \xi &= \frac{2 + \mu \cos^2 \alpha}{2 \sin \alpha}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{\pi D n}, \end{aligned}$$

где $H = H_{\text{св}} - d - f$;

α — угол наклона витка сжатой пружины;

I — экваториальный момент инерции;

μ — коэффициент Пуассона.

По величине $\kappa_{\text{г}}$ и перемещению ε определяем $P_{\text{г}} = \kappa_{\text{г}} \varepsilon$. Дополнительное напряжение

$$\tau' = \frac{5P_{\text{г}}}{\chi d^3} \operatorname{tg} \frac{\chi H}{2} \eta',$$

где

$$\eta' = 1 + \frac{0,63}{C} + \frac{0,35}{C^2};$$

C — индекс пружины.

Пример. Для пружины $P_{\text{в}} = 3130$ кгс, $D = 20$ см, $d = 3,6$ см, $H = 25,4$ см, $n = 6,5$ и заданной величине $\varepsilon = 0,6$ см определить $P_{\text{г}}$, $\kappa_{\text{г}}$, τ'

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 8,16 \text{ см}^4; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{\pi D n} \cong 0,062; \quad \xi \cong 18,55.$$

При $\mu = 0,3$ и $E = 2,1 \cdot 10^6$; $\kappa_{\text{г}} \cong 317$ кгс/см; $P_{\text{г}} = \kappa_{\text{г}} \varepsilon \cong 190$ кгс. Для $C = \frac{D}{d} = 5,5$ $\eta' = 1,126$ и $\tau' \cong 375$ кгс/см².

По приближенной формуле

$$\tau' = \frac{\kappa M_{\text{кд}}}{W_0} = \frac{1,27 \cdot 3130 \cdot 0,6}{\frac{\pi \cdot 3,6^3}{16}} = 268 \text{ кгс/см}^2.$$

Резиновые амортизаторы в опорах пружин уменьшают дополнительное напряжение кручения.

35. Роль трения, создаваемого амортизаторами и рессорами

■ Диаграмма нагружения и разгрузки рессоры дана на рис. 94. Нагружение рессоры идет по прямой ab , а разгрузка — по прямой $вг$. После нагружения рессоры до величины $P_{\text{б}}$ начинается процесс разгрузки; пока нагрузка не уменьшится до величины $P_{\text{в}}$ прогиб рессоры равен $f_{\text{б}}$. Сохранение постоянства про-

гиба при снижении нагрузки с P_6 до P_5 объясняется трением между листами рессоры. Расчетные статические характеристики листовой рессоры соответствуют средней линии OM , не учитывающей трения между листами рессоры. Отношение работы трения приближенно (площадь треугольника OBM или $OM\theta$) к работе упругих сил (площадь треугольника OMm_0) называют коэффициентом относительного трения рессоры:

$$\varphi = 2\mu(n-1)\frac{h}{L}, \quad (55)$$

где μ — коэффициент трения между листами рессоры, принимаемый равным в условиях недостаточной смазки 0,4;

h — толщина листа рессоры;

L — длина рессоры;

n — общее число листов в рессоре.

Чтобы рессора была достаточно чувствительной к колебаниям нагрузки, величина φ должна быть 5—6%. С некоторым упрощением можно считать, что средняя сила трения листовой рессоры, отнесенная к хомуту, будет постоянна и равна

$$F_{тр} = P_{ст}\varphi.$$

Аналогично определяется сила трения, создаваемая фрикционным амортизатором, включенным параллельно пружине. Если на рессору действует динамическая нагрузка $P_d = P_{ст}\kappa_d$, то прогиб рессоры под этой нагрузкой

$$y_d = \frac{P_d - F_{тр}}{\mathcal{K}_0} = \frac{P_{ст}(\kappa_d - \varphi)}{\mathcal{K}_0}.$$

Теперь можно определить динамическую жесткость рессоры $\mathcal{K}_d$:

$$\mathcal{K}_d = \frac{P_d}{y_d} = \mathcal{K}_0 \frac{\kappa_d}{\kappa_d - \varphi}. \quad (56)$$

Из формулы (56) видно, что при $\kappa_d = \varphi$; $\mathcal{K}_d = \infty$, следовательно, и рессора, и фрикционный амортизатор начинают работать при $\kappa_d \geq \varphi$. При $\kappa_d < \varphi$ и рессора, и пружина с фрикционным амортизатором фактически теряют эластичность. Для снижения жесткости при малых амплитудах колебаний необходимо рессоры и пружины с фрикционными амортизаторами дополнять резиновыми амортизаторами.

Характеристика нагружения и разгрузки пружины с гидравлическим амортизатором приведена на рис. 95.

При расчете демпфирующей способности гидравлических амортизаторов силу сопротивления амортизатора приближенно принимают пропорциональ-

ной скорости перемещения груза $F = c \frac{dy}{dt}$.

Здесь c — коэффициент пропорциональности, $\text{кгс} \cdot \text{мм}^{-1} \cdot \text{с}$; y — перемещение подрессорной части локомотива, мм.

В этом случае работа сил сопротивления амортизатора за период колебания представляет собой эллипс (см. рис. 95) и определяется по формуле

$$A_T = \pi c \omega y_d^2 \text{ кгс} \cdot \text{мм}, \quad (57)$$

где ω — круговая частота колебаний, связанная с периодом колебаний выраже-

$$\text{нием } \omega = \frac{2\pi}{T} \text{ рад/с.}$$

Формулы для определения демпфирующей способности гидравлического амортизатора можно найти в литературе [17].

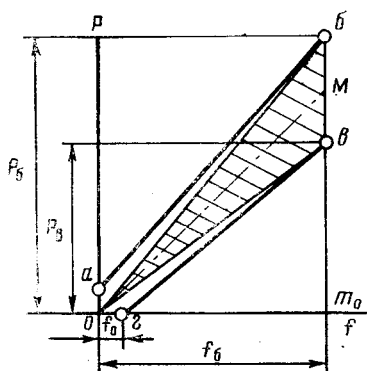


Рис. 94. Диаграмма нагружения листовой рессоры

Гидравлический амортизатор КВЗ (Калининского вагоностроительного завода) имеет параметр $c = 9 \div 13 \text{ кгс} \cdot \text{мм}^{-1} \cdot \text{с}$. Для гашения вертикальных колебаний двухосной тележки с каждой стороны достаточно поставить один амортизатор КВЗ.

Гидравлические амортизаторы обеспечивают плавное затухание колебаний и создают меньшие перегрузки шеек осей, а следовательно, имеют значительные преимущества перед фрикционными амортизаторами и листовыми рессорами. Это объясняется тем, что в момент, когда динамический прогиб пружины y_d достигает максимума, сила сопротивления гидравлического амортизатора равна нулю.

В первой ступени рессорного подвешивания гидравлические амортизаторы устанавливаются с несимметричной характеристикой. Примером может служить электровоз ЧС4, у которого коэффициент пропорциональности c при растяжении близок к $5,5 \text{ кгс} \cdot \text{мм}^{-1} \cdot \text{с}$, а при сжатии — к $2,5 \text{ кгс} \cdot \text{мм}^{-1} \cdot \text{с}$. Это объясняется тем, что наезд на неровность (например, выступ рельсового стыка вызывает «внезапный» подъем колеса, создает резкое повышение давления масла в амортизаторе. При существующих диаметрах колес «просадка» колеса (неровность с выемкой) весьма мала и такого резкого повышения давления масла не происходит.

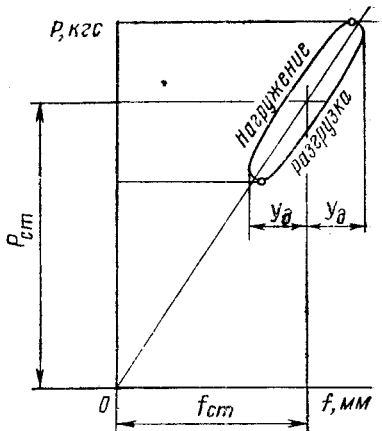


Рис. 95. Диаграмма нагружения пружины с гидравлическим амортизатором

36. Резиновые амортизаторы

Физико-механические свойства некоторых сортов резины, применяемых для локомотивных амортизаторов, приведены в табл. 17.

Резиновые части амортизатора сжатия обычно соединяются с металлическими путем вулканизации. При этом кромки пластин, втулок и обойм должны быть хорошо закруглены. Диаметр металлических пластин должен быть больше диаметра резиновой шайбы. В рессорном подвешивании широко применяются амортизаторы сжатия.

Статическая I и динамическая II характеристики цилиндрического амортизатора сжатия, испытанного ВНИТИ, представлены на рис. 96. При медленном нагружении и разгрузке (кривые I) зависимости силы от деформации представляют собой кривые линии. Кривая разгрузки лежит ниже благодаря работе внутренних сил трения.

Кривые изменения нагрузки амортизатора при циклическом изменении деформации на $y_1 = \pm 3 \text{ мм}$ идут круче кривых при статическом нагружении. При динамическом нагружении модуль упругости выше, чем при статическом. Заштрихованная площадка соответствует внутренней работе трения амортизатора за полный цикл изменения деформации при циклической нагрузке.

Таблица 17

Физико-механические показатели	Марки резины					
	2959	3063*	8075	2959-Б	НО-68-1*	2462-К2
Сопротивление разрыву, кгс/см ²	160	90	123	140	90	116—150
Относительное удлинение, %	500	500	276	573	250	240—390
Остаточное удлинение, %	32	20	7	18	12	6—14
Температура хрупкости, °С	—55	—37	—42	—60	—55	—51÷—49
Твердость по Шору	45—60	45—60	73	56	55—70	70—80

* Маслостойкие резины.

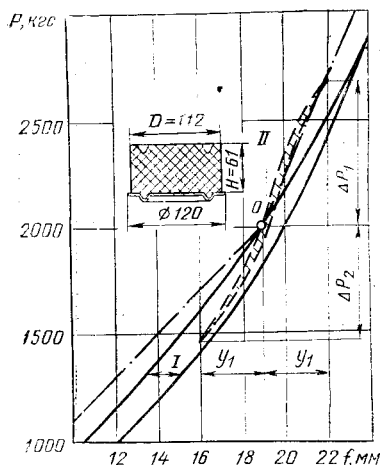


Рис. 96. Статические и динамические характеристики резинового амортизатора

ния амортизатора. Для цилиндрического резинового амортизатора (см. рис. 96) коэффициент формы можно подсчитать по формуле

$$\Phi = \frac{\pi D^2}{4\pi DH} = \frac{D}{4H}. \quad (58)$$

При расчете рессорного подвешивания для определения положения локомотива на рессорах используют статические характеристики амортизатора. Если рассчитывать колебания локомотива, необходимо использовать динамические характеристики, определяемые по формулам:

$$E_d = \kappa_d E_{ст}; \quad G_d = \kappa_d G_{ст},$$

где $\kappa_d = 1,27; 1,6; 2,2$ и $3,1$ соответственно для твердости $h = 50; 60, 70$ и 80 .

Величина расчетного статического модуля упругости для амортизатора сжатия зависит от величины коэффициента формы и твердости резины (рис. 97). Если относительные деформации не превышают 20%, то осадка и жесткость амортизатора могут быть определены по обычным формулам:

$$f_a = \frac{\sigma H}{E_{ст}} = \frac{PH}{FE_{ст}}; \quad \kappa = \frac{FE_{ст}}{H}, \quad (59)$$

где σ — напряжение сжатия, кгс/см²;

F — площадь нагружения, см².

Чтобы обеспечить бесшумную работу амортизаторов между заводскими ремонтами, относительная деформация сжатия, соответствующая часто повторяющимся нагрузкам, не должна быть более 10—12%.

Долговечность амортизатора при такой же нагрузочной площади и толщине резины может быть повышена путем перехода на двух-или трехслойный тип со стальными прокладками между листами резины.

У тепловозов ТЭП60, ТЭ109 и 2ТЭ116 буксы связаны с рамой тележки поводками с резино-металлическими втулками. При колебаниях наддресорного строения локомотива резиновые втулки работают параллельно с пружинами, подвергаясь деформации кручения. Жесткость рессорного подвешивания при этом повышается, в то же время работа

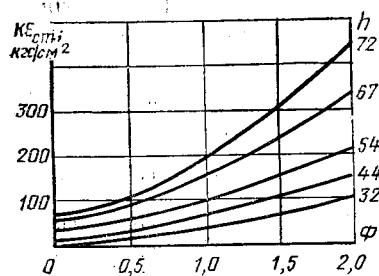


Рис. 97. К определению расчетного статического модуля упругости KE по коэффициенту Φ и твердости резины h

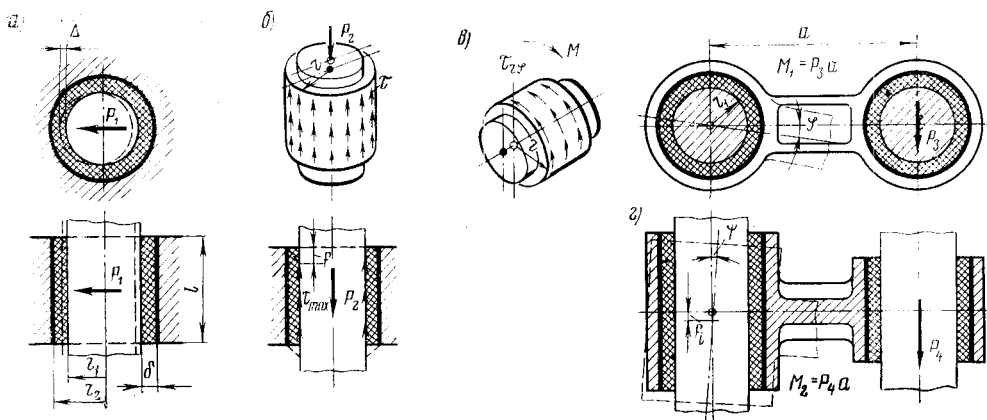


Рис. 98. Деформации резиновых втулок

внутреннего трения резиновых втулок способствует гашению колебаний подпрессоренной части локомотива. Эти обстоятельства должны учитываться при расчетах, связанных с колебаниями тепловозов.

Резино-металлические втулки подвержены следующим деформациям (рис. 98):

- а) сжатие радиальной силой P_1 при передаче силы тяги;
- б) сдвиг осевой силой P_2 при боковом перемещении колесной пары;
- в) скручивание крутящим моментом $P_3 a$ при вертикальном перемещении рамы тележки;

г) перекося втулки, вызываемый моментом $P_4 a$ при боковом перемещении колесной пары, относительно рамы тележки. С поворотом внешней металлической втулки на угол ψ одновременно за счет сил P_4 в резиновых втулках возникают деформации сдвига f_i .

При небольших перемещениях колесной пары относительно рамы тележек деформацию втулок с приближением можно принять пропорциональной напряжению. Для резиновых втулок сформированных с предварительным сжатием $\varepsilon_p = 0,4 \div 0,5$. Удовлетворительное совпадение для радиальной деформации дает формула В. Л. Бидермана [16]. Предварительным сжатием называют отношение

$$\varepsilon_p = \frac{\delta_n - \delta}{\delta_n},$$

где δ_n и δ — толщина стенки втулки до и после запрессовки.

Основные формулы характеристик резино-металлических втулок даны в табл. 18, а обозначения — на рис. 98.

Пример. Определить упругие характеристики втулки буксового валика поводка тепловоза ТЭП60.

$r = 10$ см; $r_1 = 3$ см; $r_2 = 3,7$ см; $G = 9$ кгс/см².

Подставив данные в формулы табл. 18, а, найдем $\mathcal{K}_p = 7800$ кгс/мм; $\mathcal{K}_\phi = 272$ кгс/мм; $\mathcal{K}_\psi = 30\,000$ кгс/см/рад.

Момент при перекося втулки пропорционален углу поворота поводка буксы. Если принять поперечное перемещение направляющей оси 1,5 см при длине поводка 24 см $f \cong 0,0625$ и $M = 406$ кгс·см.

Пример. Определить увеличение жесткости рессорного подвешивания за счет упругой деформации втулок при вертикальном перемещении буксы.

По рис. 99, а при дополнительном прогибе f поводок поворачивается на угол ϕ с приближением $f = a\phi$. Если ΔP — дополнительная нагрузка на буксу, возникшая за счет скру-

чивания втулок, то $\frac{\Delta P a}{2} = M_1 + M_2$, где M_1 и M_2 — упругие моменты втулок (рис. 99, б).

Виды деформации	Расчетная формула
Сжатие радиальной силой. Радиальная жесткость (рис. 98, а)	$\frac{l}{r_1 + r_2} > 6 \quad \kappa_P = \frac{P_1}{\Delta} = \frac{3}{2} \frac{\pi G l}{\delta^3} (r_1 + r_2)^3$ $\frac{l}{r_1 + r_2} < 6 \quad \kappa_P = \frac{P_1}{\Delta} = \frac{3}{2} \frac{\pi G l}{\delta^3} \frac{l^2 + 6 \delta^2}{l^2 + 3 (r_1 + r_2)^2} (r_1 + r_2)^3$
Сдвиг осевой силой (рис. 98, б): 1. Напряжение 2. Перемещение 3. Жесткость	$1. \quad \tau = \frac{P_2}{2\pi r_1 l}; \quad 2. \quad f = \frac{P_2}{2\pi G l} \ln \frac{r_2}{r_1}; \quad 3. \quad \kappa_0 = \frac{2\pi G l}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$
Деформация крутящим моментом (рис. 98, в): 1. Перемещение 2. Угловая жесткость	$1. \quad \tau_{r\phi\max} = \frac{M_1}{2\pi r_1^2 l}; \quad 2. \quad \kappa_\phi = \frac{M_1}{\phi} = \frac{4\pi G l r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$
Перегиб втулки моментом $M_2 = P_4 a$ (рис. 98, г): 1. Упругий момент 2. Осевое перемещение	$1. \quad \text{При } \kappa_P = \frac{P_1}{\Delta} \quad M = \frac{\kappa_P l^2 \phi}{12}; \quad 2. \quad f_i = \frac{P_4}{\kappa_0}$

Определяя моменты через угловые жесткости $\kappa_{1\phi}$ и $\kappa_{2\phi}$, найдем $\frac{\Delta P a}{2} = \frac{f}{a} (\kappa_{1\phi} + \kappa_{2\phi})$ и вертикальная жесткость буксового узла

$$\kappa_B = \frac{2 (\kappa_{1\phi} + \kappa_{2\phi})}{a^2}$$

При повороте поводка на угол ϕ поворачивается внутренняя опорная плоскость шайбы относительно наружной, что увеличивает угловую жесткость. Угловая жесткость двух шайб

$\kappa_{\phi\text{ш}} = \frac{2GI}{H}$, где $I = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$ — полярный момент инерции; D , d и H наружный и внутренний диаметры и H толщина шайбы. Подставив $G = 9 \text{ кгс/см}^2$; $D = 12 \text{ см}$; $d = 8,5 \text{ см}$ и $H = 1,3 \text{ см}$, найдем $\kappa_{\phi\text{ш}} = 21800 \text{ кгс} \cdot \text{см/рад}$; $\kappa_{1\phi} = \kappa_{\phi I} + \kappa_{\phi\text{ш}}$ и $\kappa_{2\phi} = \kappa_{\phi II} + \kappa_{\phi\text{ш}}$.
 $\kappa_{\phi I}$ и $\kappa_{\phi II}$ — угловые жесткости втулок поводка.

Так как длина втулки $l_2 = 15 \text{ см}$ и диаметры втулок одинаковы, то

$$\kappa_{\phi II} = \kappa_{\phi I} \frac{l_2}{l_1} = 45000 \text{ кгс} \cdot \text{см/рад} \text{ и } \kappa_{2\phi} = 66800 \text{ кгс} \cdot \text{см/рад}, \quad \kappa_{1\phi} = 51800 \text{ кгс} \cdot \text{см/рад}.$$

При длине поводка $a = 24 \text{ см}$ $\kappa_B = 420 \text{ кгс/см} = 42 \text{ кгс/мм}$.

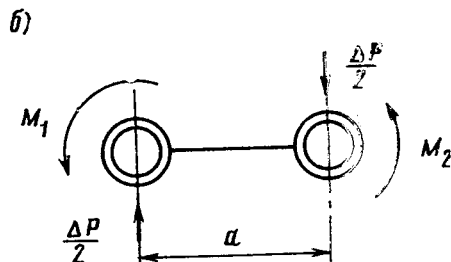
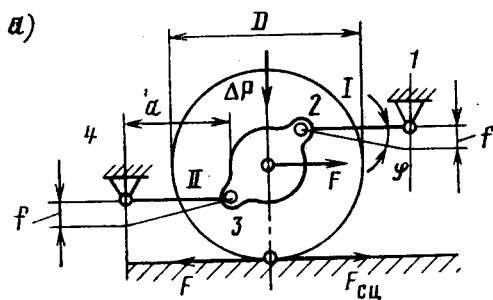


Рис. 99. К определению жесткости поводков при продольном и вертикальном перемещении буксы относительно рамы

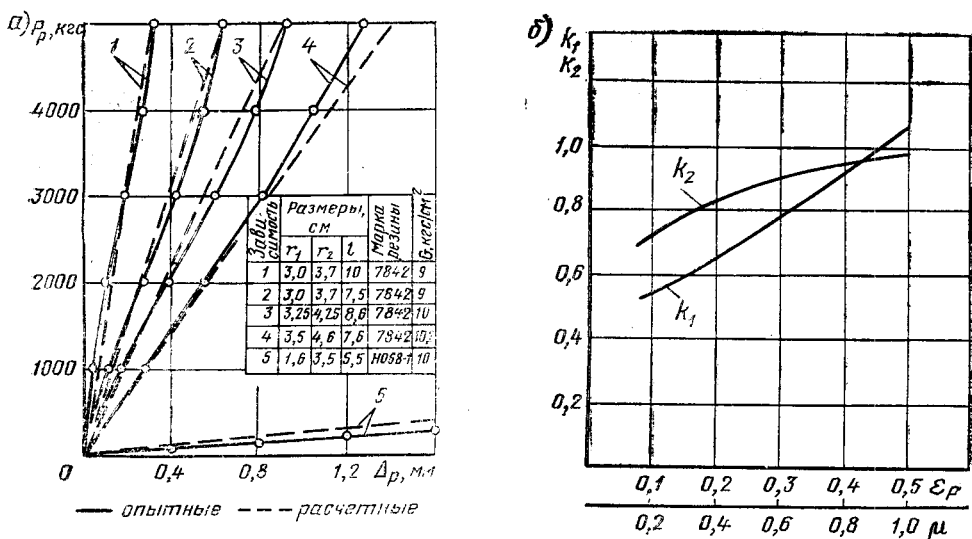


Рис. 100. Опытные и расчетные характеристики радиального сжатия резино-металлических втулок различных размеров

Жесткость рессорного подвешивания для одной буксы тепловоза ТЭП60 равна 100 кгс/мм, следовательно, буксовые поводки значительно увеличивают жесткость подвешивания.

Для уменьшения влияния поводков целесообразно увеличивать толщину торцовых шайб и втулок или применять двойные шайбы. Возможное увеличение длины поводков также целесообразно.

Характеристики радиального сжатия резино-металлических втулок, полученные при испытаниях инж. В. Е. Кононовым (ВЗИИТ), приведены на рис. 100, а. Результаты испытаний достаточно хорошо совпадают с расчетами, выполненными по формулам.

Испытания показали, что жесткость запрессованной втулки повышается с увеличением предварительного сжатия ε_p и коэффициента трения резины μ_p о стенки втулки.

По экспериментальным данным (рис. 100, б) приведены зависимости коэффициентов $k_1 = f(\varepsilon_p)$ и $k_2 = f(\varepsilon_p)$, позволяющие определять радиальную жесткость втулок для различных значений ε_p и μ_p по формуле В. Л. Бидермана.

Для сухой шероховатой поверхности втулки $\mu_p \approx 1$, для шлифованной — 0,5 — 0,6, для смазанной шлифованной поверхности — 0,05.

Долговечность резино-металлической втулки зависит от конструкции и технологии ее изготовления. Если резина соединена с наружной и внутренней втулками вулканизацией, то при радиальном нагружении в одной половине втулки возникают напряжения сжатия, а во второй — напряжения растяжения.

Такой характер напряженного состояния способствует разрушению соединения стальных втулок с резиной. Повышения долговечности втулки можно достичь за счет предварительного сжатия резины так, чтобы при нагружении втулки переменной радиальной силой начальные напряжения сжатия изменялись по своей величине, но не меняли знака. Опытные данные рис. 100 относятся к втулкам, сформированным прессовым методом с предварительным сжатием. Втулки 1, 2 и 3 выполнены с предварительным сжатием соответственно 46%, 4 — 45% и 5 — 27%.

Конические амортизаторы применяют для передачи вертикальных и горизонтальных нагрузок в опорно-возвращающих устройствах и буксах локомотивов.

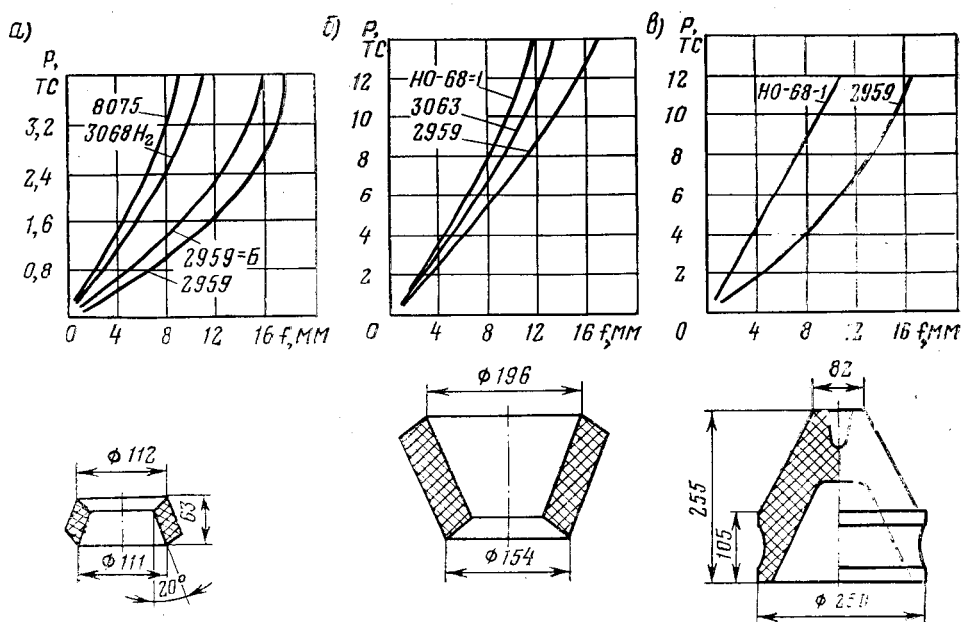


Рис. 101. Характеристики конических резиновых амортизаторов:
 а — упругий осевой упор оси; б — опора кузова; г — возвращающее устройство тележки тепловоза ТЭП60

Результаты статических испытаний конических амортизаторов, предназначенных для передачи вертикальных и горизонтальных сил и моментов, приведены на рис. 101.

В конических амортизаторах при нагружении возникают деформации сжатия и сдвига.

Долговечность работы амортизатора зависит от величины относительной деформации. Относительная деформация сжатия, соответствующая часто повторяющимся нагрузкам, не должна быть больше 10 — 12%. Относительная деформация сдвига 24 — 30%. Наибольшая кратковременная относительная деформация сжатия от всех видов нагрузки не должна превышать 20%. Местная наибольшая относительная деформация сдвига для кратковременных редко повторяющихся нагрузок не должна быть больше 50%.

37. Жесткость и трение в рессорном подвешивании тележки

Если R — равнодействующая всех нагрузок на рессоры, объединенные в группу, а $ж$ и f — жесткость и прогиб подвешивания группы в целом; $P_1, P_2, \dots, P_i$ — нагрузки на рессоры, входящие в группу; $ж_1, ж_2, \dots, ж_i$ — соответствующие им жесткости; $f_1, f_2, \dots, f_i$ — прогибы под действием сил, то

$$\frac{Rf}{2} = \frac{P_1 f_1}{2} + \frac{P_2 f_2}{2} + \dots + \frac{P_i f_i}{2};$$

или, заменяя прогибы их выражением через нагрузку и жесткость,

$$\frac{R^2}{2ж_2} = \frac{P_1^2}{2ж_1} + \frac{P_2^2}{2ж_2} + \dots + \frac{P_i^2}{2ж_i}.$$

Если обозначить

$$P_1 = \alpha_1 R; P_2 = \alpha_2 R, \dots, P_i = \alpha_i R,$$

то

$$\frac{R^2}{2ж_2} = \frac{R^2 \alpha_1^2}{2ж_1} + \frac{R^2 \alpha_2^2}{2ж_2} + \dots + \frac{R^2 \alpha_i^2}{2ж_i}.$$

Отсюда

$$j_{\Sigma} = \frac{1}{\sum_i \frac{\alpha_i^2}{j_i}}. \quad (60)$$

Здесь $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_i$ — коэффициенты, представляющие собой отношение нагрузки на данную рессору к суммарной нагрузке на все рессоры, входящие в группу. Для параллельного соединения рессор $\sum \alpha_i = 1$. При последовательном соединении рессор $\alpha_i = \alpha_2 = \alpha_i = 1$.

Для индивидуального рессорного подвешивания различие в характеристиках отдельных пружин сильно влияет на распределение подрессорного веса по отдельным колесным парам. Это предъявляет жесткие требования к близкому совпадению расчетных характеристик пружин с действительными.

Определим для примера жесткость рессорного подвешивания, изображенного на рис. 64. Обозначим через j_p , $j_{пр}$ и j_a жесткости рессоры, пружины и резинового амортизатора. Из схемы легко видеть, что

$$\alpha_p = \frac{P_p}{P_T} = \frac{1}{6}; \quad \alpha_{пр} = \frac{1}{12}; \quad \alpha_a = \frac{1}{12}.$$

Тогда жесткость подвешивания тележки

$$j_T = \frac{1}{\left(\frac{1}{6}\right)^2 \frac{4}{j_p} + \left(\frac{1}{12}\right)^2 \frac{12}{j_{пр}} + \left(\frac{1}{12}\right)^2 \frac{12}{j_a}} = \\ = \frac{36j_p j_{пр} j_a}{4j_{пр} j_a + 3j_p j_a + 3j_p j_{пр}}.$$

При $j_p = 173$ кгс/мм, $j_{пр} = 107$ кгс/мм и $j_a = 1000$ кгс/мм получим $j_T = 665$ кгс/мм.

Без учета резиновых амортизаторов

$$j_T = \frac{36j_p j_{пр}}{3j_p + 4j_{пр}} = 708 \text{ кгс/мм.}$$

При подсчете коэффициента относительного трения рессорного подвешивания тележки в целом φ_T необходимо отнести работу трения в рессорах и амортизаторах к работе упругих сил всего подвешивания. Формула для подсчета φ_T может быть представлена в виде

$$\varphi_T = j_T \sum \frac{\varphi \alpha^3}{j_i} + \frac{\sum A}{4j_T f_{ст} y_d}. \quad (61)$$

Здесь в первом слагаемом суммирование распространяется на все листовые рессоры, а во втором — на все амортизаторы. Работа трения гидравлического амортизатора за один период колебаний вычисляется по формуле (57).

Для листовой рессоры тележки тепловоза 2ТЭ10Л по формуле (55) найдем $\varphi = \frac{2 \cdot 0,4(8-1)16}{1150} = 0,78$. Тогда для тележки в целом по формуле (61) (без учета резиновых амортизаторов) получим

$$\varphi_T = \frac{708 \cdot 4 \cdot 0,078}{173} \left(\frac{1}{6}\right)^2 = 0,035, \text{ или } 3,5\%.$$

Рекомендуемая ЦНИИ и ВНИТИ величина относительного трения составляет 3—6%. В сбалансированном рессорном подвешивании для сохранения горизонтального положения подбуксовых балансиров при статическом положении и вертикальных перемещениях рамы тележки необходимо, чтобы прогиб концевой пружины был равен сумме прогибов рессоры и пружины. Выполнение этого условия снижает износ в трущихся деталях подвешивания.

38. Пневматическое рессорное подвешивание

За последние годы в подвижном составе, предназначенном для высоких скоростей, применяют пневматическое рессорное подвешивание [18]. Основу пневморессоры (рис. 102) составляет резинокордный баллон 3, герметизированный сверху и снизу составными крышками 2 и 5. Между витками баллон охватывается кольцом 4. В верхней крышке имеется патрубок 1, позволяющий присоединить к баллону дополнительный воздушный резервуар. Нагрузка от кузова воспринимается верхней крышкой баллона: нагрузка на раму тележки передается нижней крышкой, положение которой фиксируется шипом 7. При снижении давления в баллоне ниже допустимого нагрузка передается через предохранительный резиновый амортизатор 6.

Характеристики пневмобаллона, полученные при статическом нагружении, и разгрузке для исходных давлений 4 и 5 кгс/см² при разных объемах дополнительного воздушного резервуара 20 и 60 л представлены на рис. 103.

Статическая жесткость $\mathcal{K} = \frac{dP}{df}$ увеличивается с повышением давления и уменьшением объема дополнительного резервуара. Динамическая жесткость, связанная с быстрым изменением прогиба, увеличивается с уменьшением дроссельного отверстия, соединяющего баллон с резервуаром, и с уменьшением объема дополнительного резервуара.

Пневматическое подвешивание обладает хорошей демпфирующей способностью и не требует дополнительных амортизаторов. Регулирование демпфирующей способности достигается изменением дроссельного отверстия, соединяющего дополнительный резервуар с пневмобаллоном.

У пневмо-пружинного подвешивания опытного тепловоза 2ТЭ10Л (рис. 104) нагрузка на буксу 1 передается через баллон 3 и комплект пружин 2. Если давления в баллоне нет, нагрузка передается через резиновый амортизатор 4.

Пружины за счет эластичности в горизонтальной плоскости обеспечивают и в этом случае боковое перемещение колесных пар и следование локомотива в кривых.

Значительно проще пневмобаллоны размещаются при двухступенчатом рессорном подвешивании. Кузов локомотива опирается на 4 пневмобаллона (по два на тележку), расположенные на рамах тележки.

Пневмобаллоны позволяют легко получить большой статический прогиб подвешивания (200—250 мм), что уменьшает частоту колебаний подрессоренной

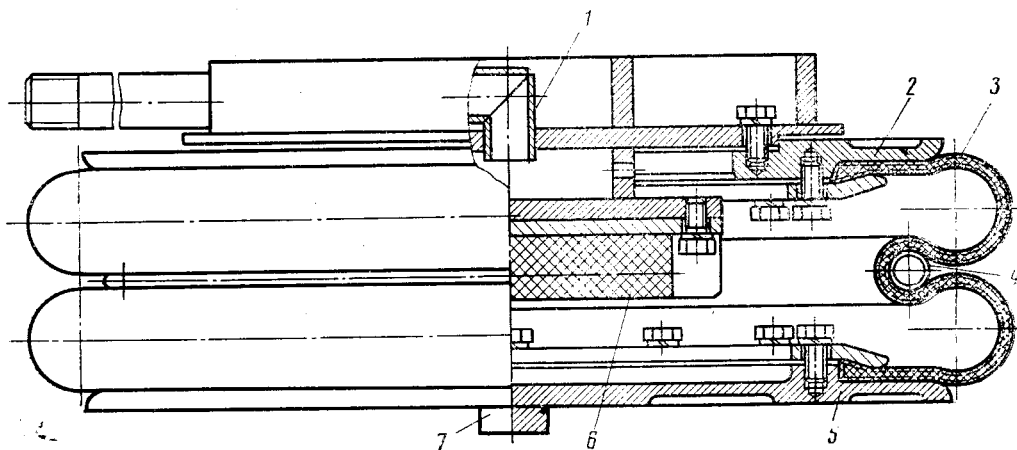


Рис. 102. Пневморессора подвешивания

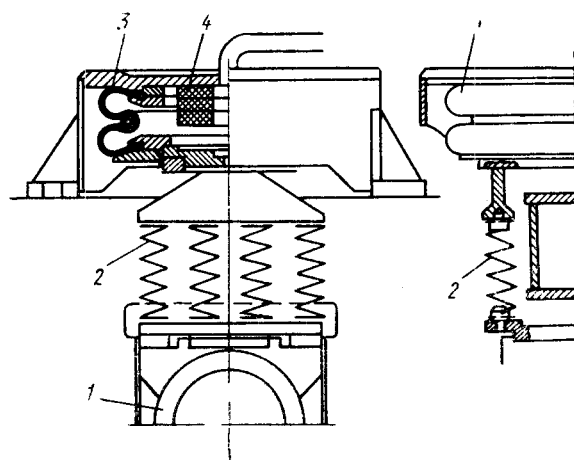
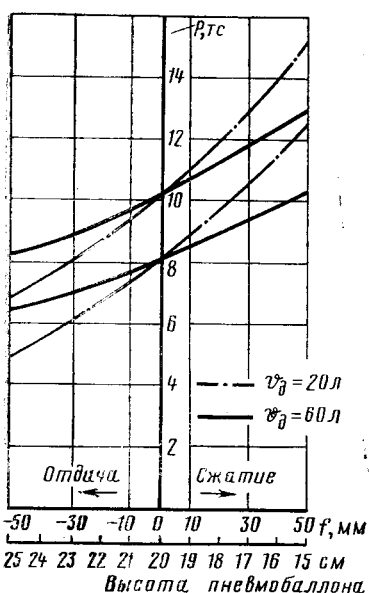


Рис. 104. Схема опытного пневматического рессорного подвешивания тепловоза ТЭ7-001:

1 — букса; 2 — пружины; 3 — пневматический элемент; 4 — резиновый амортизатор

Рис. 103. Статические характеристики нагружения и разгрузки пневмобаллона

части локомотива и динамическое воздействие на путь. В связи с этим пневмоподвешивание получает распространение на электропоездах, предназначенных для скоростей 200—250 км/ч. Использование сжатого воздуха как рабочего тела при демпфировании может также найти применение и в пневматических демпферах.

39. Распределение нагрузки на оси

Задача заключается в выборе и размещении оборудования тепловоза так, чтобы обеспечить заданные нагрузки от колес на рельсы. Сначала нужно определить центр тяжести строения тепловоза, вес которого передается на опоры гележек.

Этот вес составляется из веса группы дизель-генераторной установки, топливной системы, масляной системы, системы охлаждения, воздушной системы, вентиляционной системы тяговых электродвигателей, высоковольтной камеры, аккумуляторной батареи с проводами и остальным электрооборудованием, рамы и упряжных приборов, кузова тепловоза, оборудования кабины машиниста, служебного веса (топливо, смазка, вода и песок) и т. п. — всего 10—15 групп. Составляется таблица, где указывается наименование и вес группы G_i , расстояние центров тяжести этих групп от условной оси l_i и моменты относительно той же оси.

Для определения центра тяжести в заводской практике пользуются следующей формой:

№ чертежа	Наименование группы детали	Вес, кг	Плечо, м	Момент, кгс·м	Примечание

Расстояние центра тяжести этой части тепловоза от условной оси будет равно

$$x_{ц.т} = \frac{\sum G_i l_i}{\sum G_i}.$$

Установив центр тяжести кузова и рамы тепловоза со всем оборудованием, тележки тепловоза располагают на одинаковом расстоянии от центра тяжести.

Подрессоренный вес, передаваемый на буксы колесных пар тележки, получится, если к весу, приходящемуся на опоры тележек, прибавить подрессоренный вес тележек

$$P_{\tau} = \frac{\sum G_i}{2} + G_{\tau}.$$

Подрессоренный вес, приходящийся на колесную пару, будет $\frac{P_{\tau}}{m}$, где m — число колесных пар тележки. Нагрузка от колес одной колесной пары на рельсы

$$2P_{ст} = \frac{P_{\tau}}{m} + 2q,$$

где $2q$ — неподрессоренный вес одной колесной пары.

Более подробные данные о развеске, необходимые при выполнении проектирования, можно найти в литературе [18].

КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

40. Конструкция, материал и формирование колесных пар

Устройство колесной пары. От состояния колесных пар локомотивов зависит безопасность движения поездов. Порядок освидетельствования, ремонта и формирования колесных пар локомотивов установлен соответствующей инструкцией Главного управления локомотивного хозяйства МПС.

На ось 3 колесной пары (рис. 105, а) напрессованы дисковые колесные центры 1 и 6, представляющие собой стальные отливки. На увеличенный диаметр подступичной части оси 7 прессовой или горячей посадкой насажено зубчатое колесо 2.

Значительное снижение массы колесной пары (около 400—500 кг) достигается при применении цельнокатаных колес, установленных на тепловозах ТГМЗ (рис. 106) и ТГ16. При цельнокатаных колесах сокращается механическая обработка и упрощается процесс формирования. Стоимость колесной пары снижается. Однако смена изношенных колес требует прессыных работ.

Крутящий момент передается колесной паре этого типа при помощи карданной передачи через осевой двухступенчатый редуктор, который монтируется на шейки 1 и 3 на подшипниках качения. Ведомое зубчатое колесо насажено на подступичную часть оси 2, имеющую больший диаметр, чем подступичные части колес 4, для установки внутренних колец роликовых подшипников редуктора и посадки зубчатого колеса.

Оси тепловозов изготовляют из сортовых осевых заготовок, поставляемых по ГОСТ 4728—72, с содержанием углерода 0,35—0,45%. Механические свойства осевой стали после термообработки должны соответствовать ГОСТ 3281—59.

Часть оси 1 (рис. 107), на которую передается нагрузка, носит название шейки, а часть оси 3, предназначенная для насадки колесного центра, называется подступичной частью. Переход от шейки к подступичной части 2 образует предподступичную часть, а между колесными центрами находится средняя часть оси. При опорно-осевой подвеске тяговый электродвигатель двумя подшипниками опирается на две моторно-осевые шейки 4 средней части оси.

Диаметр шейки значительно меньше диаметра подступичной части, так как в сечениях шейки действует меньший изгибающий момент.

Для снижения концентрации напряжений переход от одного сечения к другому сопряжен плавными выкружками, называемыми галтелями. Галтели по возможности должны иметь большие радиусы и высокую чистоту обработки. Оси должны быть упрочнены накаткой по подступичным частям и шейкам. Накатка стальными закаленными

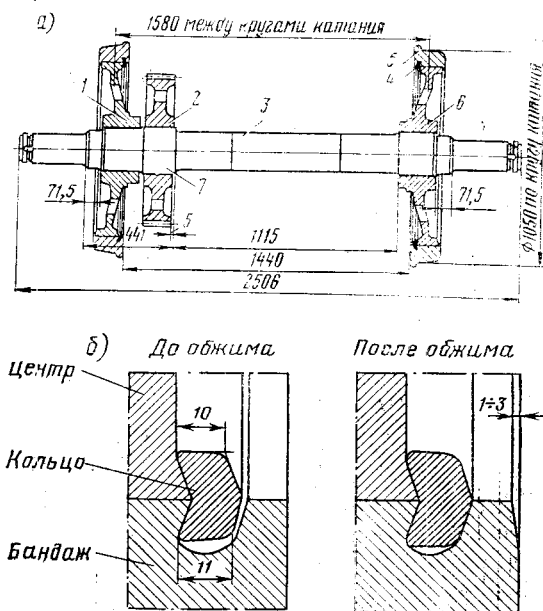


Рис. 105. Колесная пара тепловоза ТЭ3:

а — общий вид; б — крепление бандажа на колесном центре;
1, 6 — колесные центры; 2 — зубчатое колесо; 3 — ось;
4 — кольцо; 5 — бандаж; 7 — подступичная часть оси

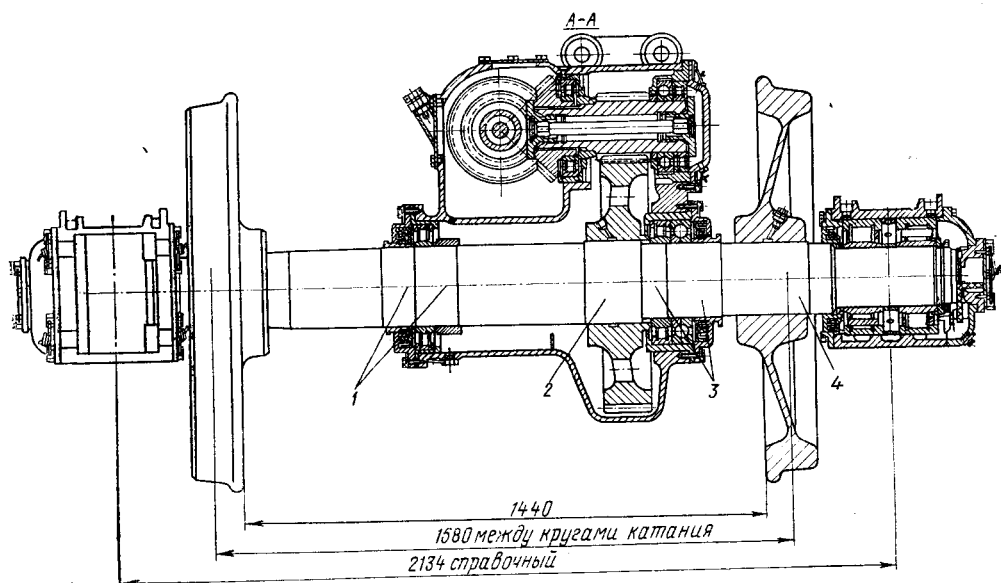


Рис. 106. Колесная пара с цельнокатаными колесами

ми роликами при усилии на ролик 3—4 тс создает в поверхностном слое высокие остаточные напряжения сжатия, повышающие в 1,8—2 раза предел усталости накатанного участка в зоне неподвижных посадок.

По концам ось имеет необходимые для обработки центровые отверстия, выполняемые для всех осей локомотивов в соответствии с Инструкцией по освидетельствованию, ремонту и формированию колесных пар. Одно отверстие имеет большую длину, так как используется для запрессовки втулки привода ж скоростемеру.

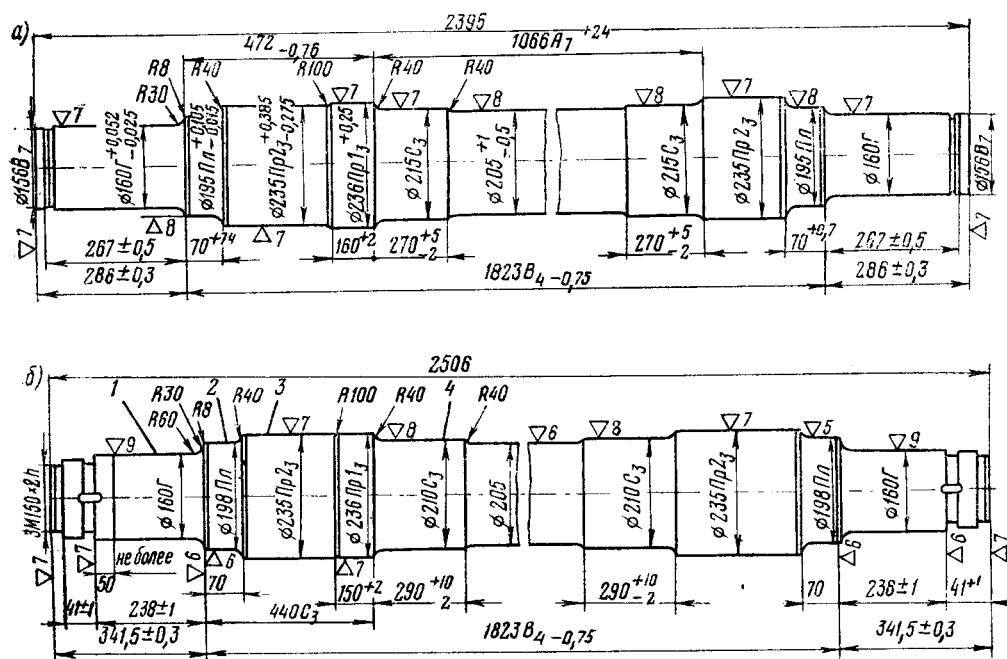


Рис. 107. Оси колесных пар тепловоза ТЭ10 (а), ТЭЗ (б)

После накатки поверхность шейки шлифуется до требуемого диаметра для посадки внутреннего кольца подшипника. На предподступичной части легкой прессовой посадкой удерживается лабиринтное кольцо роликовой буксы. Натяг между посадочными поверхностями оси и центра подбирается от 0,18 до 0,30 мм.

О качестве прессового соединения судят по форме индикаторной диаграммы и по давлению, полученному при запрессовке оси в центр Нормы давлений при запрессовке осей станков-валены Инструкцией по освидетельствованию, ремонту и формированию колесных пар локомотивов и электросекций. Колесный центр напрессовывают на ось усилием 45—65 тс для бандажных колес и усилием 40—60 тс для цельнокатаных колес. Зубчатое колесо напрессовывают усилием 20—30 тс.

Перед запрессовкой колесного центра на ось посадочные поверхности тщательно очищают, насухо протирают и смазывают растительным маслом.

Для тепловозов ТЭП60, ТГ16 и М62 [8] применяется тепловой способ посадки колес на оси, снижающий трудоемкость при формировании колесных пар. Натяг на посадку колесного центра на подступичную часть при тепловой посадке устанавливается в 0,16—0,22 мм.

Поверхность подступичной части оси после обработки покрывают лаком ВДУ-3 или ГЭН-150 (В) и просушивают в течение 30 мин при температуре 160° С. Прочность посадки на сдвиг проверяют на прессе после полного остывания. Усилие (150 тс), по которому проверялась прочность посадки, записывают на индикаторной диаграмме.

Для облегчения сдвига колес при их смене в ступицах колес (см. рис. 106) предусмотрены отверстия и кольцевые канавки. Через эти отверстия прессом под высоким давлением подается масло, ослабляющее прочность посадки.

На средней части откованной оси выбивают четко знаки: номер завода-изготовителя, дату изготовления, год и месяц, номер плавки и порядковый номер оси. Между номером плавки и номером оси оставляется место для приемочных клейм отдела технического контроля. Перед обточкой оси все знаки и клейма переносят на торец оси.

В осях тепловозов ТЭЗ, ТЭ10, 2ТЭ10Л, ТЭ109, 2ТЭ116 и других боковые усилия на гребни колес, появляющиеся при следовании в кривых и вилянии тележек, передаются торцами осей на специальные осевые упоры, устанавливаемые в буксах. Торец оси играет роль упорной пятки, передающей боковое давление через буксу на раму. Поэтому все знаки при обточке оси переносятся на цилиндрический пояс, примыкающий к торцу оси (см. рис. 107).

Бандажи — это наиболее часто сменяемая деталь локомотивных колесных пар. Между бандажом и рельсом возникают высокие контактные напряжения, превышающие иногда предел текучести.

Качение колеса по рельсу сопровождается значительным проскальзыванием, что объясняется поперечными перемещениями колес, коничностью бандажей и особенно боксованием колес. Эти причины вызывают значительный износ бандажей. Повторные обточки тепловозных колес проводятся после пробега 200—250 тыс. км.

Толщина нового бандажа (рис. 108, а) установлена для локомотивов 75 и 90 мм. Износ концентрируется в зоне контакта и у гребня. Величина А, характеризующая износ (рис. 108, б), называется прокатом бандажа. По правилам технической эксплуатации наибольший прокат бандажа для локомотивов не должен превышать 7 мм.

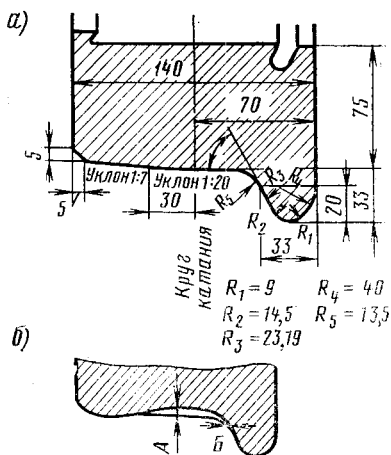


Рис. 108. Профиль бандажа:
а — после обточки; б — с прокатом

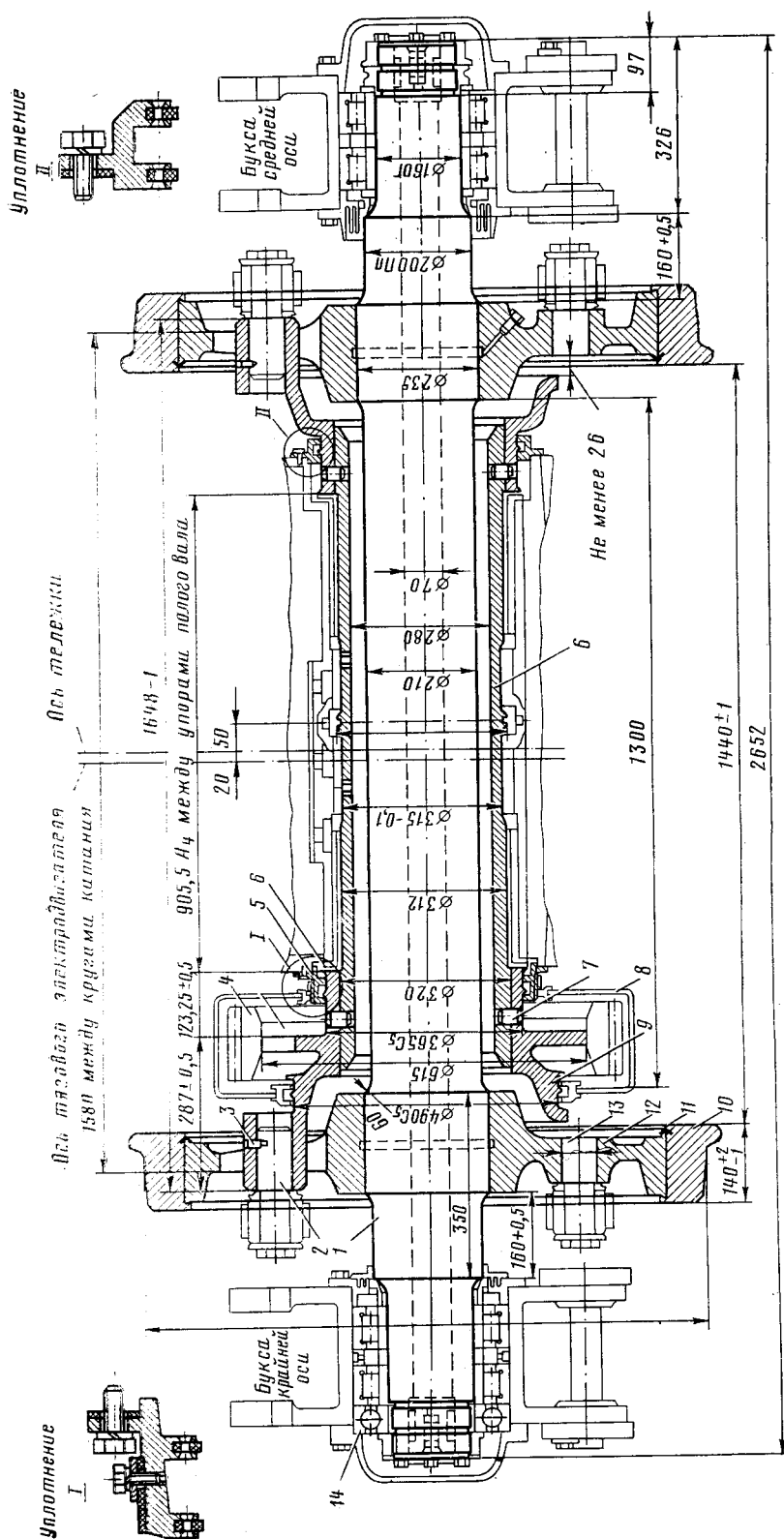


Рис. 109. Колесная пара тепловоза ТЭП60:

1 — ось; 2 — ведущий палец; 3, 7 — штифты; 4 — зубчатое колесо; 5 — уплотнение; 6 — полый вал; 8 — кожух редуктора; 9 — привод эластичной муфты; 10 — бандаж; 11 — укрепляющее кольцо; 12 — центр колеса; 13 — ведомый палец; 14 — шариковый подшипник

Тяжелые условия работы предъявляют высокие требования к материалу бандажей и цельнокатанных колес. Бандажи изготовляют из стали с содержанием углерода не выше 0,65%. Высокий предел прочности $\sigma_b = 90 \text{ кгс/мм}^2$ достигается за счет термической обработки.

Для предотвращения хрупкого разрушения бандажей пластические характеристики (относительное удлинение δ и поперечное сужение ψ) должны быть достаточно высокими (ГОСТ 398—71).

Колесные центры (см. рис. 105, б) отливают из стали 25ЛП по ГОСТ 977—65 с относительным удлинением не менее 22%. Под посадку бандажа обрабатывают полотно обода и кромки упора с бандажом. Отверстие в ступице под запрессовку оси обрабатывают с чистой поверхности $\nabla 6$. Соединение бандажа с центром обеспечивается горячей посадкой. Натяг бандажа под горячую посадку установлен в 1—1,5 мм на каждые 1000 мм диаметра центра.

Бандаж нагревают электроиндуктором или электрогорном до температуры 250—320° С. Неравномерность нагрева не должна быть больше 15° С. Колесный центр с осью или без нее заводится в расположенный горизонтально бандаж до плотного упора торца обода в бурт бандажа. После этого в выточку заводят бандажное кольцо (см. рис. 105, б). Температура бандажа при заводке кольца не должна быть меньше 200° С. Концы заведенного в выточку бандажного кольца должны подходить один к другому без зазора.

Затем внутренний бурт бандажа обжимают на специальном станке. Для равномерного износа бандажей колесной пары твердость их по Бринеллю не должна отличаться больше чем на 20 единиц.

На рис. 109 показана конструкция колесной пары тепловоза ТЭП60. Крутящий момент тягового электродвигателя передается через зубчатое колесо 4 полуму вала 6. Через ведущие пальцы 2, запрессованные в выступы фланца полого вала, крутящий момент передается эластичной муфтой (см. гл. XI), ведомым пальцам 13, запрессованным в центр колеса. Для размещения эластичной муфты значительно увеличена предподступичная часть оси колесной пары 1.

Боковые усилия от оси на буксу крайней оси передаются через шариковые подшипники 14, закрепленные на хвостовиках шеек оси. Для снижения веса в оси просверлено отверстие диаметром 70 мм. Средняя ось тележки (рис. 109, справа) со свободным разбегом на сторону 14 мм не имеет упорного подшипника (см. гл. X).

Колесные пары, имеющие упругую связь обода со ступицей, называются упругими. Оборудование ими локомотивов позволяет уменьшить динамическое воздействие на путь и снизить уровень шума при движении локомотива.

Для создания упругой связи в колесах используются резиновые амортизаторы. Ворошиловградским тепловозостроительным заводом им. Октябрьской революции и машиностроительным институтом¹ совместно с Харьковским политехническим институтом разработана конструкция и изготовлен опытный образец подрезиненного колеса для тепловоза 2ТЭ10Л (рис. 110).

Ступица 8 с диском 11 соединена с ободом 14, имеющим выступ 12, нажимным диском 7 и двумя кольцевыми резиновыми амортизаторами 9, 10 с армировочными пластинами 2, 3 и 5. Стальные и резиновые диски стянуты болтами 13 и шпильками 6. На боковых поверхностях кольцевой части обода 12 имеются приливы 4, на которые опираются армировочные пластины.

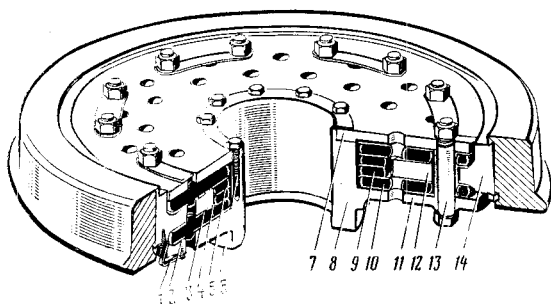


Рис. 110. Подрезиненное колесо Ворошиловградского завода

¹ Материалы представлены Ворошиловградским машиностроительным институтом.

Приливы необходимы для создания между сопрягаемыми поверхностями амортизаторов и обода зазоров для циркуляции охлаждающего воздуха.

Чтобы использовать это колесо на электровозе для передачи электротока установлен шунт 1.

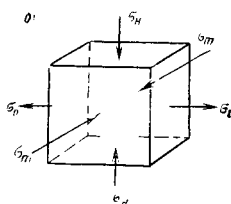
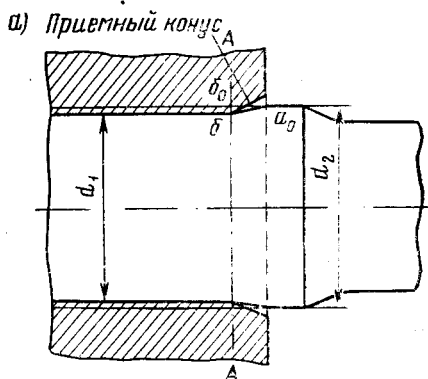
При вращении колеса вертикальная нагрузка вызывает в резиновых амортизаторах деформацию знакопеременного сдвига. Крутящий момент также создает в резиновых дисках окружные напряжения сдвига, складывающиеся с напряжениями от вертикальной нагрузки. За счет параллельного включения амортизаторов достигается снижение деформации сдвига в резине.

Расчетное напряжение сдвига при действии максимальной нагрузки на колесо с учетом динамической нагрузки, силы тяги и крутящего момента $2,5 \text{ кгс/см}^2$.

При сборке колеса предусмотрено предварительное сжатие резиновых дисков усилием около 50 тс, что должно исключить появления напряжений растяжения в резине от переменных по направлению боковых сил и повысить долговечность амортизаторов.

41. Расчет на прочность осей тепловозов

Условия работы локомотивных осей. Оси локомотива работают со знакопеременными напряжениями. Как показывают испытания, цикл изменения напряжений близок к симметричному. Частота основного цикла изменения напряжений от нагрузки на шейки осей совпадает с числом оборотов колеса в секунду. На напряжения основного цикла накладываются напряжения, зависящие от ускорений неподрессоренных частей. Частота этих ускорений связана с жесткостью рельсового пути и самой оси. Она значительно выше частоты основного цикла.



Как показывают испытания и расчеты, ускорения неподрессоренных частей достигают (5—7) g и выше, а следовательно, силы инерции, дополнительно нагружающие шейки осей, достигают больших величин и должны учитываться при расчете.

Значительные «пиковые» напряжения вызываются совпадением действующих на колесную пару нагрузок и должны учитываться при определении несущей способности оси.

Трещины усталости в осях локомотивов появляются в результате длительного воздействия знакопеременной нагрузки и возникают, как правило, в зоне прессовой и тепловой посадок вблизи сечений, ограничивающих посадку.

Уменьшение прочности оси в местах посадки вызывается неблагоприятной эпюрой остаточных напряжений у граничных сечений посадки. При тепловой или прессовой посадке в граничных сечениях возникают остаточные напряжения растяжения, которые, складываясь с напряжениями переменного цикла при движении локомотива, уменьшают прочность оси в зоне посадок.

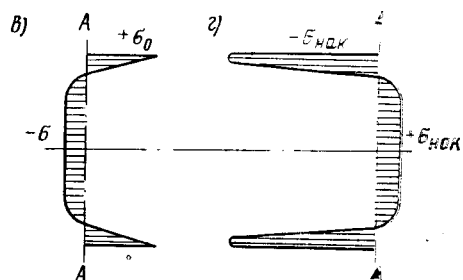


Рис. 111. Схема прессовой посадки

Место защемления подступичной части с внутренней стороны (рис. 111, а) проходит по сечению $A - A$. Переход от диаметра запрессованной части d_1 к диаметру d_2 осуществляется по кривой δa_0 , длина которой больше $\delta_0 a_0$.

Схема действия напряжений в периферийном элементе, вырезанном из части оси δa_0 , примыкающей к границе прессовой посадки, показана на рис. 111, б. От прессовой посадки возникли остаточные нормальные σ_n и тангенциальные σ_t напряжения сжатия, что вызывается постепенным уменьшением диаметра с d_2 до d_1 . В осевом направлении появятся остаточные напряжения растяжения σ_0 . Эти напряжения зависят от натяга прессовой посадки и достигают 8—10 кгс/мм² (рис. 111, в).

Одной из лучших технологических мер повышения усталостной прочности осей является упрочняющая накатка участков оси, где возможно появление усталостных трещин. Упрочняющая накатка создает благоприятное распределение напряжений (рис. 111, г). В поверхностных слоях металла возникают напряжения сжатия, компенсирующие напряжения растяжения от посадки.

Силы, действующие на ось. Величины сил, действующих на отдельные элементы оси в кривом участке пути (рис. 112), необходимых для расчета оси на прочность, имеют следующие обозначения:

$P_{\text{шн}}$ и $P_{\text{шв}}$ — нагрузка на шейки осей со стороны наружного и внутреннего рельсов;

F_K — сила тяги на ободе колеса;

R_n и R_v — вертикальные реакции наружного и внутреннего рельсов;

E_1 и E_2 — горизонтальные реакции буксовых направляющих для наружного и внутреннего колес;

P_3 — вертикальная составляющая усилия, возникающего от крутящего момента на зубе колеса; для ведущей шестерни усилие P_3 (показано пунктиром) имеет обратный знак;

P_3 — горизонтальная составляющая, возникающего от крутящего момента на зубе ведомого колеса;

P_{n1} и P_{n2} — горизонтальные реакции на моторно-осевых шейках, вызываемые силой P_3 ;

P_{a1} и P_{a2} — вертикальные усилия, передаваемые на ось левым и правым подшипником, появляющиеся при возникновении силы P_3 на зубе ведущей шестерни;

P_d — составляющая от веса тягового электродвигателя на моторно-осевые шейки;

P_c — составляющая от реактивного момента остова двигателя на моторно-осевые шейки;

P_n и P'_n — силы инерции, появляющиеся на моторно-осевых и буксовых шейках оси при вертикальных ускорениях;

Y' — боковое давление на направляющее колесо;

Q_v — составляющая силы трения между бандажом колеса и внутренним рельсом, совпадающая с направлением оси;

Y_p — усилие, возникающее между колесной парой и рамой тележки, передаваемое буксой на торец оси.

Все силы при расчете приняты в кгс. Силы инерции P_n и P'_n определяют путем умножения веса неподрессоренных частей на их ускорение (см. гл. XVI).

Динамическую нагрузку на шейку оси $P_{\text{шд}}$ определяют методом, приведенным в главе XVIII, путем умножения статической нагрузки на шейку $P_{\text{шт}}$ на коэффициент динамичности κ_d . Реакции наружного и внутреннего рельсов при движении по кривой вычисляют по методике, изложенной в главе XIX. Приближенное значение нагрузки на шейку оси со стороны наружного рельса может быть принято равным $P_{\text{шн}} = 1,3 P_{\text{шв}}$.

Определение сил $P_{\text{шн}}$, $P_{\text{шв}}$, Y' , Q_v и Y_p дано в главе XIX. Приближенно можно принять $Y_p = 0,6 P_{\text{ст}}$. При расчете на усталостную прочность горизонтальные силы F_K , E_1 , E_2 , P_{3n} , P_{n1} и P_{n2} не определяют, так как влияние их на прочность оси при значительной скорости движения невелико.

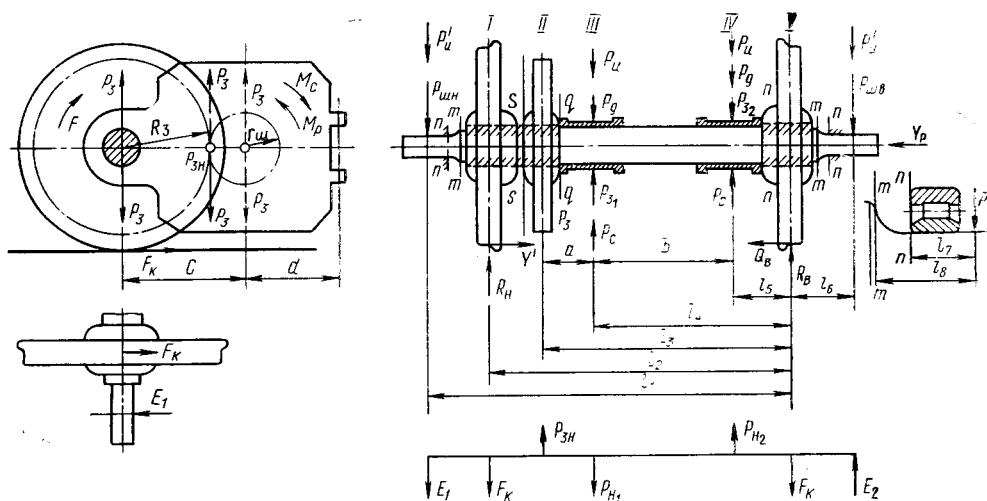


Рис. 112. Схема к расчету оси на прочность

Усилие P_3 , возникающее от момента, передаваемого ведущей шестерней, подсчитывают по крутящему моменту M_p тягового двигателя и диаметру начальной окружности шестерни $d_{ш}$.

Следует отметить, что вертикальные ускорения колесных пар приводят к значительному кратковременному увеличению усилия на зубья тяговой передачи, что обычно не учитывается в расчете.

Усилия, передаваемые на ось левым подшипником P_{31} и правым P_{32} , могут быть определены из следующих выражений, вытекающих из условий равновесия (см. гл. VII)

$$P_{31} = \frac{P_3}{2} \left(\frac{d}{c+d} + \frac{a + \frac{b}{2}}{\frac{b}{2}} \right) \quad \text{и} \quad P_{32} = \frac{P_3}{2} \left(\frac{a + \frac{b}{2}}{\frac{b}{2}} - \frac{d}{c+d} \right).$$

Размеры a , b , c и d определяют из схемы подвески двигателя.

Составляющие от веса тягового электродвигателя на шейки моторно-осевых подшипников приближенно определяют из предположения, что его вес распределяется пополам на ось и пружинную подвеску. Составляющие от реактивного момента станины на моторно-осевые подшипники

$$P_c = \frac{M_c}{2(c+d)}.$$

Реактивный момент остова равен крутящему моменту якоря, но направлен в противоположную сторону.

Расчет оси на усталостную прочность. Размеры оси должны быть определены таким образом, чтобы замена ее производилась по износу, а не по трещинообразованию. Расчетная скорость среднеексплуатационного режима с достаточной степенью приближения соответствует средней технической скорости. Для грузовых локомотивов расчетную скорость можно принять равной около 60—70 км/ч, для пассажирских локомотивов — 80—100 км/ч.

Влияние крутящего, а также изгибающего моментов от силы тяги в горизонтальной плоскости при этих скоростях настолько мало, что можно ограничиться определением напряжений в опасных сечениях от изгибающих моментов в вертикальной плоскости.

По схеме рис. 112 определяют моменты для расчетных сечений от вертикальных и горизонтальных сил, возникающих в кривой. Цифрами I, II, III,

IV, V отмечены сечения под силами; буквами *nn*, *mm*, *ss* и *qq* — сечения с концентрацией напряжений. При подробном расчете оси, целесообразно построить эпюры моментов. Изгибающие моменты от этих обеих групп нагрузок суммируют алгебраически, так как они действуют в одной и той же (вертикальной) плоскости. Расчеты целесообразно вести для обоих направлений движения.

Допускаемое напряжение определяется исходя из предела усталости при изгибе для знакопеременного цикла $\sigma_{и-1}$ и коэффициента запаса прочности n_σ . Значения $\sigma_{и-1}$ коэффициентов концентрации напряжений в зависимости от величины радиуса галтели между шейкой и предподступичной частью и коэффициентов, учитывающих влияние абсолютных размеров оси, — могут быть приняты на основании данных, приводимых для расчета на выносливость в справочной литературе по общему машиностроению [19]. При проектировании, однако, надежнее пользоваться данными, полученными при усталостных испытаниях натуральных локомотивных и вагонных осей.

Результаты испытания моделей с прессовыми посадками, близких по размерам к натурным осям, позволяя достаточно обоснованно считать предел усталости осевой стали по трещинообразованию в зоне подступичной части равным 6—7,5 кгс/мм². Предел усталости осевой стали по излому в зоне посадки роликовых подшипников можно принять равным 7—8,5 кгс/мм², учитывая уменьшенный натяг и сравнительно небольшую толщину колец роликовых подшипников. Для средней части осей можно принимать $\sigma_{и-1} \approx 13$ кгс/мм².

При расчете на выносливость запас прочности, определяемый по пределу усталости, должен быть не меньше 1,3—1,5. Если принята приближенная расчетная схема и нет ее экспериментальной проверки, то запас прочности следует увеличить до 1,5—1,8 [19]. Точность расчета зависит от достоверности принятых исходных данных. Для определения расчетных напряжений следует пользоваться результатами испытаний образцов, близких по своим размерам к проектируемой детали.

При конструировании оси нужно помнить, что предел усталости по трещинообразованию ниже предела выносливости по излому.

Существенное повышение усталостной прочности по трещинообразованию достигается накаткой и покрытием подступичной части оси лаковой пленкой ВДУ-3 или ГЭН-150 (В).

Пример. Определить диаметр подступичной части оси из расчета на усталостную прочность. Данные для расчета: $2P_{ст} = 20,5$ тс, $2q = 4,7$ тс, $v = 60$ км/ч, диаметр колеса $d_k = 1050$ мм, вес буксы и балансира $G_6 = 260$ кг, $l_1 = 1857$ мм, $l_2 = 1580$ мм, $l_6 = 277$ мм.

Определяем вертикальные силы, действующие на ось. Статическая нагрузка на шейку $P_{ш ст} = P_{ст} - q = \frac{20,5 - 4,7}{2} = 7,9$ тс. Нагрузка на шейки оси в кривом участке пути:

$$P_{шн} = 1,3 P_{ш ст} = 10,25 \text{ тс};$$

$$P_{шв} = P_{шн} - 2\Delta P,$$

где $\Delta P \approx 0,1 P_{ш ст}$ — изменение нагрузки на шейки осей за счет крена подрессоренной части тепловоза. $P_{шв} = 8,67$ тс.

Сила инерции буксы и балансира

$$P'_и = \frac{G_6 w}{g},$$

где

$$w = \left(2 + 0,13 \frac{v}{\sqrt[3]{(2g)^2}} \right) = \left(2 + 0,13 \frac{60}{\sqrt[3]{4,7^2}} \right) g = 5,9 g$$

Следовательно, $P'_и = \frac{260}{9,81} 5,9 g = 1300$ кгс.

Горизонтальные силы в кривой принимаем ориентировочно: рамное давление:

$$Y_p = 0,6 P_{ст} = 6150 \text{ кгс};$$

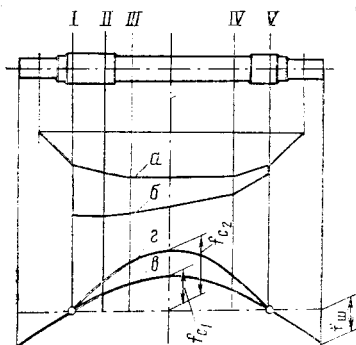


Рис. 113. Эпюры изгибающих моментов и кривые изгиба оси

поперечная сила трения с учетом разгрузки колеса, катящегося по внутреннему рельсу, за счет крена подрессоренной части и момента от рамного давления

$$Q_B = \left(P_{ст} - \frac{\Delta P (l_1 + l_2)}{l_2} - \frac{Y_p r}{l_2} \right) \mu,$$

где μ — коэффициент трения скольжения колеса по рельсу. При $\mu = 0,25$ $Q_B = 1800$ кгс боковое давление

$$Y' = Y_p + Q_B = 6150 + 1800 = 7950 \text{ кгс.}$$

Определяем изгибающие моменты в сечении I (см. рис. 112) в зоне подступичной части:

от действия вертикальных сил $M_{IV} = (P_{шн} + P'_n) (l_1 - l_2) = (10\,250 + 1300) (185,7 - 158) = 320\,000$ кгс·см. От действия горизонтальных сил

$$M_{Iг} Y' \frac{d_K}{2} = 7950 \frac{105}{2} = 416\,000 \text{ кгс·см.}$$

Результирующий изгибающий момент:

$$M_{IV} + M_{Iг} = 736\,000 \text{ кгс·см.}$$

Предел усталости для зоны подступичной части может быть (с учетом накатки) принят равным $\sigma_{и-1} = 750$ кгс/см², а запас прочности $n_\sigma = 1,3$, тогда диаметр подступичной части будет равен:

$$d_{пч} = \sqrt[3]{\frac{M_I n_\sigma}{0,1 \sigma_{и-1}}} = \sqrt[3]{\frac{736\,000 \cdot 1,3}{0,1 \cdot 750}} = 23,4 \text{ см,}$$

или с округлением 235 мм.

Для определения диаметров остальных элементов оси вычисляются наибольшие изгибающие моменты для каждого участка оси. На рис. 113 показана эпюра изгибающих моментов (а и б) для оси, рассчитанной в примере.

42. Построение кривой изгиба оси

При проектировании зубчатой передачи для опорно-осевой подвески тяговых двигателей необходимо учитывать деформации оси (см. гл. XI).

Задача определения прогибов оси сводится к построению эпюры изгибающего момента от фиктивной нагрузки, меняющейся так же, как меняется действительный изгибающий момент. Так как ось представляет собой балку переменного сечения для получения прогибов различных сечений оси в одном и том же масштабе, надо перестроить эпюру изгибающих моментов, чтобы учесть различную по величине жесткость отдельных участков оси.

Эпюра прогибов оси обычно строится методом веревочного многоугольника в такой же последовательности, как это изложено в главе VI при описании построения эпюры прогибов рамы тепловоза.

Пользуясь построенной эпюрой, легко определить необходимый для проектирования зубчатой передачи угол изгиба оси в зоне посадки зубчатого колеса (см. гл. XI). Наибольшая стрела прогиба (см. рис. 113, в, г) для средней части оси от вертикальных сил равна 0,7 мм; с учетом горизонтальных сил 1,1 мм. Угол изгиба оси в зоне посадки зубчатого колеса от вертикальных сил 4', с учетом горизонтальных сил — 7,5'.

43. Конструкция роликовых букс

Все локомотивы выпускают с роликовыми буксовыми подшипниками. Применение роликовых подшипников вместо подшипников скольжения сокращает расход цветных металлов, смазки и подбивочных материалов и упрощает обслуживание локомотивов. За счет уменьшения сопротивления движению локомотивов достигается экономия топлива.

Наибольшее распространение в подвижном составе получили простые по конструкции подшипники с цилиндрическими роликами, обеспечивающие большую радиальную грузоподъемность и большое осевое перемещение (до 15—20 мм).

Неразъемный корпус 7 (рис. 114) челюстной буксы отливают из стали марки 25ЛП. Продольные и боковые усилия передаются на раму через сменные наливники 23 и 24 из стали марки 60Г. В соприкосновение с рамой входит внутренний бурт буксы, к которому и приварен наливник 24.

Нагрузка на буксу передается через сменные опоры 5 и 11. В буксе установлены два роликовых подшипника 6 и 10, предназначенные для вертикальных нагрузок. Боковые силы воспринимаются осевым упором 16 с бронзовой заливкой. Для смазки осевого упора имеется войлочный фитиль 19. Упор прикреплен к буксе четырьмя винтами 18. Прокладками 15 регулируют разбег буксы на шейке оси. Отверстие в упоре закрыто крышкой 17.

Лабиринтное уплотнение выполнено в задней крышке 4 буксы, в кольцевые выточки которой входят выступы лабиринтного кольца 3. Уплотнение дополняется войлочным кольцом 2 и жировыми канавками 1. Между подшипниками

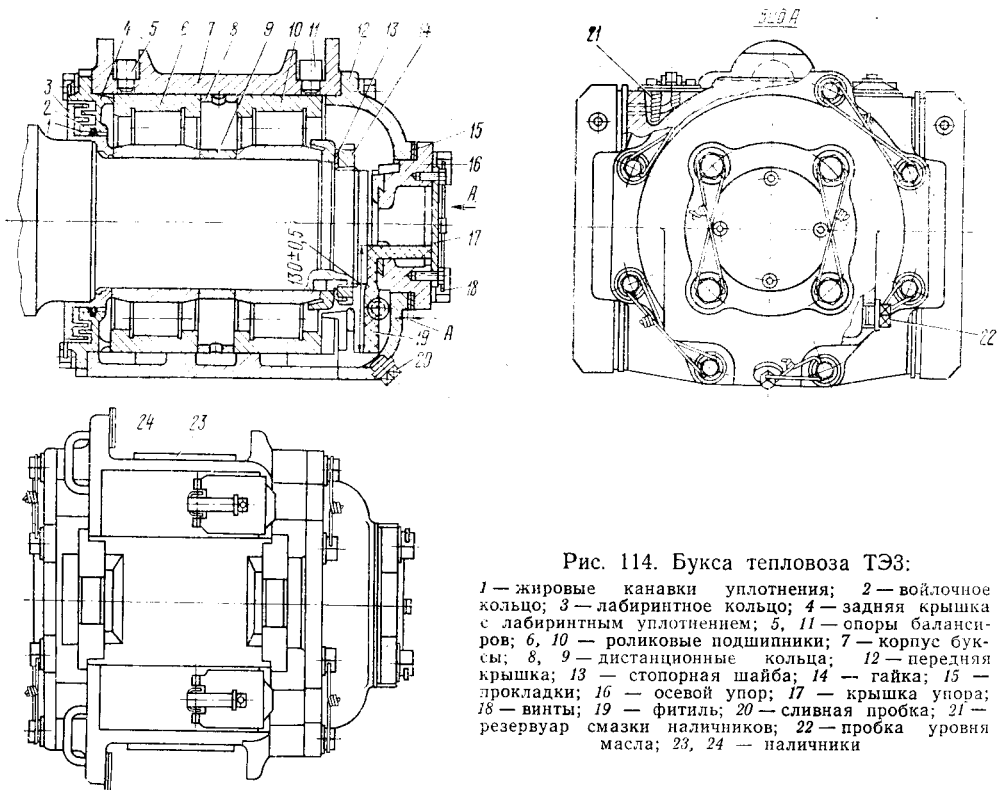


Рис. 114. Букса тепловоза ТЭЗ:

1 — жировые канавки уплотнения; 2 — войлочное кольцо; 3 — лабиринтное кольцо; 4 — задняя крышка с лабиринтным уплотнением; 5, 11 — опоры балансиров; 6, 10 — роликовые подшипники; 7 — корпус буксы; 8, 9 — дистанционные кольца; 12 — передняя крышка; 13 — стопорная шайба; 14 — гайка; 15 — прокладки; 16 — осевой упор; 17 — крышка упора; 18 — винты; 19 — фитиль; 20 — сливная пробка; 21 — резервуар смазки наливников; 22 — пробка уровня масла; 23, 24 — наливники

установлены дистанционные кольца 8 и 9. Комплект подшипников закреплен гайкой 14 со стопорной шайбой 13.

Для плотности между крышками 4, 12 и корпусом буксы ставят два ряда шелковой нити или прокладки толщиной 0,6 мм из фибры или паронита. Начальный радиальный зазор роликовых подшипников 0,1—0,165 мм. Разница в зазорах двух подшипников не должна быть больше 0,03 мм. Натяг внутренних колец для посадки должен быть 0,025 — 0,077 мм. Наружные кольца подшипников устанавливают в нагретый и смазанный корпус буксы.

Подвешенный корпус с наружными кольцами и роликами надвигают на шейку оси. После сборки букса должна от руки поворачиваться на шейке. Собранные колесные пары с подвешенными тяговыми электродвигателями должны проходить испытания при нагруженных шейках осей. Во время стендового испытания проверяют температуру буксы.

Роликовые буксы на тепловозах ТЭЗ смазывают автотракторным маслом АКП-10 (автол 10) ГОСТ 1862—63, заливая его до нижней кромки отверстия с пробкой 22. Для слива масла служит отверстие с пробкой 20 на прокладке. Буксовые наливники смазывают осевым маслом Л1 или 3 в зависимости от времени года. Смазка из резервуара 21 фитилями по трубочкам подается к наливникам.

Применение жидкой смазки в роликовых буксах тепловоза ТЭЗ вызвано установкой упоров с трением скольжения. Это приводит к повышенному расходу масла по сравнению с буксами, работающими на консистентной смазке.

Для снижения боковых давлений на рельсы осевые упоры 1 (рис. 115) при перемещении колесной пары передают нагрузку на пружину 6. Начальная затяжка пружины 1600 кгс, упругий разбег на сторону равен 11 мм. Свободный разбег между торцом оси и упором равен 1,5 мм на сторону. В дополнение к горячей посадке внутренние кольца подшипников укреплены стопорным кольцом 4.

Для правильной установки колесной пары относительно рамы тележки нужно регулировать не суммарный разбег, а разбег на каждую сторону. Средняя ось имеет разбег на сторону 14—15 мм. Упор выполняется неподвижным. Нагрузка на буксу передается через промежуточную опору (арку) 3 на края буксы. Это приводит к лучшему распределению нагрузки на ролики подшипников, значительно повышая их долговечность. Такой способ передачи нагрузки на ролики позволил уменьшить габариты подшипника. Наружный диаметр подшипника с 320 мм уменьшен до 290 мм, тип подшипника 3Н32 532 Л1. В варианте буксы, изображенном на рисунке, предусмотрена жидкая смазка АКП10

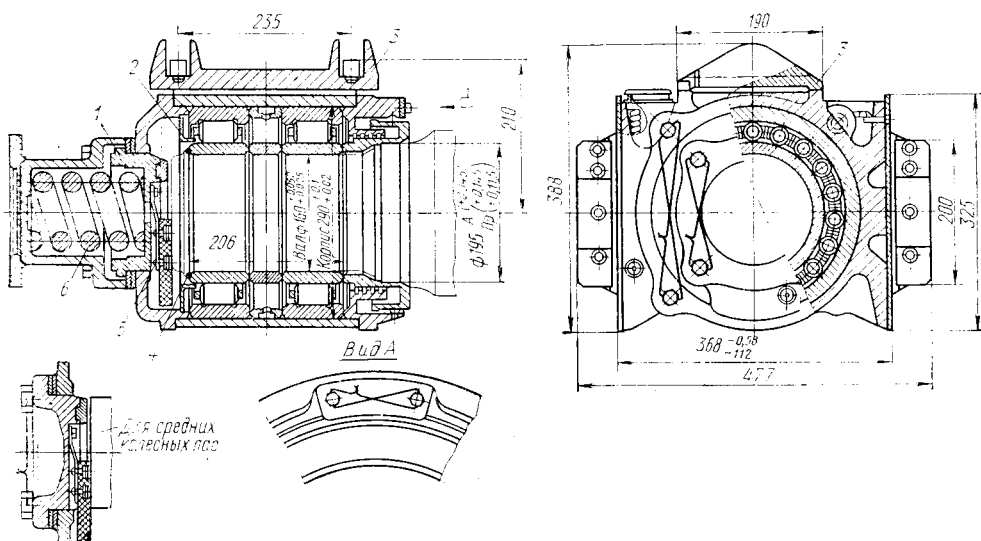


Рис. 115. Букса тепловоза 2ТЭ10Л

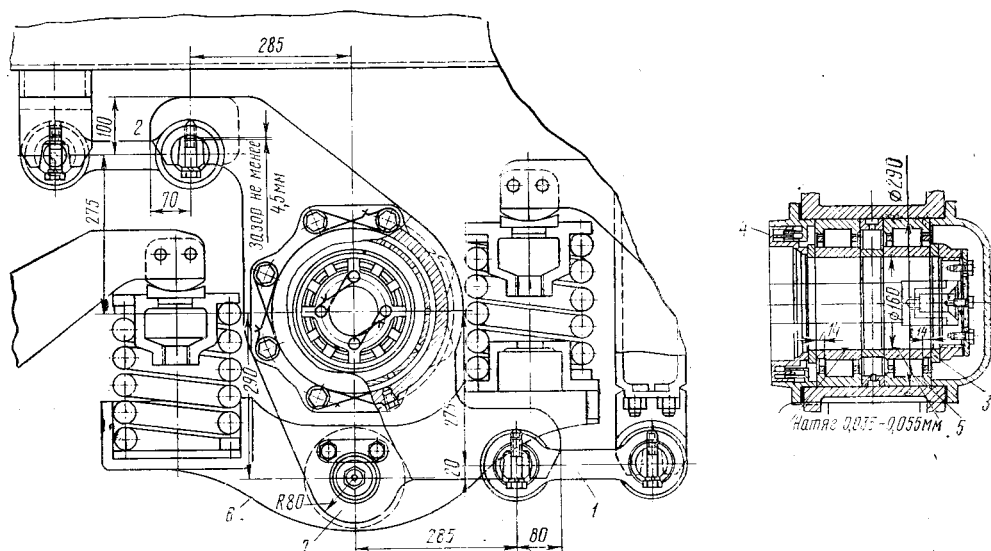


Рис. 116. Буксовый узел средней оси тепловоза ТЭП60

для осевого упора и консистентная смазка 1-ЛЗ ГОСТ 12811—67 для роликовых подшипников. Для разделения масла в переднюю крышку буксы вварена диафрагма 2. Фитиль осевого упора приклепан к стальной пружине 5 для лучшего смазывания осевого упора.

Наличники смазываются из резервуаров в корпусе буксы в летний период осевым маслом Л и в зимний маслом З ГОСТ 610—72. Смазка для наличников и осевого упора добавляется в процессе эксплуатации. При нормальных условиях работы буксы консистентную смазку заменяют при подъемочных и заводских ремонтах.

На тепловозах ТЭП60 буксы (рис. 116) соединены с рамой тележки поводками 1 и 2 с резино-металлическими втулками. Для снижения боковых давлений на крайние колесные пары средняя ось имеет разбег 14 мм на сторону за счет осевого перемещения роликов по внутренним кольцам. Разбег ограничен упорными кольцами 3. Применяется консистентная смазка.

Конструкция лабиринтного кольца 4 обеспечивает большое боковое перемещение колесной пары. Боковые силы передаются на торцы роликов. Ролики через бурты наружных колец 5 передают эти силы на крышки буксы и через поводки 1 и 2 — на раму тележки. В этой конструкции на торцах роликов может возникать большая нагрузка. Для средней колесной пары такие нагрузки возникают редко, так как весь разбег используется в кривых небольшого радиуса.

У крайних осей свободный разбег ограничен незначительным технологическим зазором. В этом случае на торцы передаются значительные боковые силы, вызывающие усталостные повреждения роликов.

В новом варианте букс крайних осей тележки (рис. 117) тепловоза ТЭП60 цилиндрические роликовые подшипники крайних осей разгружены от боковых сил постановкой радиальных шариковых подшипников 8Н232, прилегающих к крышкам букс.

Вертикальная нагрузка на буксы крайних и средней осей передается балансирами 6 через валик, входящий в проушины буксы 7. (см. рис. 116).

На тепловозах ТЭ109 и 2ТЭ116, а также на ряде тепловозов 2ТЭ10 Л установлены поводковые буксы (рис. 118 а, б). Применение индивидуального подвешивания позволило упростить конструкцию буксы. Нагрузка от рамы тележки передается пружинами на кронштейны буксы.

Тормозные силы и сила тяги передаются на раму тележки поводками с резино-металлическими втулками. Боковые силы передаются осью колесной пары

через упорный шариковый подшипник 1 (типа 8320 ГОСТ 6874—66) на конический резиновый амортизатор 2, установленный с предварительным сжатием 11 мм (усилие 1600 кгс) между упором 4 и крышкой 3. При усилии 6000 кгс максимальный прогиб амортизатора равен 31 мм. Упругий разбег крайних колесных пар равен 15 мм.

Средняя колесная пара тележки имеет свободный разбег на сторону 14 мм. Конструкция упора средней колесной пары показана на рис. 118 поз. 10, 11, 12. В крышке установлен тот же упорный шариковый подшипник. Подшипник сжат вращающимся упором 10 усилием 200 кгс. Усилие создается за счет пружины 11, вращающейся вместе с упором 10. Вращение обеспечивается шариковым подшипником 12 (тип 46108 ГОСТ 831—62).

Аналогичная конструкция упора у крайних букс. Синхронизация вращения упора с осью достигается валиком 5. Для установки амортизатора к корпусу буксы приварен кронштейн 9. Задняя крышка буксы 6, лабиринтное кольцо 7 и планка 8, предотвращающая сползание буксы при транспортировке колесной пары, унифицированы с буксой челюстного типа.

Применение подшипников качения позволило отказаться от жидкой смазки для осевого упора, что упростило обслуживание буксы и снизило расход масла. Букса заправляется консистентной смазкой, заменяемой при нормальной эксплуатации, на подъемном и заводском ремонтах. Смазка может быть добавлена прессом через пробку, расположенную снизу буксы.

Для демонтажа валиков поводков предусмотрено приспособление (рис. 118, правая часть, внизу).

При значительных деформациях осей и валов применяют сферические самоустанавливающиеся роликовые подшипники. Однако цилиндрические подшипники из-за простоты устройства и ремонта, меньшей стоимости, большей долговечности при работе на радиальную нагрузку вытесняют более сложные типы подшипников.

Чтобы снизить концентрацию контактного давления у кромок цилиндрических роликов, им по концам придается форма усеченных конусов с конусностью 0,0025—0,0045. Внутренние кольца роликовых подшипников насаживают на ось с определенным натягом, зависящим от конструкции подшипника и диаметра шейки. Перед посадкой кольцо нагревают в масле до 90—120° С. Для снятия внутренние кольца цилиндрических подшипников предварительно нагревают индукционными нагревателями.

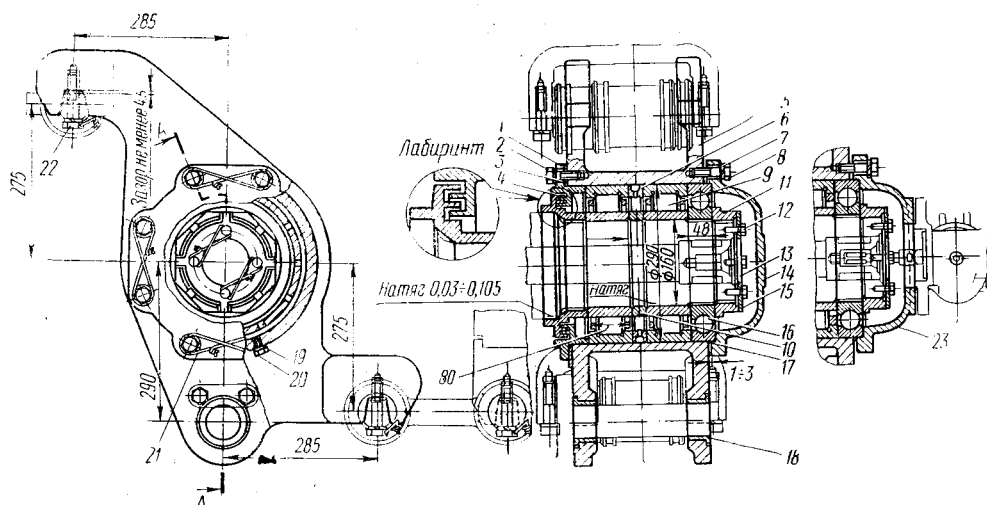


Рис. 117. Буксовый узел крайней оси тепловоза ТЭП60:

1 — крышка буксы задняя; 2, 8, 12, 22 — винты; 3 — кольцо проставочное разъемное; 4 — лабиринтное кольцо; 5 — корпус буксы; 6, 10 — кольца дистанционные; 7 — шайба пружинная; 9 — роликовый подшипник; 11 — гайка; 13, 21 — стопорная проволока; 14 — крышка; 15 — пластина; 17 — шнур крученый; 18 — втулка металлокерамическая; 19 — прокладка; 20 — пробка; 23 — крышка буксы для установки привода скоростемера

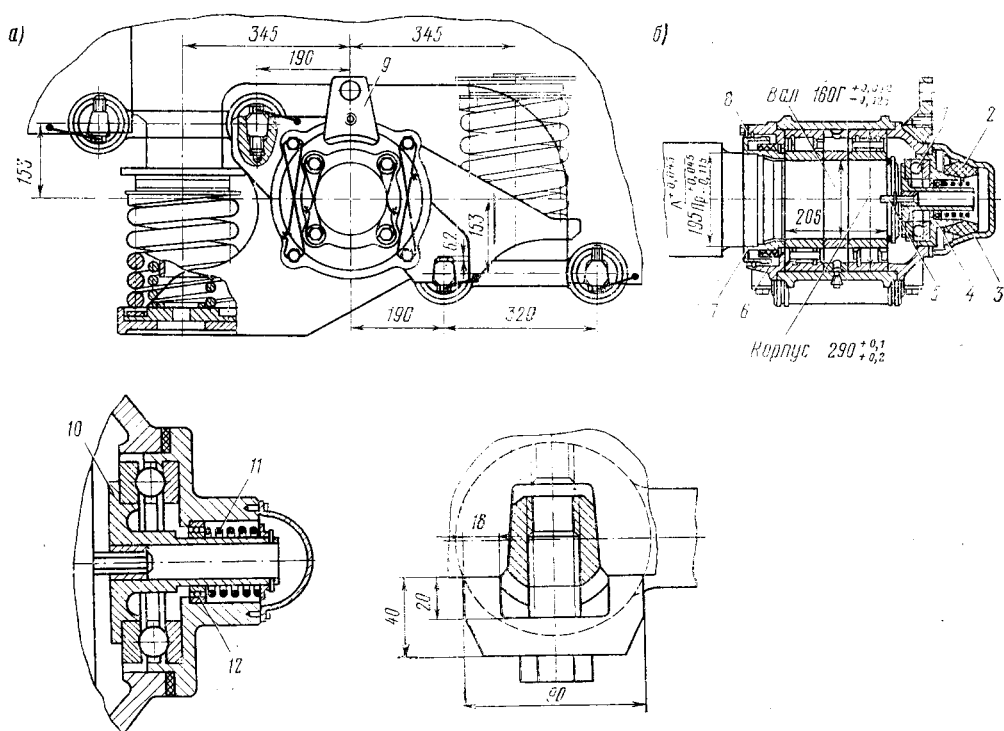


Рис. 118. Букса бесчелюстной тележки тепловозов 2ТЭ10Л

Усталостная прочность шеек осей во многом зависит от правильности посадки подшипников. Наиболее напряженной зоной шейки оси является часть ее, расположенная у внутренней грани подшипника со стороны галтели. Чтобы повысить предел выносливости шеек осей, цилиндрическую часть шейки плавно сопрягают с переходной галтелью и всю шейку упрочняют накаткой.

44. Выбор роликовых подшипников

Роликовые подшипники изготовляют из высокопрочных хромистых сталей ШХ-15СГ при твердости после термообработки $HRC = 62 \div 65$. Приближенный расчет локомотивных роликовых подшипников строится исходя из срока службы подшипника до появления усталостного износа (выкрашивания) металла на поверхности роликов и беговых дорожек.

Зависимость между сроком службы, нагрузкой и частотой вращения выражается эмпирической формулой $Q(nh)^{0,3} = C$,

где Q — приведенная радиальная нагрузка на подшипник, кгс;

n — частота вращения подшипника, об/мин;

h — срок службы подшипника, ч (расчетная долговечность);

Коэффициент работоспособности подшипника, указываемый в каталогах или определяемый по эмпирической формуле: $C = f_c i z^{0,7} d_p l_p$.

Здесь

i — число рядов роликов;

z — число роликов в ряду;

d_p — диаметр ролика, мм;

l_p — рабочая длина роликов; для цилиндрических роликов $l_p \approx 0,9l$, где l — длина ролика;

f_c — коэффициент динамической стойкости, зависящий от типа материала и точности изготовления подшипников; для подшипников подвижного состава при $\frac{l_p}{d_p} \approx 1,25 \div 2$; $f_c = 70 \div 80$.

Приведенная радиальная нагрузка на подшипник тепловозной буксы

$$Q = (R + mY_p) K_\sigma,$$

где R — радиальная нагрузка на подшипник, кг, с учетом нагрузки, приходящейся на шейку, и силы тяги, реализуемой одним колесом;

Y_p — осевая нагрузка, кгс;

m — коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной.

K_σ — коэффициент, учитывающий влияние динамических усилий; для тепловозных букс $K_\sigma = 1,5 \div 3$.

Если известна динамическая нагрузка на шейку оси с учетом ускорения букс, величину K_σ определяют как отношение динамической нагрузки к статической. Долговечность подшипника должна быть 20 000—30 000 ч.

Для цилиндрических подшипников, смонтированных в буксе с осевым упором, $m = 0$; для сферических подшипников $m = 3$; для конических роликовых подшипников $m = 1,3$.

Величину Y_p можно в среднем принять равной $0,45 P_{ст}$, где $P_{ст}$ — статическая нагрузка одного колеса на рельс.

По статистическим данным, грузовые локомотивы около 50% времени используют силу тяги, близкую к расчетной на подъеме, при этом результирующая радиальная нагрузка будет равна

$$R_1 = \sqrt{P_{ш.ст}^2 + F_{кол}^2},$$

где $P_{ш.ст}$ — статическая нагрузка на шейку;

$F_{кол}$ — сила тяги, отнесенная к колесу.

Для остального периода времени (следование локомотива с повышенной скоростью) влиянием силы тяги можно пренебречь и считать радиальную нагрузку $R_2 = P_{ш.ст}$. Средняя величина

$$R = \frac{R_1 + R_2}{2}.$$

Расчетная частота вращения подшипника

$$n = \frac{n_1 + n_2}{2},$$

где n_1 — частота вращения при движении по подъему;

n_2 — частота вращения при движении с конструкционной скоростью;

Пример. Определить долговечность двух цилиндрических роликовых подшипников 2Н32732Г и 2Н5272Г для буксы с осевым упором грузового тепловоза: $P_{ш.ст} \approx 8200$ кгс, $F_{кол} = 3500$ кгс, $d_k = 1,05$ м, $v_p = 20$ км/ч, $v_k = 100$ км/ч. Габариты подшипника $160 \times 320 \times 108$ мм. Число роликов 2×14 . Размеры роликов 42×65 мм. Коэффициент работоспособности двух подшипников при $f_c = 70 \frac{1}{с} = 2180 \cdot 10^3$

$$R_1 = \sqrt{P_{ш.ст}^2 + F_{кол}^2} = 8900 \text{ кгс};$$

$$R = \frac{R_1 + R_{ш.ст}}{2} = 8550 \text{ кгс};$$

$$Q = K_\sigma R_1 \approx 21\,400 \text{ кгс}.$$

При $K_\sigma = 2,5$

$$n_1 = \frac{1000v_p}{60\pi d_k} \approx 100 \text{ об/мин}, \quad n_2 \approx 500 \text{ об/мин};$$

$$n = \frac{n_1 + n_2}{2} = 300 \text{ об/мин};$$

$$\lg h = \frac{10}{3} (\lg C - \lg Q) - \lg n = 4,223 \quad \text{и} \quad h = 16\,750 \text{ ч}.$$

При средней технической скорости $v_t = 55$ км/ч пробег тепловоза будет 840 000 км. При аточном нагружении буксы (см. рис. 115) расчетная долговечность подшипника может быть увеличена в 4—5 раз.

ПОДВЕШИВАНИЕ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

45. Опорно-осевое подвешивание

Тяговый электродвигатель при помощи моторно-осевых подшипников (рис. 119, а) подвешен к средней части оси. Такой способ подвешивания обеспечивает постоянство расстояния между осью колесной пары и осью якоря тягового электродвигателя.

Вкладыши подшипника, изготавливаемые из бронзы ОСЦ5-5-5, состоят из двух частей. Верхняя часть 7 вкладывается в прилив выступа тягового электродвигателя, нижняя 13, имеющая вырез для подвода смазки, прижимается крышкой 12, часто называемой шалкой, служащей одновременно резервуаром для подвода смазки. Положение вкладышей фиксируется шпонкой 14, закладываемой в выступ остова тягового электродвигателя. Резервуар крышки заполняется шерстяной пряжей 11, предварительно пропитанной в течение 24 ч в подогретом осевом масле марки Л или З. Подбивка прижимается пластиной при помощи пружиннок к шейке оси. Резервуар крышки заполнен маслом до уровня не меньше 90 мм.

На шерстяную подбивку сверху уложена подушка из пропитанных в масле хлопчатобумажных концов. Для подачи смазки широко применяются фитили. Резервуар закрыт крышкой 8 с уплотняющей прокладкой. Смазку добавляют через пробку 10. Общий разбег тягового двигателя относительно оси равен 1 мм. С одной стороны подшипник прижат к ступице колесной пары, с другой — между ступицей и подшипником установлено разъемное кольцо 6 (рис. 119, в).

Второй конец тягового электродвигателя опирается на пружинную подвеску, передающую часть веса двигателя на раму тележки. Пружинная подвеска (рис. 119, б) состоит из двух балочек 15 и 19, между которыми размещены четыре пружины 16. В отверстия балочек и кронштейнов, укрепленных на раме тележки, пропущены стержни 18, соединяющие комплект пружин с кронштейнами. Стержни предохранены от выпадания валиками 21, вставленными в отверстия кронштейнов. Выпадение валиков предупреждается шплинтами.

Балочки пружинной подвески предварительно стягивают болтами 17. После установки тягового электродвигателя в раме тележки гайки стягивающих болтов отвертывают до упора в шплинт.

Стержни пружинных подвесок ставят на место от руки или легкими ударами молотка. Перед установкой на место стержни и опорные поверхности подвесок смазывают.

На корпусе двигателя имеются два выступа 1 с прикрепленными к ним сменными подкладками, которыми двигатель опирается на балочки пружинной подвески. Эластичная подвеска одного конца тягового электродвигателя смягчает толчки от сил инерции, передаваемых на раму тележки во время движения тепловоза.

Крутящий момент передается парой зубчатых колес 2 и 3. Меньшее зубчатое колесо (ведущая шестерня), укрепляемое на валу якоря тягового электродвигателя, находится в зацеплении с зубчатым ведомым колесом, напрессованным на ось или ступицу центра. Зубчатые колеса предохраняются от пыли и грязи кожухом 4, состоящим из двух половин, соединенных между собой болтами. Кожух винтами 22 и 23 (см. рис. 119, г) прикреплен к остову электродвигателя и повторяет все его перемещения.

При опорно-осевом подвешивании электродвигателя на кожух передаются все толчки от неровностей рельсового пути и колес, что приводит к расстройству соединений кожуха, к появлению трещин в швах, утечке масла и попаданию пыли в кожух. Эти неблагоприятные условия снижают долговечность работы зубчатых колес.

Для повышения надежности работы тепловоза кожух должен обладать необходимой прочностью и герметичностью всех соединений. Кожух редуктора тепловозов 2ТЭ10Л (рис. 120) имеет улучшенную герметизацию соединений, горловины и сальниковое уплотнения со стороны моторно-осевого подшипника тягового электродвигателя. Объем смазки, заливаемой в кожух, увеличен с 3,5 до 5,5 л.

Половинки кожуха соединены плотно болтами. С каждой стороны кожуха поставлено по два болта вместо одного в прежних конструкциях. Плотность соединения в разъеме достигается промасленным асбестовым шнуром (рис. 120), укладываемым на плоскость разъема. Горловина кожуха 2 с пружинным затвором имеет лабиринтное кольцевое уплотнение.

Со стороны моторно-осевого подшипника в желоб уплотнения закладывается губчатая резина (см. рис. 120) и сверху отверстия устанавливается отбойное полукольцо 6, предотвращающее утечку масла, покрывающего при разбрызгивании верхнюю часть кожуха.

Для этой же цели на ступице колеса закрепляется отбойное кольцо. Со стороны ступицы колеса для улавливания масла к кожуху приваривается карман с отбойным кольцом. При переполнении кармана масло через отверстие перетекает в кожух.

К олову двигателя кожух присоединяется двумя винтами и одним болтом. Для повышения жесткости стенки кожуха имеют гофрированный рисунок, выполняемый штамповкой.

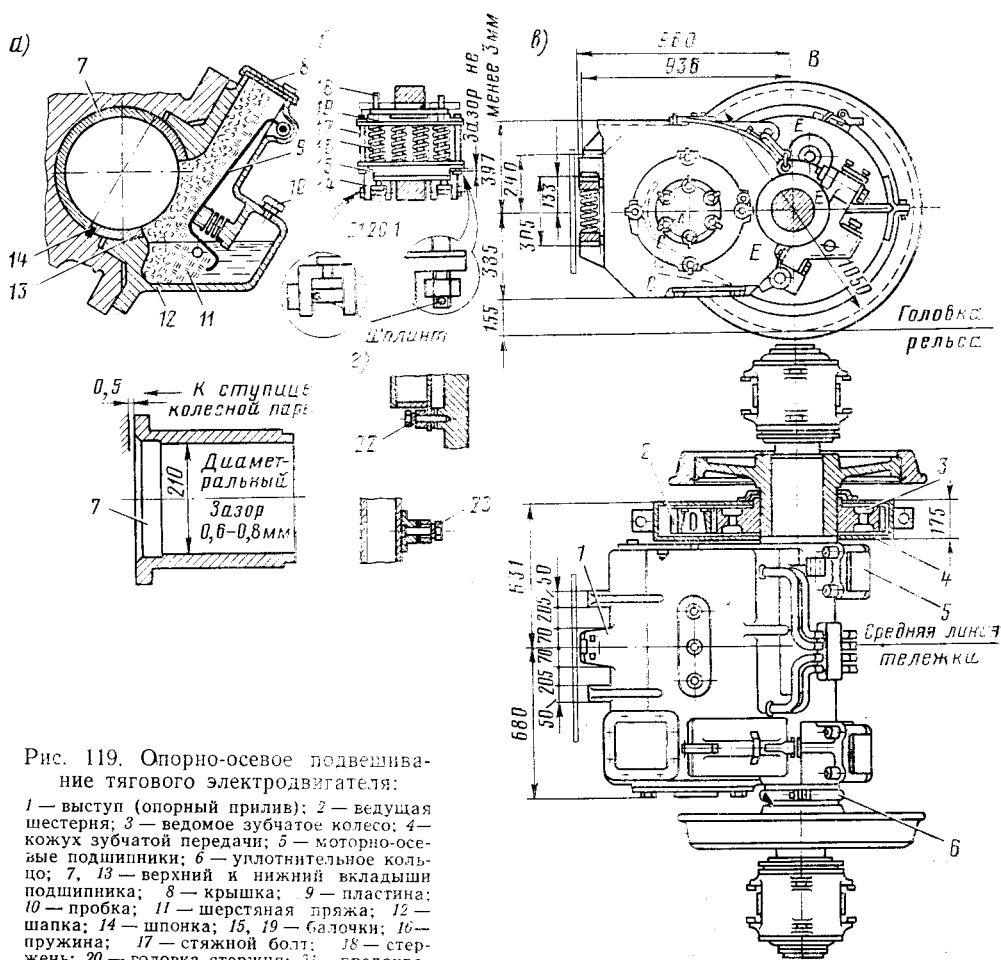


Рис. 119. Опорно-осевое подвешивание тягового электродвигателя:

1 — выступ (опорный прилив); 2 — ведущая шестерня; 3 — ведомое зубчатое колесо; 4 — кожух зубчатой передачи; 5 — моторно-осевые подшипники; 6 — уплотнительное кольцо; 7, 13 — верхний и нижний вкладыши подшипника; 8 — крышка; 9 — пластина; 10 — пробка; 11 — шерстяная пряжа; 12 — шапка; 14 — шпонка; 15, 19 — болочки; 16 — пружина; 17 — стяжной болт; 18 — стержень; 20 — головка стержня; 21 — предохранительный валик; 22, 23 — винты

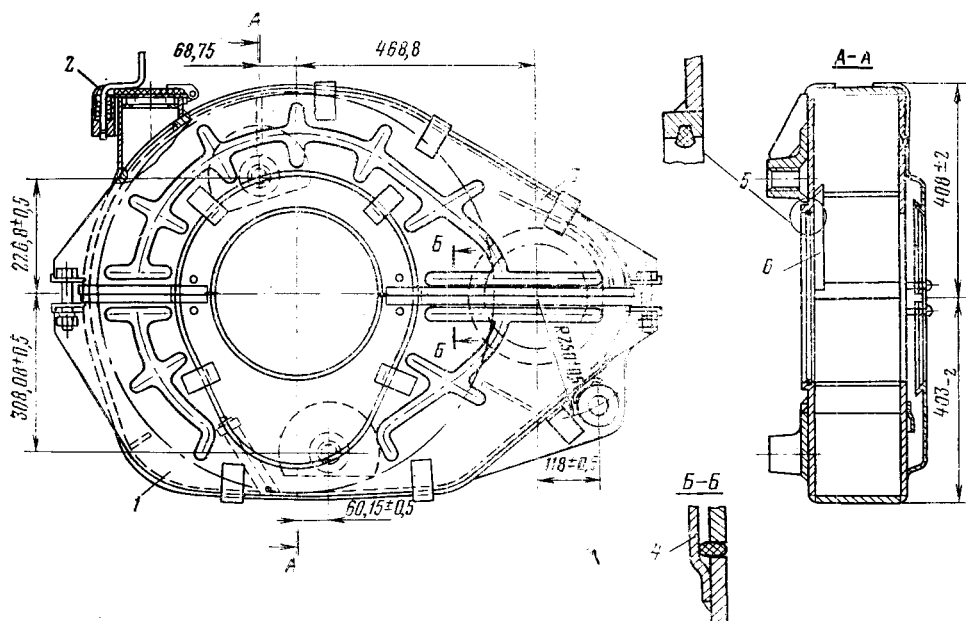


Рис. 120. Кожух тягового редуктора:

1, 3 — нижняя и верхняя части кожуха; 2 — горловина; 4 — уплотняющая накладка; 5 — уплотнение кожуха; 6 — отбойное полукольцо

Смазка зубчатой передачи, работающей при высоких контактных напряжениях, должна отличаться большой липкостью. Этим условиям удовлетворяет осерненный нигрол. Отношение числа зубцов ведомого колеса z_k к числу зубцов шестерни $z_{ш}$ носит название передаточного числа $i = \frac{z_k}{z_{ш}}$.

Для грузовых тепловозов 2ТЭ116 и ТЭ3 $i = \frac{75}{17} = 4,41$; для 2ТЭ10Л — 4,53; для пассажирских тепловозов ТЭ7 $i = \frac{66}{26} = 2,54$; ТЭП60 — 2,32.

Изменение передаточного числа позволяет приспособить грузовой тепловоз для пассажирской службы. Передаточное число определяется из основного условия, чтобы расчетная сила тяги тепловоза соответствовала длительному току тяговых электродвигателей. Этому условию соответствует передаточное число:

$$i_1 = \frac{F_k D}{2m_d M_d \eta_3},$$

где F_k — расчетная касательная сила тяги тепловоза, кгс;
 D — диаметр колес, м;
 m_d — число тяговых двигателей;
 M_d — момент на валу тягового двигателя, соответствующий длительному току;
 η_3 — коэффициент полезного действия зубчатой передачи.

Передаточное число следует проверить по наибольшему числу оборотов якоря двигателя при конструкционной скорости тепловоза. Этому условию соответствует передаточное число $i_2 = \frac{n_d}{n_k}$,
 где n_d — максимальная частота вращения якоря двигателя из условий прочности;

n_k — частота вращения колес тепловоза при конструкционной скорости. Величина i_2 должна быть больше или равна величине i_1 . Окончательная величина передаточного числа устанавливается при выборе числа зубьев z_1 для шестерни и z_2 для зубчатого колеса, так как $i = \frac{z_2}{z_1}$.

Число зубьев шестерни и зубчатого колеса связано с величиной модуля зацепления и длиной централи A (расстояние между осью вала двигателя и осью колесной пары) уравнением

$$A = m(z_1 + z_2) + (\xi_{ш} + \xi_k) m,$$

где m — модуль зацепления, мм;

$\xi_{ш}$ и ξ_k — коэффициенты коррекции шестерни и колеса [20].

Коррекция позволяет значительно увеличить опасное сечение. Напряжения изгиба в основании ножки путем коррекции можно снизить на 100%. Снижение контактных напряжений происходит за счет увеличения радиуса кривизны в точке касания зубьев. Для тепловозов ТЭЗ, ТЭ7, ТЭ109, 2ТЭ116, ТЭМ1, ТЭМ2 и ТЭП60 принят модуль $m = 10$ мм, для тепловозов 2ТЭ10Л $m = 11$ мм.

Зубчатые колеса рассчитывают на изгиб и контактную прочность с учетом динамических нагрузок [20].

После выбора передаточного числа и коррекции зубьев необходимо проверить величину коэффициента перекрытия ϵ зубчатой передачи (отношение длины дуги зацепления пары зубьев к торцовому шагу). При угловой коррекции эта величина уменьшается. Коэффициент перекрытия не должен быть меньше 1, 2 [20]. При меньшей величине ϵ в передаче со значительным износом зубьев из-за нарушения непрерывности передачи крутящего момента возникают большие динамические перегрузки, резко снижающие долговечность зубчатых колес из-за образования усталостных трещин и интенсивного износа зубьев.

Перекас зубчатых колес приводит к неравномерному распределению нагрузки по длине зуба и к чрезмерной концентрации напряжений в отдельных точках. Он возникает в результате действия следующих факторов.

1. Поворота остова тягового электродвигателя при зазорах в моторно-осевых подшипниках относительно оси тепловоза.

2. Изгиба вала ведущей шестерни под действием усилия на зубьях и перекаса за счет зазоров в якорных подшипниках.

3. Углового смещения плоскости зубчатого колеса на оси тепловоза в результате изгиба оси (см. гл. IX). Некоторая компенсация влияния зазоров в моторно-осевых и якорных подшипниках, а также деформации оси и вала достигается за счет выполнения зуба (в продольном разрезе) в виде трапеции. При изготовлении ведущих шестерен для тяговых электродвигателей тепловозов ТЭЗ и 2ТЭ10Л это обстоятельство частично учтено. Зубья ведущей шестерни имеют скос правого профиля (если смотреть на торец зуба со стороны большого диаметра конуса). Толщина зуба уменьшена в сторону двигателя на 0,16—0,20 мм (рис. 121).

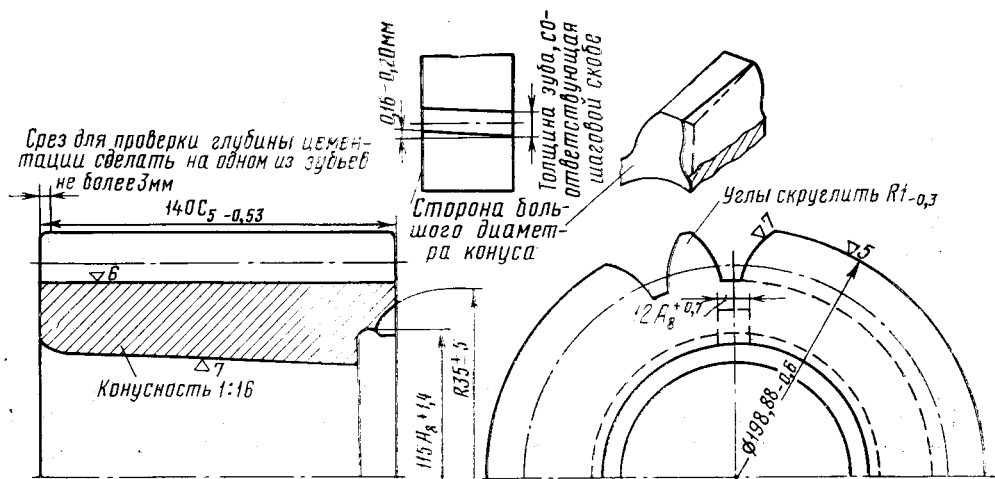


Рис. 121. Ведущая шестерня тягового электродвигателя тепловоза ТЭЗ

Вследствие тяжелых условий работы зубчатых колес их изготавливают из легированных сталей. Ведущая шестерня изготовлена штамповкой из хромо-никелевой стали 12Х2Н4А или 20ХН3А ГОСТ 4543—71 или отлита из стали 40ХНТ. Зубчатое колесо штампуется из стали 45ХН ГОСТ 4345—68.

Необходимая вязкость сердцевины зубьев шестерни и твердость поверхности достигаются термообработкой, цементацией поверхности зубьев и последующей закалкой. Перед цементацией все заусенцы должны быть устранены, а острые кромки зубьев и впадин скруглены радиусом 1—1,5 мм. После закалки зубья шлифуют. Глубина цементованного слоя после шлифовки должна быть 1,6—1,9 мм, твердость поверхности зуба $HRC \geq 59$; твердость сердцевины зуба и обода $HRC = 30 \div 45$. На наружном торце должны стоять клейма с указанием номера плавки, порядкового номера шестерни, года, месяца выпуска. Шестерня насаживается на вал тягового электродвигателя в горячем состоянии. Для этого поверхность конусного отверстия изготовлена по коническому калибру-пробке с осевым зазором между шестерней и заплечиком вала 1,1—1,3 мм. Качество прилегания конической поверхности отверстия к поверхности калибра проверяется по краске. Прилегание поверхностей должно быть не менее 75%. Затем шестерню нагревают до температуры 200° С и в горячем состоянии надевают на вал якоря до упора в заплечик. После насадки шестерни на хвостовик вала навинчивают гайку и шплинтуют ее пластинчатой замочной шайбой.

Рабочая поверхность зубьев ведомого колеса (рис. 122) закаливается токами высокой частоты на глубину 2—5 мм. Твердость закаленного слоя должна быть $HRC = 50 \div 58$, а твердость ядра зуба и обода колеса 255—311 единиц по Бринеллю. После закалки и шлифовки профиль зуба и впадины шестерни и колеса проверяют магнитным дефектоскопом.

При закалке рабочей поверхности зуба в зоне перехода от закаленного металла зуба к незакаленному металлу впадины возникают остаточные напряжения растяжения, способствующие возникновению усталостных трещин. Для устранения неблагоприятных напряжений растяжения в граничной зоне впадины накатывают роликами. Напряжения сжатия, возникающие при накатке, используются для нейтрализации напряжений растяжения, появляющихся при закалке т. в. ч. в граничной зоне. Впадина упрочняется накаткой двумя роликами диаметром 120 мм и усилием 8500—9500 кгс. Характеристика зубчатого зацепления для шестерни и колеса для $i = \frac{75}{17}$ дана в табл. 19.

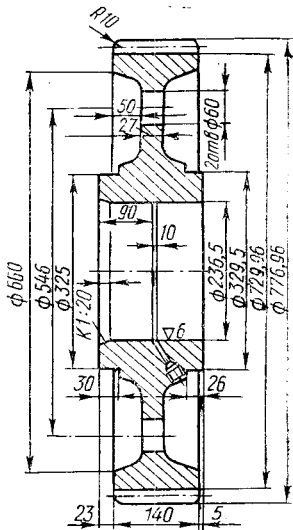


Рис. 122. Зубчатое колесо тепловоза 2ТЭ10Л

Таблица 19

Характеристика передачи	Ведущая шестерня	Ведомое зубчатое колесо
Диаметр делительной окружности d_d , мм	170	750
Модуль зацепления m	10	10
Число зубьев z	17	75
Высота головки зуба h' , мм	14,44	13,76
» ножки зуба h'' , мм	7,45	8,13
Полная высота зуба h , мм	21,89	21,89
Межцентровое расстояние A , мм	468,8	—
Контакт парных шестерен:		
по высоте зуба	Не менее 60%	—
по длине зуба	» » 50%	—

Зацепление зубчатых колес выполнено угловой коррекцией с различными коэффициентами коррекции для шестерни и зубчатого колеса [20]. Высота ножки зуба шестерни меньше, чем у зубчатого колеса. Сумма радиусов номинальных делительных окружностей равна 460 мм, а межцентровое расстояние $A = 468,8$ мм, т. е. раздвиг центров равен 8,8 мм.

В зацеплении, исправленном коррекцией, значительно усилен корень зуба, снижены напряжения изгиба в опасном сечении, уменьшены контактные напряжения.

Прилегание зубьев шестерни и колеса достигается заводской прикаткой их на стенде под нагрузкой. Долговечность работы зубчатых колес может быть значительно повышена за счет эластичного соединения венца ведомого колеса с его центром (см. гл. XVII).

Зубчатый венец колеса 1 соединен со ступицей 2 резино-металлическими амортизаторами, выполненными в двух вариантах (рис. 123).

Амортизатор 4 имеет три резиновые втулки (рис. 123, а), запрессованные между валиком и металлическими втулками. Средние втулки амортизаторов на скользящей посадке установлены в отверстия диска венца 6, а крайние в отверстиях упорных шайб 7 закреплены стопорными кольцами 5. Упорные шайбы 7 скреплены со ступицей 2 призматическими болтами 3. При передаче крутящего момента резиновые втулки работают последовательно, благодаря чему амортизатор 4 обладает большой эластичностью. Амортизатор 1 имеет две резиновые втулки повышенной жесткости, напрессованные на цапфы валика (рис. 123, б). Средняя часть валика выполнена бочкообразной. Валики закреплены цапфами с резиновыми втулками в упорных шайбах 3. Между средней частью валиков и отверстиями в диске венца имеются зазоры в 5 мм. Амортизаторы большой жесткости выполняют роль упорных элементов, вступающих в работу при больших величинах силы тяги после того, как будет выбран зазор. Благодаря большой жесткости они ограничивают прогиб эластичных элементов, предохраняя их от перегрузки. На опытных тепловозах 2ТЭ10Л установлены зубчатые колеса, имеющие 8 эластичных и 8 амортизаторов большой жесткости.

Бочкообразные ролики 8 центрируют венец относительно ступицы. В последнем варианте колеса ролики заменены сплошным кольцом с бочкообразной наружной поверхностью, что упростило конструкцию.

Форма роликов позволяет упругим элементам компенсировать перекосы, возникающие между осями двигателя и колесной пары, и обеспечить прилегание зубьев на всей длине при передаче крутящего момента. Испытания показали,

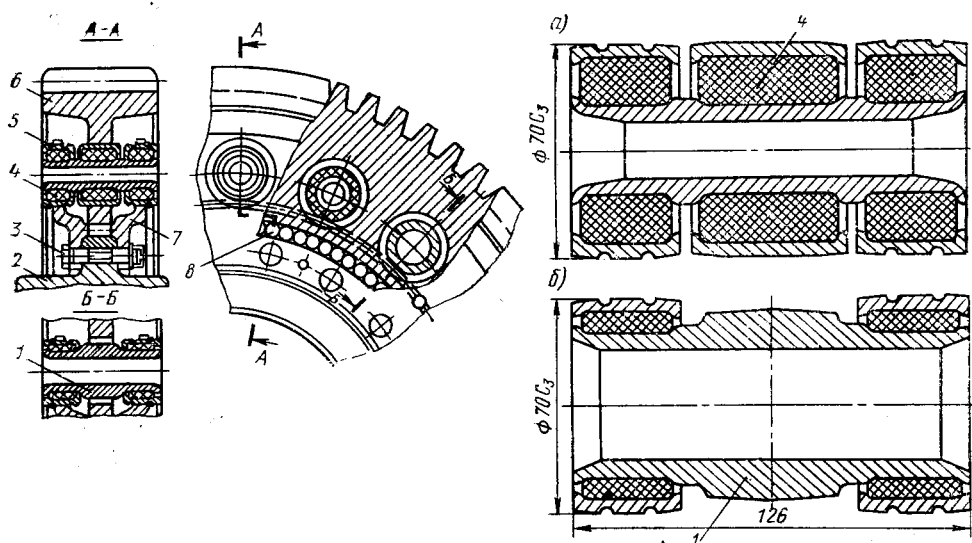


Рис. 123. Упругое зубчатое колесо тяговой передачи

что упругие зубчатые колеса снижают динамические нагрузки на зубья колес приблизительно в три раза.

Контактные напряжения распределяются достаточно равномерно по всей длине зуба, тогда как при жестком колесе контактные напряжения распределяются по треугольнику. Коэффициент концентрации изгибных напряжений при упругом колесе снижается в три раза по сравнению с жестким. Интенсивность износа зубьев упругого колеса на стендовых испытаниях была ниже в три раза. Опытные секции тепловозов 2ТЭ10Л с упругими колесами успешно прошли сравнительные испытания в суровых климатических условиях. Начато серийное внедрение упругих колес.

Опорно-осевая подвеска тягового двигателя электровоза серии Ф (рис. 124) имеет поперечную тягу 8 с резино-металлическими шарнирами 7, связывающими двигатель с рамой тележки. При поперечном перемещении колесной пары тяговый двигатель не будет увлекаться колесной парой. Это приведет к снижению боковых усилий на рельсы. Пружинная подвеска тягового двигателя с балочками заменена подвеской 6 с резиновыми амортизаторами 4, между которыми находится кронштейн 5, прикрепляемый к остову двигателя. Двигатель предохраняется от падения скобой 2, установленной на поперечной балке 3 рамы. На остова тягового двигателя выполнен выступ 1.

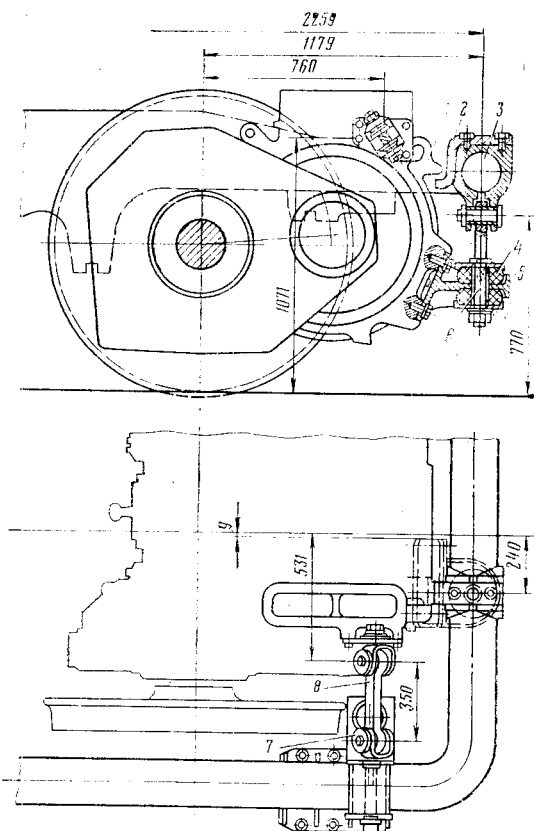


Рис. 124. Опорно-осевая подвеска тягового двигателя с поперечной связью с рамой тележки

46. Опорно-рамное подвешивание

При опорно-рамном подвешивании тяговых двигателей улучшается динамика привода, но усложняются условия передачи крутящего момента, так как расстояние между осями якоря двигателя и колесной пары при упругом перемещении рамы тележки относительно колесных пар меняется.

Для передачи крутящего момента в этих условиях применяют различные конструктивные схемы. На рис. 125 показана схема передачи крутящего момента при опорно-рамной подвеске тягового двигателя «Жакмен», получившая широкое распространение на французских локомотивах.

Крутящий момент передается полым карданным валом 2, охватывающим ось, по концам которого имеются шарнирные муфты 1 и 3 с резино-металлическими втулками 4 и 13. Конструкция обеспечивает передачу момента при вертикальных и горизонтальных перемещениях оси относительно рамы тележки. Изменение длины вала при перемещениях оси компенсируется резиновыми втулками. Редуктор 5 с шестерней и ведомым зубчатым колесом жестко смонтирован с остовом тягового двигателя. Ведомое зубчатое колесо 7 вращается на роликовых подшипниках 8, смонтированных на полый цапфе редуктора 9.

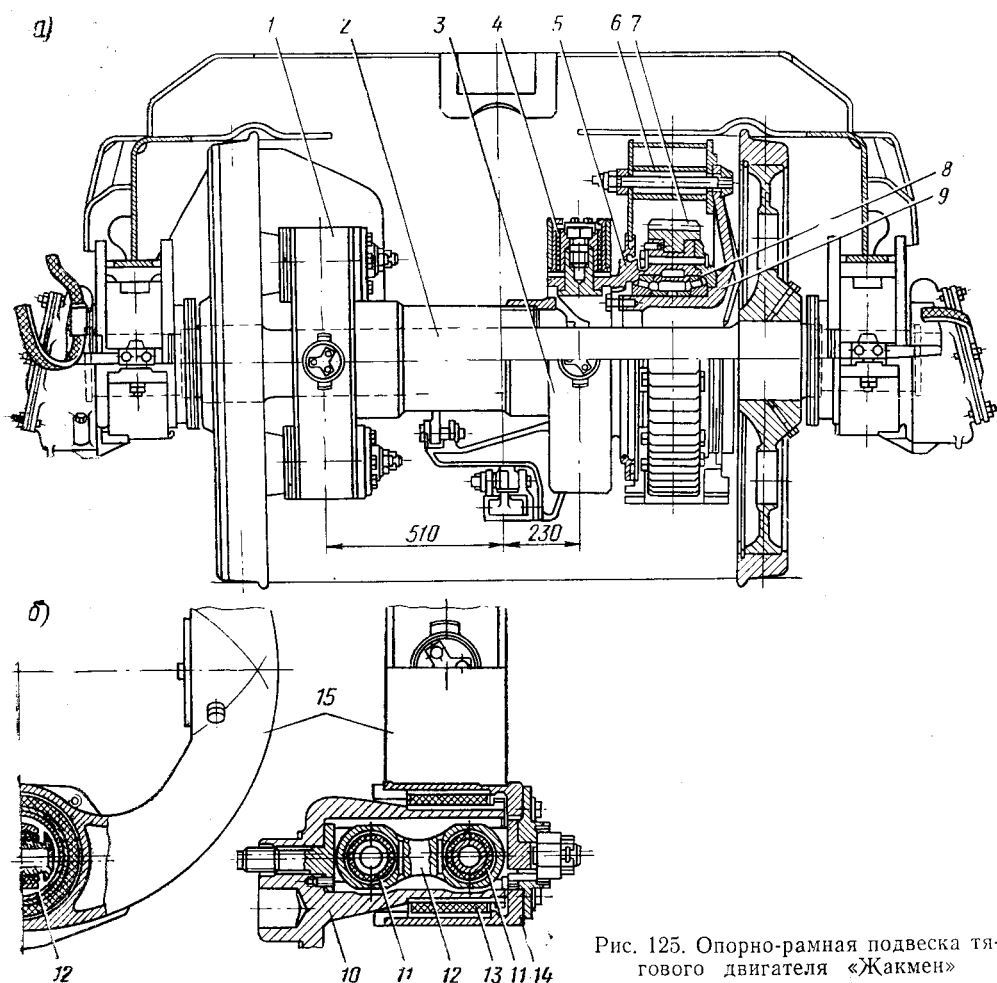


Рис. 125. Опорно-рамная подвеска тягового двигателя «Жакмен»

Зубчатое колесо передает крутящий момент на правую шарнирную муфту 3.левой шарнирной муфтой крутящий момент передается полым ведущим пальцам 10, укрепленным на колесном центре.

Стакан резино-металлического шарнира 14 притянут к колесному центру упругой связью 12 с резиновыми элементами 11, допускающими горизонтальное перемещение муфты относительно ведущих пальцев. Устройство кольца 15 муфты 1 ясно из рис. 125, б. Другому колесу крутящий момент передается через ось.

Передача «Жакмен» широко применяется при групповом приводе двух или трех колесных пар от одного тягового двигателя через редуктор (рис. 126). При групповом приводе двигателя и редуктор монтируют на раме тележки. Основные преимущества группового привода заключаются в значительном снижении общего веса тяговых двигателей локомотива и улучшении использования его сцепного веса.

Полый вал ПВ эластичной муфты тепловоза ТЭП60 (рис. 127) вращается в подшипниках, расположенных в осто́ве тягового электродвигателя. Остов двигателя опирается в трех точках на раму тележки. Перемещения рамы тележки относительно оси обеспечиваются зазором a между валом и осью, равным при статическом положении 35 мм. На привод полого вала P_{p1} тепловым способом монтируют венец ведомого зубчатого колеса 3К, дополнительно закрепляемый болтами М20 прессовой посадкой их в отверстия. Крутящий момент от полого

вала передается приводами P_{p1} и P_{p2} , расположенными по концам вала (см. также гл. IX). В выступы приводов запрессованы пальцы P_1 , передающие окружное усилие через ведущие поводки $P_{в1}$ траверсы T . В свою очередь траверсы ведомыми поводками $P_{в2}$ передает окружное усилие ведущим пальцам P_2 , запрессованным в центры колес. Рама тележки относительно оси перемещается за счет резино-металлических втулок PMB , запрессованных в головки поводков $P_{в1}$ и $P_{в2}$.

Траверсы T с поводками $P_{в1}$ и $P_{в2}$ с резино-металлическими втулками (шарнирами) представляют собой эластичные муфты, передающие безударно крутящий момент колесным парам и обеспечивающие взаимные перемещения рамы тележки и колесной пары при движении тепловоза. Поводки с правой и левой стороны колесной пары имеют встречное расположение с углом сдвига траверсы около 45° . При вращении колесной пары по часовой стрелке поводки $P_{в1}$ работают на растяжение, в это время ведущие поводки противоположной стороны работают на сжатие.

Чтобы обеспечить нормальные условия привода, рессорное подвешивание тепловоза должно быть отрегулировано так, чтобы оси колесной пары и полого вала совпадали. На действующем тепловозе это проверяется по равенству зазоров a сверху цапфы привода полого вала. Между отверстием траверсы и неподступичной частью оси также предусмотрен зазор b , у колесной пары тепловоза ТЭП60 $26 = 75$ мм. При испытании эластичного привода тепловоза [21] перемещение центра траверсы относительно центра оси достигало 25 мм. Перемещения траверсы относительно оси вызывают появление значительных ускорений и напряжений (см. гл. XVII).

Пальцы 1, 2 (рис. 128) и валики 4 изготовлены из стали 40 поковкой. Термическая обработка пальцев — закалка с высоким отпуском. После термообработки твердость пальцев $HV = 199 \div 228$. Посадка пальцев в центры колес и цапфы приводов полого вала выполняется тепловым способом, описанным в главе IX. Траверса 6 отлита из стали 25ЛП. Для снижения веса траверсы ее отдельные элементы имеют двутавровое сечение. Поводки 5 изготовлены из стали 40 поковкой. Для снижения веса поводкам придают двутавровое сечение механической обработкой.

Внутренние металлические втулки шарнира 3 (рис. 128, б) имеют большую толщину (5 мм), так как на валиках траверсы и пальцах удерживаются шпон-

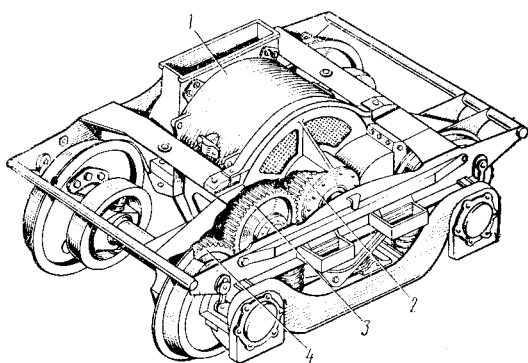


Рис. 126. Групповой привод от тягового двигателя к колесным парам:

1 — электродвигатель; 2 — ведущая шестерня; 3 — промежуточное зубчатое колесо; 4 — ведомое зубчатое колесо

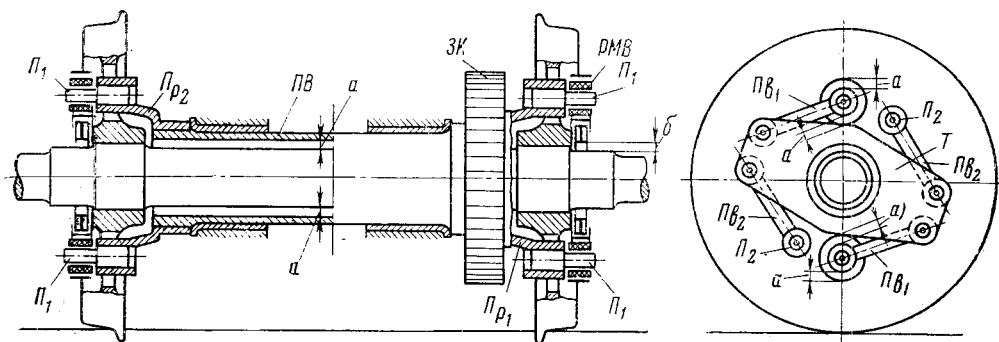


Рис. 127. Опорно-рамная подвеска тягового двигателя тепловоза ТЭП60

двигатель 2 вместе с полым валом 3, охватывающим на ось 1, редуктором 4 и приводом 5 опирается через пальцы 6, резиновые амортизаторы с ограниченной деформацией 7 и стальные стаканы на колеса локомотива. Число резиновых амортизаторов, размещенных на дисках колес, зависит от величины крутящего момента. Стаканы удерживаются в дисках прессовой посадкой. Такая конструкция тягового привода применена на французских тепловозах серии 68 000. Условия работы редуктора и тягового двигателя здесь значительно улучшены по сравнению с опорно-осевым подвешиванием, так как между колесной парой и редуктором размещены резиновые амортизаторы 7.

47. Расположение электродвигателей на раме тележки

Использование сцепного веса локомотива в значительной степени зависит от расположения тяговых двигателей на раме тележки. Двигатель может быть расположен за осью при движении локомотива налево (рис. 130, а), перед осью (рис. 130, б).

В первом случае вертикальная составляющая P_3 , создаваемая крутящим моментом на венце ведомого зубчатого колеса (приводящаяся к моменту и силе), будет разгружать колесную пару. Во втором случае сила P_3 нагружает колесную пару.

Сила P_3 будет нагружать подшипники вала (рис. 130, в). Составляющая этой силы на ось $P_{ос} = \frac{P_3 d}{d + c}$ и пружинную подвеску $P_{пр} = \frac{P_3 c}{d + c}$.

Для рис. 130, г сила P_3 направлена вверх и силы $P_{ос}$ и $P_{пр}$ также будут направлены вверх. При вращении якоря двигателя возникает момент M_p , направленный по часовой стрелке. Равновеликий ему, но обратный по знаку момент M_c будет передаваться на остоу двигателя. Этот момент (см. рис. 130, а) будет нагружать ось силой $P_c = \frac{M_p}{c + d}$ и разгружать пружинную подвеску.

Если двигатель при движении локомотива располагается за осью, разгрузка оси будет равна

$$\Delta P_0 = P_3 - P_{ос} - P_c = P_3 - \frac{P_3 d}{c + d} - \frac{M_p}{c + d} = P_3 - \frac{P_3 d + M_p}{c + d}.$$

Если двигатель расположен перед осью (см. рис. 130, б), ось будет дополнительно нагружена тоже силой ΔP_0 . При трогании с места и следовании локомотива по подъему величина ΔP_0 может быть значительной. Для тепловоза ТЭ3 $\Delta P_0 \approx 4$ тс.

При движении локомотива по направлению стрелки (рис. 131) оси III, V и VI будут иметь перегруз, равный ΔP_0 , а оси I, II, IV — недогрузку той же величины. Сила тяги на сцепке локомотива F_c создает момент $M_F = F_{к\max} \times \left(h - \frac{D}{2}\right)$, нагружающий заднюю тележку и разгружающий переднюю. Одновременно на подрессоренную часть локомотива действует момент за счет усилий, передаваемых на кронштейны пружинных подвесок.

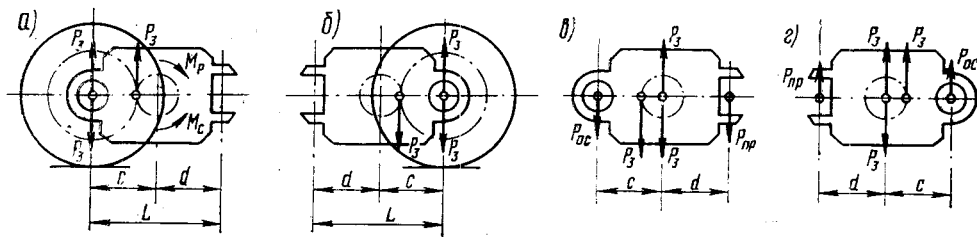


Рис. 130. К определению нагрузки на ось в зависимости от положения тягового двигателя

Для тяговых двигателей II и III осей (рис. 131, а), а также IV и V при малом расстоянии m усилия на кронштейны между этими осями можно считать уравновешенными и момент от изменения нагрузки на пружинные подвески считать равным $M_{\text{пр}} = \Delta P_{\text{пр}} L_1$. Разность моментов $M = M_{\text{пр}} - M_F$ будет изменять нагрузку на рессоры передней и задней тележек. При сбалансированном рессорном подвешивании величина $\Delta P_M = \frac{M}{3L}$.

Наименьшая нагрузка оси на рельсы $P_{\text{min}} = P_{\text{ст}} - \Delta P_0 - \Delta P_M$ определяет вес, ограничивающий сцепную силу тяги локомотива. Отношение $\eta_{\text{сц}} = \frac{P_{\text{min}}}{P_{\text{ст}}}$ называют коэффициентом использования сцепного веса. Для существующей схемы расположения тяговых двигателей при $\psi_K = 0,33$ для тепловозов 2ТЭ10Л $\eta_{\text{сц}} = 0,78$. Принятое расположение двигателей существенно снижает использование сцепного веса локомотива.

Для тепловозов 2ТЭ116 и 2ТЭ10Л с бесчелюстными тележками схема расположения тяговых двигателей в секции указана на рис. 131, б. Определим коэффициент использования сцепного веса для нового расположения электродвигателей. Необходимо учесть, что в бесчелюстной тележке принято индивидуальное рессорное подвешивание при четырехопорном нагружении рам тележек. В этом случае при наклоне главной рамы тепловоза на угол φ так, как указано на схеме прогиба пружин, а следовательно, и нагрузки на пружины будут приблизительно пропорциональны расстояниям от центра тяжести.

Если назвать дополнительную нагрузку передней колесной пары от результирующего момента ΔP_{M1} , то нагрузка на вторую колесную пару будет $\Delta P_{M2} = \Delta P_{M1} \frac{l_2}{l_1}$; на третью

$$\Delta P_{M3} = \Delta P_{M1} \frac{l_3}{l_1}.$$

Соответствующие разгрузки шестой, пятой и четвертой колесных пар будут по величине одинаковы с ΔP_{M1} ; ΔP_{M2} и ΔP_{M3} . Результирующий момент $M =$

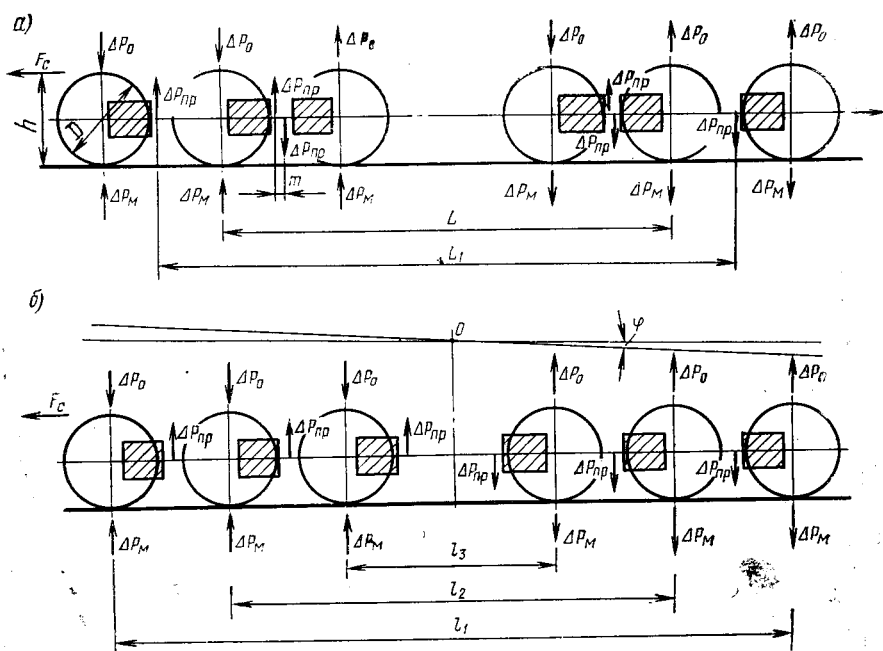


Рис. 131. Два варианта расположения тяговых двигателей на трехосной тележке тепловоза ТЭЗ

$= \Delta P_{M1} l_1 + \Delta P_{M2} l_2 + \Delta P_{M3} l_3$. После замены ΔP_{M2} и ΔP_{M3} через ΔP_{M1}

$$\Delta P_{M1} = \frac{M}{l_1 + \frac{l_2^2}{l_1} + \frac{l_3^2}{l_1}}.$$

Статические нагрузки на рельсы определяются из схемы рис. 131, б:

$$\begin{aligned} P_1 &= P_{ст} - \Delta P_0 + \Delta P_{M1}; & P_2 &= P_{ст} - \Delta P_0 + \Delta P_{M2}; \\ P_3 &= P_{ст} - \Delta P_0 + \Delta P_{M3}; & P_4 &= P_{ст} + \Delta P_0 - \Delta P_{M1}; \\ P_5 &= P_{ст} + \Delta P_0 - \Delta P_{M2}; & P_6 &= P_{ст} + \Delta P_0 - \Delta P_{M3}. \end{aligned}$$

По наименьшей нагрузке определяют коэффициент использования сцепного веса. При реализации наибольшего коэффициента сцепления $\psi_k = 0,33$ и трогании поезда с места сила тяги секции тепловоза 2ТЭ10Л

$$F_{k \max} = \psi_{k \max} P_{сц} = 42\,000 \text{ кгс},$$

где $P_{сц}$ — сцепной вес тепловоза, равный 130 тс.

Момент на валу тягового двигателя

$$M_d = \frac{F_k D}{2m_d i \eta_3} = 820 \text{ кгс} \cdot \text{м}$$

для $i = 4,53$, $m_d = 6$, $D = 1,05$ м, $\eta_3 = 0,99$.

Вертикальная составляющая усилия на зубчатом колесе

$$P_3 = \frac{M_d \cdot 2}{D_{ш}} = 10\,000 \text{ кгс} = 10 \text{ тс},$$

где $D_{ш}$ — диаметр делительной окружности шестерни, равный 0,165 м

$$\Delta P_0 = P_3 - \frac{P_3 d + M_d}{c + d} = 4,25 \text{ тс}$$

$$(d = 0,451 \text{ м}; c + d = 0,92 \text{ м});$$

$$M_F = F_{k \max} \left(h - \frac{D}{2} \right) = 21\,000 \text{ кгс} \cdot \text{м} \quad \text{при } h - \frac{D}{2} \approx 0,5 \text{ м}.$$

Усилие на пружинную подвеску

$$P_{пр} = \frac{P_3 c}{c + d} = 5300 \text{ кгс.}]$$

Момент от изменения нагрузки на пружинные подвески

$$M_{пр} = 3P_{пр}L = 108\,000 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 108 \text{ т} \cdot \text{с. м}.$$

Результирующий момент $M = M_{пр} - M_F = 87\,000 \text{ кгс} \cdot \text{м} = 87 \text{ тс. м}$; $\Delta P_{M1} = 4,2 \text{ тс}$; $\Delta P_{M2} = 2,9 \text{ тс}$; $\Delta P_{M3} = 1,68 \text{ тс}$ при $l_1 = 12,3 \text{ м}$, $l_2 = 8,6 \text{ мм}$ и $l_3 = 4,9 \text{ м}$. При $P_{ст} = 21,6 \text{ тс}$ наименьшая нагрузка на рельсы от третьей колесной пары $P_3 = 18,53 \text{ тс}$ и $\eta_{сч} \approx 0,86$.

Для челюстной тележки при тех же условиях $\eta_{сч} = 0,78$. Увеличение коэффициента использования сцепного веса составляет 8%.

При сравнительных испытаниях тепловозов 2ТЭ10Л с разными тележками было установлено, что величина коэффициента использования сцепного веса для тепловоза и челюстной тележкой повысилась на 10%. При сбалансированном рессорном подвешивании коэффициент использования сцепного веса для бесчелюстной тележки был бы еще выше.

Новое расположение тяговых двигателей значительно увеличивает использование сцепного веса локомотива. С увеличением мощности, приходящейся на сцепную ось локомотива, нужно выбирать оптимальное расположение тяговых двигателей. Кроме того, для улучшения использования сцепного веса локомотива иногда применяют пневматические устройства, позволяющие уравнивать нагрузки на оси при реализации силы тяги локомотива.

ПРИВОДЫ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

48. Основные типы приводов на тепловозах

На отечественных и зарубежных тепловозах вспомогательные машины и механизмы приводятся в действие различными видами приводов.

При механическом групповом или индивидуальном приводе крутящий момент от коленчатого вала дизеля к вспомогательным машинам и механизмам передается зубчатыми колесами (редукторами), клиновыми ремнями и непосредственно от вала дизеля. Большое распространение получили гидростатический и гидромеханический приводы, а также электрический с машинами постоянного или переменного тока.

По способу регулирования частоты вращения валов вспомогательных машин и механизмов приводы различают: с постоянной частотой вращения, с ограниченным (ступенчатым) регулированием, с автоматическим (плавным) регулированием.

Выбор привода того или иного типа диктуется соображениями компоновки тепловоза, а также технико-экономическими показателями привода (удельным весом, стоимостью, эксплуатационными расходами).

Механический привод как групповой, так и индивидуальный применяется на многих отечественных тепловозах. Отбор мощности от дизеля на тепловозе 2ТЭ10Л (рис. 132) на привод вспомогательных машин и механизмов производится как со стороны генератора, так и со стороны холодильной камеры при помощи зубчатых передач (редукторов). На тепловозе имеется три распределительных редуктора (6, 8, 12). Через редуктор 6, расположенный со стороны главного генератора, приводятся: тормозной компрессор 4, вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки 5, двухмашинный агрегат 1. От редуктора 12, расположенного со стороны холодильника, осуществляется привод вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки 13, вентилятора холодильника 16. От отдельного редуктора 8 приводится вентилятор охлаждения главного генератора 7. Редуктор 15 привода однокорпусного агрегата 14 является одновременно и промежуточной опорой при передаче вращения от заднего распределительного редуктора 12 к редуктору гидропривода вентилятора холодильника 17.

Передний и задний распределительные редукторы имеют почти одинаковые устройства. Валы вентиляторов тяговых электродвигателей получают вращение от редуктора (рис. 133) через гидродинамические муфты. Гидромуфты служат как демпфирующие устройства, компенсирующие резкое изменение режимов работы дизеля. При номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля через ведущий вал переднего распределительного редуктора тепловоза 2ТЭ10Л передается мощность 130 л. с., из которых 60 л. с. отбираются для привода ком-

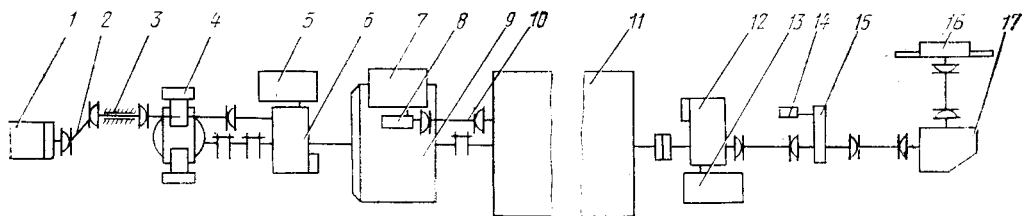


Рис. 132. Схема приводов вспомогательных машин и механизмов тепловоза 2ТЭ10Л: 1 — двухмашинный агрегат; 2, 10 — карданные валы; 3 — промежуточная опора; 4 — тормозной компрессор; 5, 13 — вентиляторы охлаждения тяговых электродвигателей; 6 — редуктор распределительный передний с гидромuftой; 7 — вентилятор для охлаждения главного генератора; 8 — редуктор вентилятора охлаждения тягового генератора; 9 — тяговый генератор; 11 — дизель; 12 — редуктор распределительный задний; 14 — однокорпусный агрегат; 15 — редуктор привода однокорпусного агрегата; 16 — вентилятор холодильника; 17 — гидропривод вентилятора холодильника. (Узлы 2, 3, 8, 10 на схеме условно смещены от продольной оси тепловоза.)

прессора, 40 л. с. — двухмашинного агрегата и 30 л. с. — вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки. Задний распределительный редуктор передает 170 л. с. вентилятору холодильника и 40 л. с. вентилятору охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки. Всего оба редуктора передают вспомогательным машинам и механизмам более 340 л. с. при номинальном режиме работы дизеля.

Гидромуфта редуктора привода вентилятора холодильника (рис. 134) поддерживает соответствующие режимы работы холодильника путем изменения частоты вращения вала и передаваемой мощности к вентилятору. В комплексе с системой автоматики (сервоприводом термодатчиками) она позволяет автоматически управлять работой холодильника, обеспечивая при этом постоянство температуры горячего теплоносителя. При необходимости эта система дает возможность перейти на ручное управление работой холодильника. Максимальная частота вращения ведущего вала гидромуфты 2 465 об/мин, а вентилятора холодильника 1160 об/мин. Давление масла в системе питания гидромуфты в зависимости от режимов работы двигателя должно быть 0,3—1,7 кгс/см². Для регулирования передаваемой частоты вращения служат черпательный 7 и реечный 5 механизмы. При промежуточных положениях черпательных трубок и соответствующем заполнении круга циркуляции маслом частота вращения турбинного колеса может изменяться от 200 до 2420 об/мин, а соответственно вала вентилятора холодильника от 100 до 1160 об/мин. Такой же редуктор с гидромуфтой применяется для привода вентилятора холодильника на тепловозе М62.

Зубчатые передачи (редукторы) используются для привода всех вспомогательных механизмов на тепловозах ТЭЗ, М62, ТГ102, и частично на тепловозах ТЭП60 и 2ТЭ10Л. На тепловозе ТЭЗ со стороны генератора установлен распределительный редуктор (рис. 135, а), а со стороны холодильника — гидромеханический редуктор (рис. 135, б) и редуктор вентилятора холодильника (рис. 135, в). Распределительный редуктор тепловоза ТЭЗ передает мощность от вала дизеля вентилятору охлаждения тяговых двигателей передней тележки и двухмашинному агрегату. Гидромеханический редуктор передает вращение валу компрессора, ротору вентилятора для охлаждения тяговых двигателей задней тележки и редуктору вентилятора холодильника. Редуктор предусматривает два режима работы вентилятора холодильника:

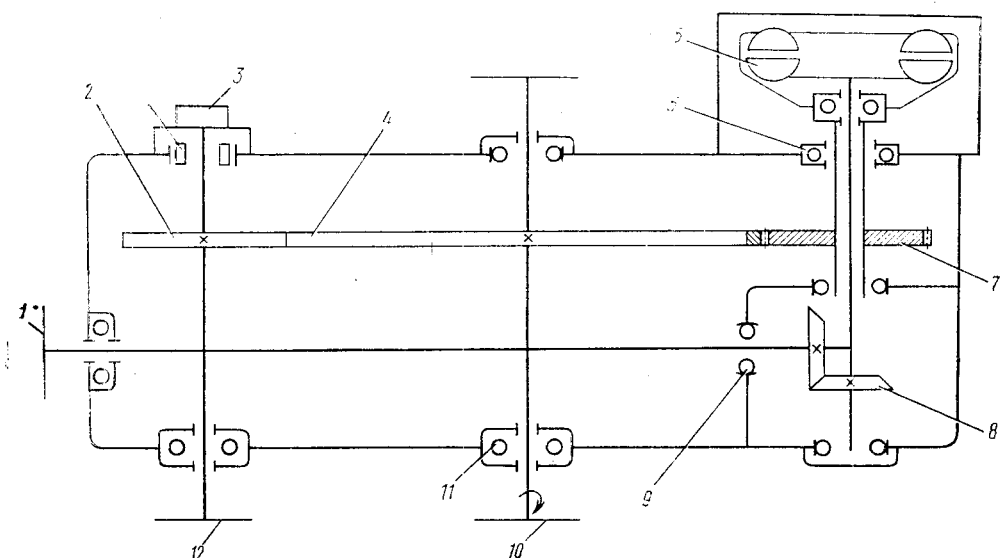


Рис. 133. Схема переднего распределительного редуктора тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — вал вентилятора тяговых электродвигателей с фланцем; 2, 4, 7 — шестерни; 3 — насос лопастной; 5 — гидромуфта; 6, 9, 11 — шарикоподшипники; 8 — шестерни конические; 10 — фланец ведущий; 12 — фланец нижний

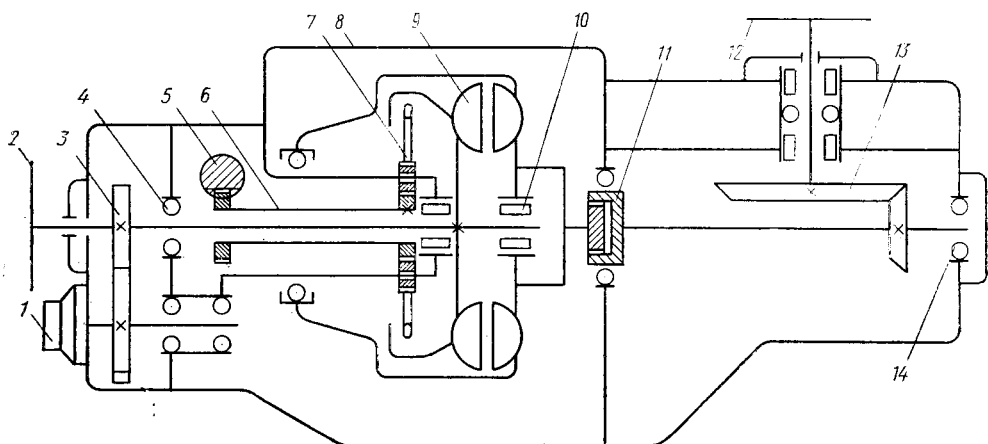


Рис. 134. Гидропривод вентилятора холодильника тепловозов 2ТЭ10Л и М62:

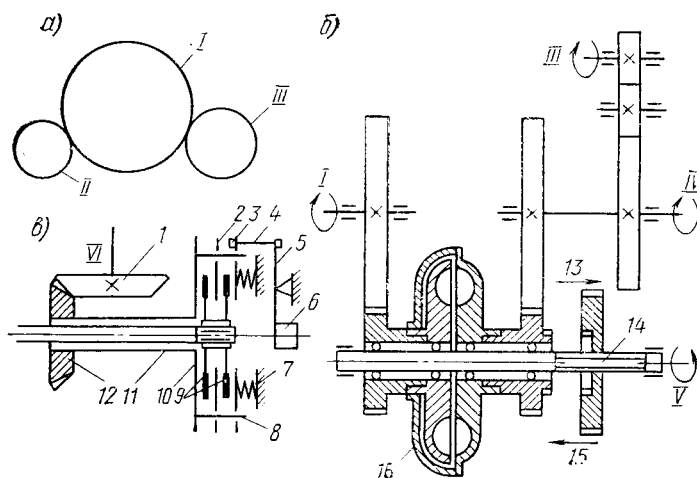
1 — лопастной насос; 2 — фланец ведущий; 3 — привод лопастного насоса; 4 — шарикоподшипник; 5 — реечный механизм; 6 — втулка; 7 — черпательные трубки; 8 — корпус редуктора; 9 — гидромуфта переменного наполнения; 10 — роликоподшипник; 11 — гнездо; 12 — фланец ведомый; 13 — шестерни конические; 14 — шарикоподшипник

летний (1400 об/мин) и зимний (1040 об/мин). Гидромуфта играет роль демпфирующего механизма.

Редуктор вентилятора холодильника и фрикционная муфта включения вентилятора подобной конструкции применены на многих отечественных тепловозах.

Фрикционная муфта (рис. 135, в) включается при воздействии на фрикционные диски силовых пружин 7. Для этого муфту 6 необходимо отвести вправо. При выключении вентилятора муфту надо переместить влево. Это вызовет поворот рычагов 5, перемещение диска 3 вправо и сжатие силовых пружин 7. Включающие (силовые) пружины расположены вокруг прижимного диска 3.

Непосредственно от коленчатого вала дизеля передается вращение вала компрессора на тепловозах с электропередачей ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭ10, 2ТЭ10Л, ТЭП60. Компрессор установлен на этих тепловозах со стороны главного генератора. При непосредственном приводе к компрессором необходимо применять полужесткие или эластичные муфты. Изменение режима работы компрессора вызывает вредные крутильные колебания коленчатого вала дизеля. Кроме того, непосредственная связь коленчатого вала компрессора с валом дизеля вызывает необходимость непрерывной работы компрессора.



а — распределительный редуктор; б — гидромеханический редуктор; в — редуктор вентилятора холодильника тепловозов ТЭ3, ТЭ2, ТЭМ; I — от дизеля; II — к двухмашинному агрегату; III — к вентилятору охлаждения тяговых электродвигателей; IV — к компрессору; V — к редуктору вентилятора холодильника; VI — к вентилятору холодильника; 1 и 12 — ведущая и ведомая шестерни; 2 — промежуточный диск; 3 — прижимной диск; 4 — винт, выключающий сцепление; 5 — рычаг (коромысло); 6 — выключающая муфта; 7 — силовая пружина; 8 — палец; 9 — ведущие фрикционные диски; 10 — фланец полого вала; 11 — полый вал; 13 — выключение зимнего режима; 14 — шлицы; 15 — включение летнего режима; 16 — гидромуфта

Рис. 135. Схемы редукторов для привода вспомогательных механизмов тепловоза ТЭ3:

Целесообразно привод к компрессору осуществлять при помощи таких передач, которые позволили бы регулировать его работу.

Клиноременный привод применяют как групповой, так и индивидуальный. Групповой привод к двухмашинному агрегату и вентилятору охлаждения электродвигателей применен на тепловозах ТЭ1, ТЭ2, ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭП10. На тепловозе ТГМ3 клиноременный привод имеет двухмашинный агрегат и компрессор, а на тепловозах ТЭ1, ТГМ1 — вентилятор холодильника.

Для уменьшения проскальзывания клиновых ремней на тепловозах применяют натяжные механизмы. Практика эксплуатации клиноременной передачи показала недостаточную надежность такого привода, но он обладает хорошими демпфирующими свойствами, уменьшающими динамические нагрузки при включении и отключении вспомогательных агрегатов.

Гидростатический привод к вентиляторам холодильника используется на тепловозе ТЭП60 (рис. 136) и на ряде зарубежных тепловозов. Особенно большое распространение он получил в ФРГ.

Гидронасосы, приводимые в движение от вала дизеля, подают масло под давлением 80—100 кгс/см² к гидромоторам. Отработавшее масло направляется через секцию холодильника и фильтр в бак, а оттуда снова к гидронасосам. Конструктивно гидромоторы и гидронасосы устроены одинаково.

В блоке цилиндров 8 (рис. 137) размещены бронзовые поршни 16. В определенной очередности, устанавливаемой распределителем 14, масло под давлением поступает в цилиндры блока и перемещает поршни. При помощи шатунов 17, имеющих шаровые соединения с поршнем и валом 1, передается крутящий момент валу, а следовательно, и вентиляторному колесу.

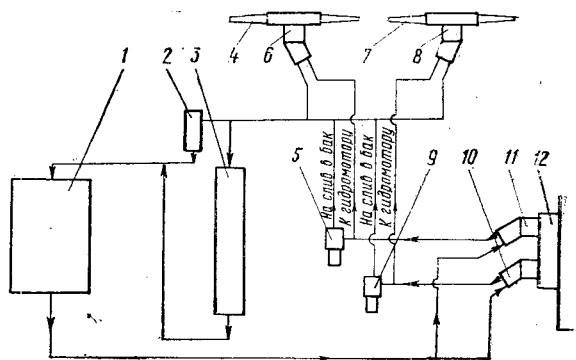


Рис. 136. Принципиальная схема гидростатического привода тепловоза ТЭП60:

1 — масляный бак с фильтром; 2 — фильтр; 3 — секция холодильника; 4 и 7 — вентиляторы; 5 и 9 — терморегуляторы; 10 и 11 — гидронасосы; 12 — редуктор

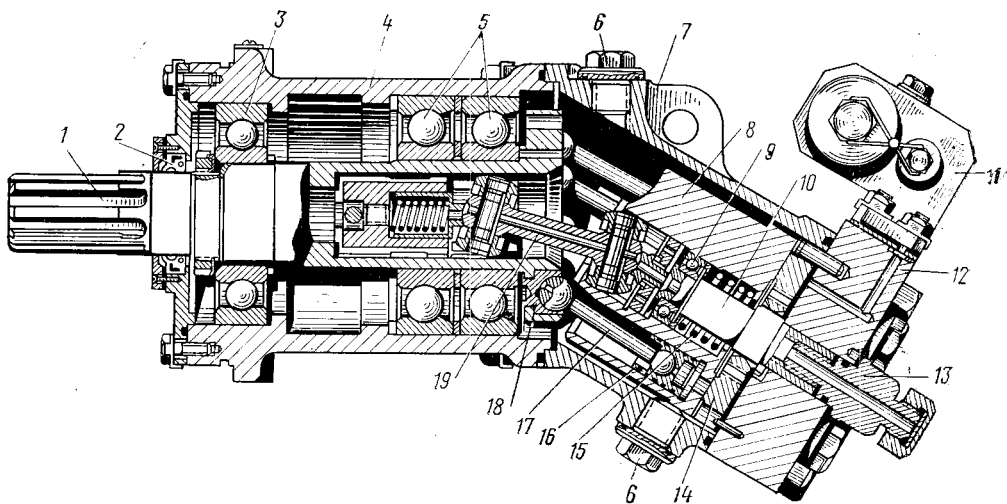


Рис. 137. Гидромотор № 20:

1 — вал; 2 — манжетное уплотнение; 3 — радиальный шарикоподшипник; 4 — корпус; 5 — радиально-упорные подшипники; 6 — пробка; 7 — фланец; 8 — блок цилиндров; 9 — подшипник; 10 — ось; 11 — клапанная коробка; 12 — крышка; 13 — штуцер; 14 — распределитель; 15 — пружина; 16 — поршни; 17 — шатуны; 18 — вкладыши; 19 — карданный механизм

Гидромоторы включаются автоматически терморегуляторами в зависимости от температуры охлаждаемой жидкости. Включение гидромотора происходит при температуре жидкости 66—68° С. При этом частота вращения вентиляторного колеса в диапазоне температуры от 66—68° С до 80—82° С увеличивается от 0 до 1100 об/мин. Максимальная частота вращения (1100 об/мин) сохраняется при возрастании температуры охлаждающихся жидкостей до 85° С. При температуре ниже 66—68° С рабочее масло идет на слив в бак.

В эксплуатации гидростатический привод позволяет экономично расходовать мощность, потребляемую вентиляторным колесом, особенно при частичных нагрузках дизеля.

В последние годы начинает получать распространение электрический привод вспомогательных машин и механизмов. Вентиляторы холодильника на тепловозах ТГМЗ имеют электрический привод, однако из-за большого веса и сложности регулирования частоты вращения он широкого распространения не получил.

Ворошиловградским тепловозостроительным заводом им. Октябрьской революции на тепловозе ТЭ109, а также других тепловозах, спроектированных на его базе (V300, 2ТЭ116), осуществлен индивидуальный электрический привод к вспомогательным механизмам и машинам (кроме стартер-генератора и возбuditеля) (рис. 138).

Тормозной компрессор и вентилятор охлаждения выпрямительной установки приводятся в действие от электродвигателей постоянного тока с питанием от стартер-генератора, который используется для этих целей после пуска дизеля.

Вентиляторы холодильника и вентиляторы охлаждения тяговых электродвигателей работают от асинхронных электродвигателей с питанием непосредственно от синхронного тягового генератора. Асинхронные электродвигатели выбраны исходя из условий достаточной перегрузочной способности и нормального перегрева в диапазоне изменения напряжения главного генератора. В качестве электрических машин, используемых для привода вентиляторов тяговых электродвигателей, применены асинхронные машины защищенного исполнения А2 с повышенной вибростойкостью.

Для уменьшения габаритов и веса электропривод вентиляторов холодильника выполнен в виде специального устройства — мотор-вентилятора. Он представляет собой обращенный короткозамкнутый электродвигатель, встроенный в вентилятор и являющийся его составной частью (рис. 139). Неподвижная часть мотор-вентилятора состоит из втулки с насаженным на нее сердечником статора с обмоткой, вращающаяся часть — из массивного ротора. К ротору приварены лопасти вентилятора.

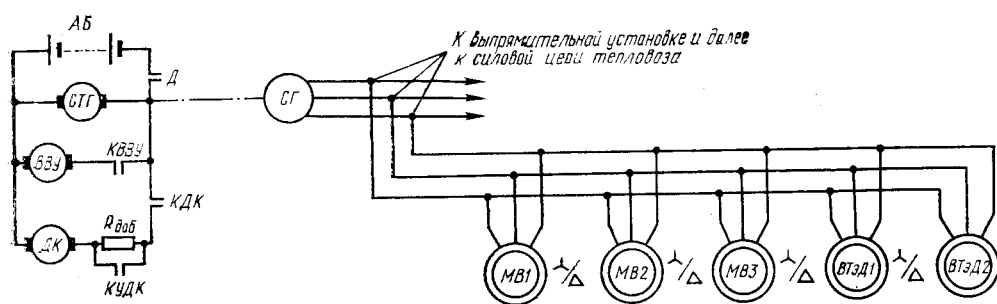


Рис. 138. Принципиальная схема электропривода вспомогательных машин и механизмов тепловоза типа ТЭ109:

АБ — аккумуляторная батарея; КДК — контактор электродвигателя компрессора; КДЖУ — контактор ускорения электродвигателя компрессора; КВВУ — контактор электродвигателя вентилятора выпрямительной установки; Д — пусковой контактор; СТГ — стартер-генератор; ВВУ — электродвигатель вентилятора выпрямительной установки; ДК — электродвигатель компрессора; СГ — синхронный генератор; МВ1 — МВ3 — мотор-вентиляторы; ВТЭД1 ВТЭД2 — электродвигатели вентиляторов охлаждения тяговых электродвигателей

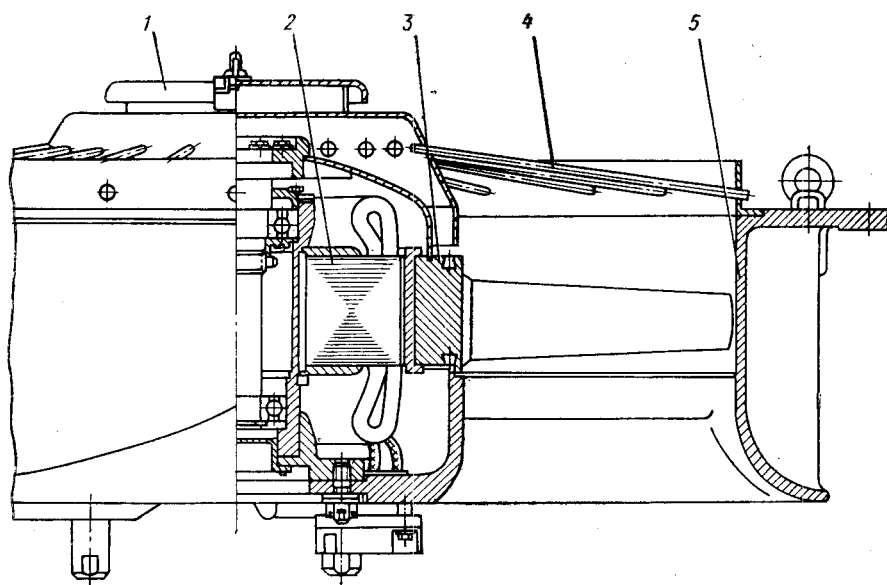


Рис. 139. Мотор-вентилятор холодильника тепловоза ТЭ109:

1 — кожух; 2 — неподвижная часть — статор с обмоткой; 3 — вращающаяся часть — ротор с приваренными лопастями вентилятора; 4 — решетка; 5 — коллектор

Мощность мотор-вентилятора 37 кВт, номинальное напряжение 360 В, номинальная частота 100 Гц, синхронная частота вращения 2000 об/мин, вес 350 кг, диаметр вентилятора 1100 мм.

Питание асинхронных электродвигателей от тягового генератора дает выигрыш в весе всей системы приводов примерно на 1200—1300 кг по сравнению с питанием от отдельного вспомогательного синхронного генератора. Так как напряжение тягового генератора *СГ* зависит от скорости тепловоза, то для увеличения рабочей зоны по напряжению и обеспечения устойчивости работы вспомогательных электрических машин введено переключение статорных обмоток мотор-вентиляторов МВ1, МВ2 и МВ3 и двигателей вентиляторов для охлаждения тяговых электродвигателей ВТЭД1 и ВТЭД2 со звезды на треугольник и наоборот.

49. Выбор типа привода

Отбор части мощности двигателя внутреннего сгорания для привода вспомогательных машин и механизмов оценивается коэффициентом

$$\beta = \frac{N_e - N_{\text{всп}}}{N_e} = 1 - \frac{N_{\text{всп}}}{N_e},$$

где N_e — эффективная мощность дизеля;
 $N_{\text{всп}}$ — мощность, затрачиваемая для привода вспомогательных машин и механизмов.

С помощью коэффициента β представляется возможным оценить совершенство конструкции локомотива с точки зрения выбора и применения его вспомогательных устройств. Коэффициент β оказывает большое влияние на экономичность тепловоза и его тяговые качества. С ростом секционной мощности, как правило, растет и мощность на вспомогательные нужды. Если для тепловозов ТЭ1 (1000 л. с.) для этих целей расходовалось около 6% мощности дизеля, а коэффициент β был равен 0,94, то у тепловозов ТЭ3 и М62 (2000 л. с.) он составляет 0,92, а для тепловозов мощностью 4000 л. с. — около 0,87.

Кроме коэффициента β совершенство конструкции приводов характеризуют также показатели: удельный вес $\frac{G_{пр}}{N_e}$ ($G_{пр}$ — вес привода), себестоимость изготовления, расходы на эксплуатацию.

За последние годы ВНИТИ и другие научно-исследовательские институты, тепловозостроительные заводы провели исследования по выбору наиболее эффективных конструкций приводов вспомогательных машин и механизмов. В одном из исследований ВНИТИ сравнивались следующие типы приводов вентиляторов холодильника:

1) механические приводы, позволяющие регулировать количество засасываемого воздуха: а) поворотом лопастей вентиляторного колеса; б) изменением ступеней частоты вращения вентилятора при помощи многоступенчатой коробки скоростей; в) степени открытия жалюзи (ТЭЗ);

2) гидромуфта переменного наполнения;

3) гидростатический привод;

4) электрический привод переменного тока.

В результате исследования (рис. 140) наименьшие значения затрачиваемых удельной и среднеэксплуатационной мощностей получены при механическом приводе с автоматическим поворотом лопастей вентилятора и при гидромуфте переменного наполнения. Вполне удовлетворительные результаты получены при использовании многоступенчатой коробки скоростей с автоматическим переключением с одной ступени скорости на другую и гидростатического привода. Крайне неэффективной оказалась конструкция привода вентилятора холодильника тепловоза ТЭЗ, у которого поступление воздуха в холодильник регулируется открытием жалюзи.

Применение электропривода вентиляторов холодильника тепловозов на отдельных опытных тепловозах с электрической или гидравлической передачами вызвало утяжеление привода за счет применения дополнительных вспомогательных генераторов и снижение экономичности в сравнении с механическим приводом. Недостатком электрического привода является также трудность регулирования частоты вращения. Поэтому, несмотря на существенные преимущества (удобства компоновки, надежность работы, сравнительно большой срок службы, простота обслуживания), применение электропривода на тепловозах ограничивалось, а в ранних исследованиях ВНИТИ была доказана его нецелесообразность.

Электрические передачи на переменном токе вызвали использование электрического привода вспомогательных машин и механизмов как на отечественных (ТЭ109, ТЭ116), так и на зарубежных тепловозах (Nohab, Kestrel и др.). В частности, при проектировании тепловоза ТЭ109 Ворошиловградским тепловозостроительным заводом был выполнен технико-экономический анализ применения трех типов приводов: электрического (в основном на переменном токе), гидростатического, механического с применением гидромуфт. В результате этого анализа предпочтение было отдано электрическому.

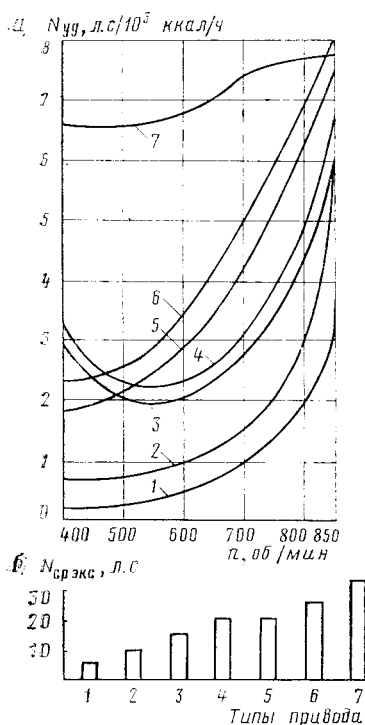


Рис. 140. Расход мощности для различных типов приводов:

а — удельный; б — среднеэксплуатационный на приводах вентиляторов холодильника; 1 — механический с к. п. д. 100%; 2 — гидромеханический (ТЭЗ) с регулированием поворота лопастей вентилятора; 3 — гидромеханический с муфтой переменного наполнения; 4 — гидростатический; 5 — гидромеханический (ТЭЗ серийный), регулируемый включением вентилятора; 6 — электрический на переменном токе; 7 — гидромеханический (ТЭЗ серийный), регулируемый открытием жалюзи

Сравнение по весу приводов применительно к тепловозу ТЭ109 выглядит следующим образом: электрический — 1995 кгс; гидростатический — 2550 кгс; механический — 2110 кгс.

Электрический привод вспомогательных машин и механизмов получает распространение и на других тепловозах, однако до сих пор не разработана надежная система регулирования частоты вращения валов электрических машин. Недостатком примененной на тепловозе ТЭ109 схемы привода трех мотор-вентиляторов холодильника является ступенчатое изменение мощности, расходуемой на вращение вентиляторов, в связи с чем он уступает регулируемому приводу и особенно гидростатическому.

Для более экономичного использования мощности целесообразно применять индивидуальный регулируемый привод вспомогательных агрегатов, так как при переменном тяговом режиме работы тепловоза вследствие частой смены элементов профиля пути дизель и вспомогательные агрегаты работают большую часть своего времени (70—75%) на частичных нагрузках, а внешние характеристики дизеля и вспомогательных агрегатов обычно не совпадают. При индивидуальном регулируемом приводе можно было бы расходовать мощность, соответствующую условиям работы тепловоза. Это относится к компрессору, вентиляторам для охлаждения тяговых двигателей и главного генератора, вентиляторам холодильника и т. п. Особенно резко сказывается несовпадение характеристики при работе вентилятора холодильника. Вентилятор рассчитывают на отвод тепла при номинальной частоте вращения вала дизеля и температуре внешнего воздуха 40°С. Однако при частичных нагрузках дизеля вентилятор при непосредственном приводе способен отводить больше тепла, чем имеющееся тепловыделение дизеля. В этих случаях может произойти переохлаждение жидкостей с одновременным перерасходом мощности.

На рис. 141 показаны кривые тепловыделения в охлаждающие жидкости при работе дизеля 2Д100 (кривые между штриховкой). Вентиляторное колесо при различных температурах наружного воздуха (кривые а, б, в, г) способно создать поток воздуха, рассеивающий значительно большее количество тепла. Следовательно, в этом случае затрачивается излишняя мощность, так как необходимо регулировать температуру воздуха прикрытием жалюзи, что увеличивает гидравлическое сопротивление. Для экономии мощности при частичных нагрузках дизеля необходимо применять автоматическое регулирование частоты вращения вентиляторного колеса.

Для выбора наиболее целесообразной конструкции привода необходимо дальнейшее изучение и учет не только таких факторов, как затраты мощности и металла на тот или иной тип привода, но и их надежность, простота и удобство конструкции и ремонта, величина первоначальной стоимости, эксплуатационные затраты, срок окупаемости и т. д.

Как известно, экономичность работы вспомогательных машин и механизмов при различных условиях эксплуатации не одинакова. Поэтому эффективность того или иного агрегата будет возрастать при условии применения автоматического регулирования работы вентиляторов, компрессоров и вспомогательных электрических машин. Такое регулирование дает возможность автоматически получать оптимальные режимы работы. Вентиляторы холодильника должны обязательно оборудоваться термостатами (терморегуляторами). Для ком-

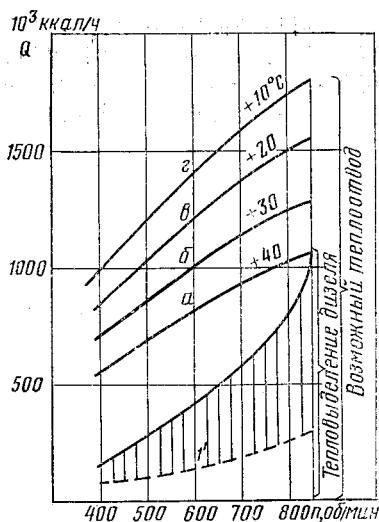


Рис. 141. Кривые тепловыделения дизеля 2Д100 и возможного теплоотвода, создаваемого вентилятором при различных температурах окружающего воздуха и летнем режиме работы

прессоров требуется разработать систему остановки при превышении давления воздуха в главном резервуаре и надежную систему включения компрессора при падении давления. Эффективные системы регулирования необходимо применять и в приводах к другим механизмам.

50. Вспомогательные устройства электропередачи и электроприводы

К вспомогательным устройствам электропередачи относятся: генераторы-возбудители, вспомогательные генераторы, стартер-генераторы, генераторы отопления, выпрямительные установки, электрические аппараты, реостаты электродинамического тормоза, аккумуляторная батарея и другие устройства.

Электроприводы к вспомогательным машинам и механизмам (компрессорам, вентиляторам) широко применяются на современных тепловозах. Электродвигатели постоянного тока малой мощности, применяемые для привода подкачивающих и прокачивающих насосов водяной, масляной и топливной систем, питаются от аккумуляторной батареи; остальные электродвигатели — от вспомогательного генератора или тягового генератора.

Электродвигатели постоянного тока более гибки в управлении, но требуют постоянного ухода за коллекторно-щеточным аппаратом и имеют значительный вес. Электродвигатели переменного тока с эксплуатационной точки зрения, в особенности двигатели с короткозамкнутым ротором, надежны в работе, не требуют особого ухода, кроме наблюдения за подшипниками, имеют примерно на 30% меньшую массу по сравнению с электродвигателями постоянного тока.

На некоторых тепловозах вспомогательные машины и механизмы приводятся во вращение электродвигателями, органически входящими в общую структуру агрегата. В таких случаях их принято называть мотор-компрессоры, мотор-вентиляторы, мотор-генераторы и т. д.

Компоновка вспомогательного электрического оборудования на тепловозе должна быть выполнена таким образом, чтобы при наилучшей развеске локомотива обеспечить свободный доступ к электрическим машинам и аппаратам, т. е. обеспечить требуемую ремонтпригодность тепловоза, а также достаточные проходы для обслуживающего персонала при эксплуатации тепловоза.

Характерно для тепловоза 2ТЭ10Л так же, как и тепловоза ТЭЗ, использование для приведения в действие вспомогательных машин и механизмов (рис. 142) механических приводов от коленчатого вала. Компоновка вспомогательных электрических устройств тепловоза ТЭ109 (рис. 143) значительно отличается от ранее строящихся тепловозов.

По сравнению с тепловозом 2ТЭ10Л тепловоз ТЭ109 имеет некоторые особенности:

а) привод всех вспомогательных механизмов осуществляется от отдельных электродвигателей переменного или постоянного тока, что позволило избавиться от применения дорогостоящих и трудоемких в изготовлении и монтаже редукторов и карданных валов;

б) коллекторные машины заменены на бесколлекторные, что упрощает конструкцию узлов электрооборудования, снижает вес и повышает надежность в эксплуатации.

В отличие от тепловозов 2ТЭ10Л дизель пускается не от тягового генератора, работающего в режиме электродвигателя, а от отдельного стартер-генератора, который после пуска дизеля работает в режиме вспомогательного генератора. Стартер-генератор 5 и возбудитель 14 крепятся непосредственно к дизель-генератору и имеют механический привод от него. Такая компоновка электрических машин обеспечивает свободный доступ к ним при ремонтах и осмотрах. Впереди генератора на раме установлена силовая выпрямительная установка с вентилятором охлаждения 4 кремниевых силовых диодов.

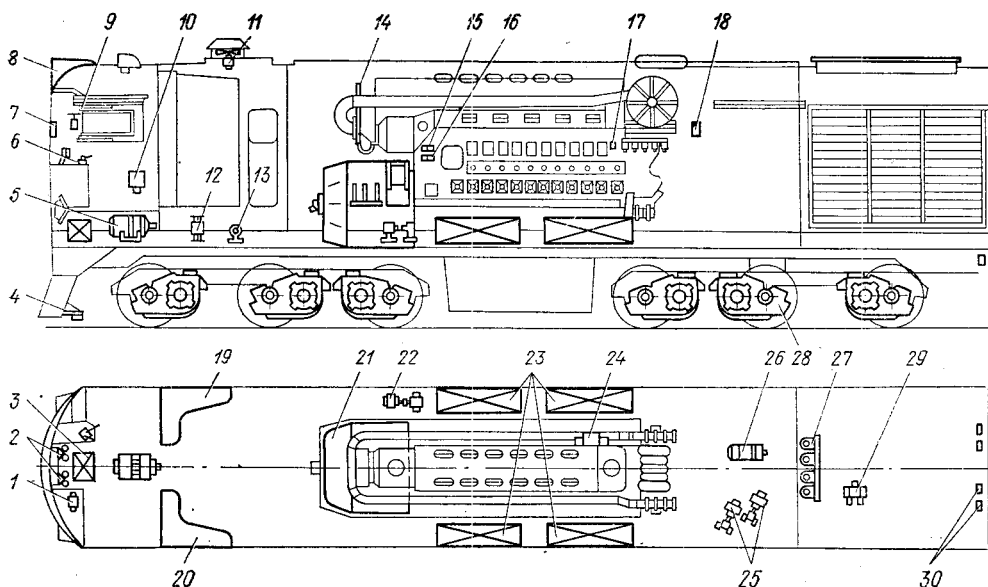


Рис. 142. Расположение электрооборудования на тепловозе 2ТЭ10Л:

1 — электродвигатель вентилятора калорифера; 2 — вентиляторы кабины машиниста; 3 — ящик дешифратора и усилителя; 4 — приемные катушки дешифратора; 5 — двухмашинный агрегат; 6 — контроллер машиниста; 7 — локомотивный светофор; 8 — прожектор; 9 — пульт управления радиостанций; 10 — электропневматический клапан ЭПК; 11 — электродвигатель вентилятора кузова; 12, 13 — трансформаторы стабилизирующий и постоянного тока; 14 — воздушные заслонки с электромагнитами; 15, 16 — реле давления масла; 17 — концевой выключатель дизеля; 18 — термореле контроля температуры воды и масла дизеля; 19, 20 — правая и левая высоковольтные камеры; 21 — тяговый генератор постоянного тока; 22 — электродвигатель маслоподкачивающего насоса; 23 — аккумуляторная батарея; 24 — объединенный регулятор; 25 — электродвигатели подкачивающих топливных насосов; 26 — однокорпусный агрегат; 27 — электропневматические вентили открытия жалюзи; 28 — тяговый электродвигатель постоянного тока; 29 — концевые выключатели гидропривода вентилятора; 30 — розетки межтепловозного соединения

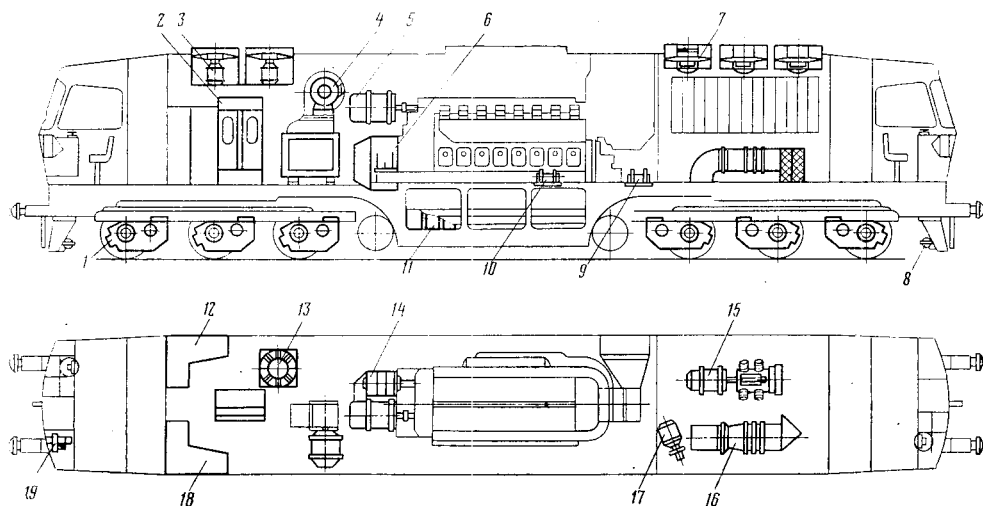


Рис. 143. Расположение электрооборудования на тепловозе ТЭ109:

1 — тяговый электродвигатель постоянного тока; 2 — камера электрооборудования центральная; 3 — мотор-вентилятор электродинамического тормоза; 4 — электродвигатель вентилятора силовой выпрямительной установки; 5 — стартер-генератор; 6 — тяговый генератор переменного тока; 7 — мотор-вентилятор холодильной камеры; 8 — приемные катушки дешифратора; 9 — электродвигатель топливopодкачивающего агрегата; 10 — электродвигатель маслоподкачивающего агрегата; 11 — аккумуляторная батарея; 12 — камера электрооборудования правая; 13 — вентилятор тяговых электродвигателей передней тележки; 14 — возбудитель переменного тока; 15 — электродвигатель компрессора; 16 — вентилятор тяговых электродвигателей задней тележки; 17 — установка обогрева воды при неработающем дизеле; 18 — камера электрооборудования левая; 19 — отопительно-вентиляционная установка

Т а б л и ц а 20

Электрическая машина	Род тока	Мощность, кВт	Напряжение, В	Сила тока, А	Частота вращения, об/мин	Вес, кгс	Установлен на тепловозе
Двухмашинный агрегат А-705: возбудитель МВТ-25/9 вспомогательный генератор МВГ-25/11	Постоянный	$\frac{5,6}{5,75}$	75	$\frac{75}{77}$	2000	400	ТЭМ2
Двухмашинный агрегат: возбудитель ВГ-275/120 вспомогательный генератор ВГТ-275/150	То же	$\frac{10}{8}$	$\frac{107}{75}$	$\frac{95}{105}$	1800	660	ТЭЗ, ТЭ7
Двухмашинный агрегат А-706: возбудитель В-600 вспомогательный генератор ВГТ-275/120	»	$\frac{15}{12}$	$\frac{150}{75}$	$\frac{100}{160}$	1800	660	2ТЭ10Л, ТЭП10Л, ТЭП60 2ТЭП60, М62
Тахометрический агрегат А-703: тахогенератор ТГ-83/100 тахогенератор ТГ-83/45	»	$\frac{0,624}{0,12}$	$\frac{78}{12}$	$\frac{8}{10}$	4000	80	ТЭЗ, ТЭ7
Однокорпусный агрегат А-705А: синхронный возбудитель ГС-500 тахогенератор ТГ-83-85	Переменный Постоянный	$\frac{1,1}{0,12}$	$\frac{110}{24}$	$\frac{10}{5}$	4000	85	2ТЭ40, ТЭП10, М62, ТЭП60, 2ТЭП60, ТЭП10Л, 2ТЭ10 Л
Синхронный генератор ГС-500А	Переменный	1,1	110	10	4000	62	2ТЭ10Л

Возбудитель синхронный однофазный ВС-650	»	26	230/309	145/130	2470/3300	—	ТЭ109, 2ТЭ109, V300, 2ТЭ116
Стартер-генератор СТГ-7: в генераторном режиме в стартерном режиме	Постоянный	$41 \frac{1}{32}$	$110 \frac{1}{64}$	$372 \frac{1}{750}$	3300	...	То же
Электродвигатель выпрямительной установки П-24М	»	4,6	110	53	1500	—	То же
Мотор-вентилятор холодильника МВ-2	Переменный	32	228/394	125/72	1960	223	ТЭ109, 2ТЭ116
Мотор вентилятор электродинамического тормоза П62-М	Постоянный	25	220	...	3000	...	V300
Генератор синхронный отопления поезда ГС-507	Переменный трехфазный	Полная 880 кВа, активная 745 кВт	400	635	1000	...	V400, V300
Электродвигатель вентилятора охлаждения тягового электродвигателя А2-72-6	Переменный	23	300÷536	...	1970	...	ТЭ109, 2ТЭ109, V300, 2ТЭ116
Электродвигатель компрессора ЭКТ-3	Постоянный	26	110	210	1100—1450	...	То же
Электродвигатель топливного насоса П-21	»	0,5	75	9,3	1350	37,8	ТЭ3, 2ТЭ10Д, ТЭП10Д
Электродвигатель масляного насоса П-41	»	4,2	64	84	2200	72	То же

Основная электроаппаратура удобно расположена в трех камерах электрооборудования: правой 12, левой 18 и центральной 2. Между камерами, электрооборудования и вентилятором охлаждения выпрямительной установки установлен электродвигатель переменного тока 13 для привода вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей передней тележки тепловоза.

Аккумуляторная батарея 11 расположена с обеих сторон тепловоза в отсеках топливного бака. Эти отсеки закрываются крышками, обеспечивая легкую замену и уход за аккумуляторами.

Вода в секциях холодильника охлаждается тремя мотор-вентиляторами 7, представляющими собой асинхронные электродвигатели с вращающимися статорами, к которым крепится восемь лопастей вентилятора. Установлены мотор-вентиляторы в холодильной камере в верхней части вертикально один за другим по длине тепловоза. Конструкция их позволяет быстро заменить вышедший из строя мотор-вентилятор. Снизу холодильной камеры на полу установлены электродвигатели привода компрессора 15 и вентилятора охлаждения тяговых электродвигателей задней тележки 16.

Вновь выпускаемые некоторые тепловозы типа ТЭ109 оборудуются электродинамическим тормозом и системой электрообогрева пассажирских вагонов поезда. Для охлаждения резисторов электродинамического тормоза установлены два мотор-вентилятора 3 постоянного тока, размещенных над камерами электрооборудования.

Опытная партия тепловозов V 300 оборудуется синхронным генератором трехфазного тока типа ГС 507 мощностью 545/745 кВт. Этот генератор предназначен для обогрева пассажирских вагонов поезда и питания электродвигателей всех вспомогательных машин и агрегатов, получающих питание через статический преобразователь частоты. Такой привод дает возможность плавно изменять частоту вращения вентиляторов холодильника.

При питании электродвигателей вспомогательных механизмов от главного генератора приходится считаться с резкими колебаниями его напряжения. Например, на 15-й позиции контроллера машиниста напряжение генератора изменяется от 560 до 200В. При увеличении расчетного напряжения с 380 В (длительного режима) до 560 В вес электродвигателей возрастает в 1,4 раза. Вал синхронного генератора соединен с валом тягового генератора через эластичную муфту. Крепится генератор на раме тепловоза. Техническая характеристика вспомогательных электрических машин тепловозов с электропередачей приведена в табл. 20.

Для питания энергией генераторов, работающих в режиме электродвигателя при пуске дизелей, питания цепей освещения, управления и вспомогательных цепей при неработающем дизеле на тепловозах применяются аккумуляторные батареи как кислотные, так и щелочные. Некоторые характеристики основных типов аккумуляторных батарей приведены в табл. 21.

Таблица 21

Марка батарей	Тип батарей	Количество аккумуляторов	Номинальная емкость, А·ч	Номинальное напряжение, В	Вес комплекта аккумуляторов, кг	Устанавливается на тепловозах
32ТН-450	Кислотная	32	450	64	1280	ТЭП60, ТЭЗ, ТЭ7, М62, ТЭМ1, ТЭМ2, ТГ102, ТГ16, ТГМ5, ТГМ10
48ТН-450	»	48	450	96	1660	
68ТПЖН-550	Щелочная	68	550	96	3128	
46ТПЖН-550	»	46	550	60	2116	2ТЭ116 ТЭ109, V300, 2ТЭ10Л, ТЭЗ, ТЭП10Л, 2ТЭ40, ТЭМ4

* Устанавливаются батареи 68ТПЖНК-250.

ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА ТЕПЛОВОЗА

51. Компрессоры

Приборы пневматической системы подвижного состава получают сжатый воздух от компрессоров. Для локомотивных компрессоров характерна периодичность их работы. После достижения рабочего давления в пневмосистеме поезда компрессоры с индивидуальным приводом автоматически останавливаются, а компрессоры с приводом от главного двигателя переходят на холостой режим работы. Доля рабочих режимов компрессора в рабочем времени тепловоза зависит от ряда эксплуатационных факторов и составляет 10—30%.

Максимальное давление сжатия у компрессоров $8,5 + 0,2$ кгс/см². Выбор компрессора для тепловоза определенного рода службы зависит от требующейся номинальной производительности, которая определяется максимально возможным расходом воздуха в поезде. Потребная производительность компрессора может быть определена из следующей зависимости:

$$Q_k = \frac{Q_p}{60v} \text{ л/мин,}$$

где v — коэффициент, учитывающий режим работы, который принимают 0,5;

Q_p — общий расход воздуха,

$$Q_p = V_{yt} + V_{тор} + V_{др} \text{ л/мин.}$$

Расход воздуха на утечки

$$V_{yt} = 0,2 Q_c,$$

Q_c — объем трубопроводов, главных и дополнительных резервуаров. Поезд, состоящий из 100 четырехосных вагонов, имеет $Q_c = 12\,000$ л;

$$V_{тор} = V_{1тор} \kappa;$$

$V_{1тор}$ — расход воздуха на одно торможение, который равен примерно $0,12 Q_c$; $V_{1тор}$ четырехосного вагона около 30 л;

κ — количество регулировочных торможений в час (6—10);

$V_{др}$ — расход воздуха на другие нужды, т. е. на пневмопесочницы, систему автоматики, закрытие и открытие дверей и др.; $V_{др}$ принимают равным 100—200 л/мин.

По основным характеристикам (производительность и давление сжатия) ведется расчет компрессора. Производительность идеального компрессора

$$Q_0 = 60nV_s = 60n \frac{\pi D^3}{4} s,$$

где V_s — объем, описываемый поршнем, м³/ход;

D и s — диаметр и ход поршня, м;

n — частота вращения вала, об/мин.

Действительная производительность компрессора меньше теоретической. Эти потери учитываются коэффициентом подачи λ , т. е.

$$Q = \lambda Q_0.$$

Для предварительных расчетов коэффициент λ можно определять с учетом отношения $\sigma = \frac{p_n}{p_{вс}}$, где p_n — давление нагнетаемого воздуха в конце рассматриваемой ступени сжатия; $p_{вс}$ — давление всасываемого воздуха, кгс/см². У двухступенчатых компрессоров тепловозов для первой ступени $\sigma = 4$ и для второй $\sigma = 2$.

Для этих значений σ коэффициент подачи воздуха λ первой ступени колеблется в пределах 0,85—0,90, а второй ступени — 0,92—0,96.

В табл. 22 приведены основные параметры тепловозных компрессоров и серии тепловозов, на которых они установлены.

Компрессор ВВ-1,5/9 (рис. 144, а) одноцилиндровый вертикальный двухступенчатый с промежуточным охлаждением воздуха в радиаторе. Корпус компрессора отлит из серого чугуна, в корпус вставлен чугунный цилиндр. Коленчатый вал опирается на два шариковых подшипника. Вал имеет один кривошип и два противовеса. В верхнюю головку стального шатуна вставлена бронзовая втулка, а в нижней имеется два вкладыша, залитых баббитом. На верхней и нижней частях дифференциального поршня, отлитого из алюминия, расположено по три компрессионных кольца. На нижней части поршня дополнительно установлены два маслосъемных кольца. Клапаны первой и второй ступеней применены полосовые. Подшипники компрессора и верхняя головка шатуна смазываются разбрызгиванием масла. Всасывающий фильтр состоит из пакета сеток. В секции тепловоза ТГ102 установлено два компрессора ВВ-1, 5/9.

Компрессор ВП = $\frac{3-4}{9}$ (рис. 144, б) двухцилиндровый с развалом цилиндров под углом 90°, двухступенчатого сжатия воздуха с промежуточным

Таблица 22

Основные параметры	Типы компрессоров				
	ВВ-1,5/9	ВП = $\frac{3-4}{9}$	КТ6, КТ7	ПК-35	2НУ2-100/145
Номинальное давление нагнетания, кгс/см ²	9	9	8	9	10
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	1000	1000	$\frac{750^*)}{850}$	1450	1000
Производительность при номинальных параметрах, м ³ /мин	1,5	3,0	$\frac{5,00^*}{5,38}$	3,68	2,5
Потребляемая мощность, л. с.	15	30	$\frac{51,0^*}{58,3}$	39,2	24
Число цилиндров:	1 с дифференциальными поршнями	2 с дифференциальными поршнями	2 1	1 1	2 2
Расположение цилиндров	Вертикальное	V-образное	W-образное	V-образное	V-образное, двухрядное
Диаметр цилиндров, мм:					
I ступени	185	185	198	190	190
II ступени	152	152	155	110	110
Ход поршня, мм:	—	—	144—левого 153—правого	—	—
I ступени	80	80	—	110	110
II ступени	—	—	146	—	—
Направление вращения (со стороны привода)	Левое и правое	Левое и правое	КТ6—правое КТ6—левое	Левое и правое	Левое
Устанавливается на тепловозах	ТГ102	ТГ102*, ТГМ3, ТГМ3А	КТ7, 2ТЭ10Л, ТЭП10Л, ТЭП10, ТЭП60, М62	КТ6, ТЭ3, ТЭМ1, ТЭМ2, ТЭ7, ТЭМ4, ТГ106	ТГМ5, ТГМ6, ТГМ10, ТГ16, ТГП50, ТЭ109, 2ТЭ116

* В числителе для тепловоза ТЭП60, в знаменателе — 2ТЭ10Л.

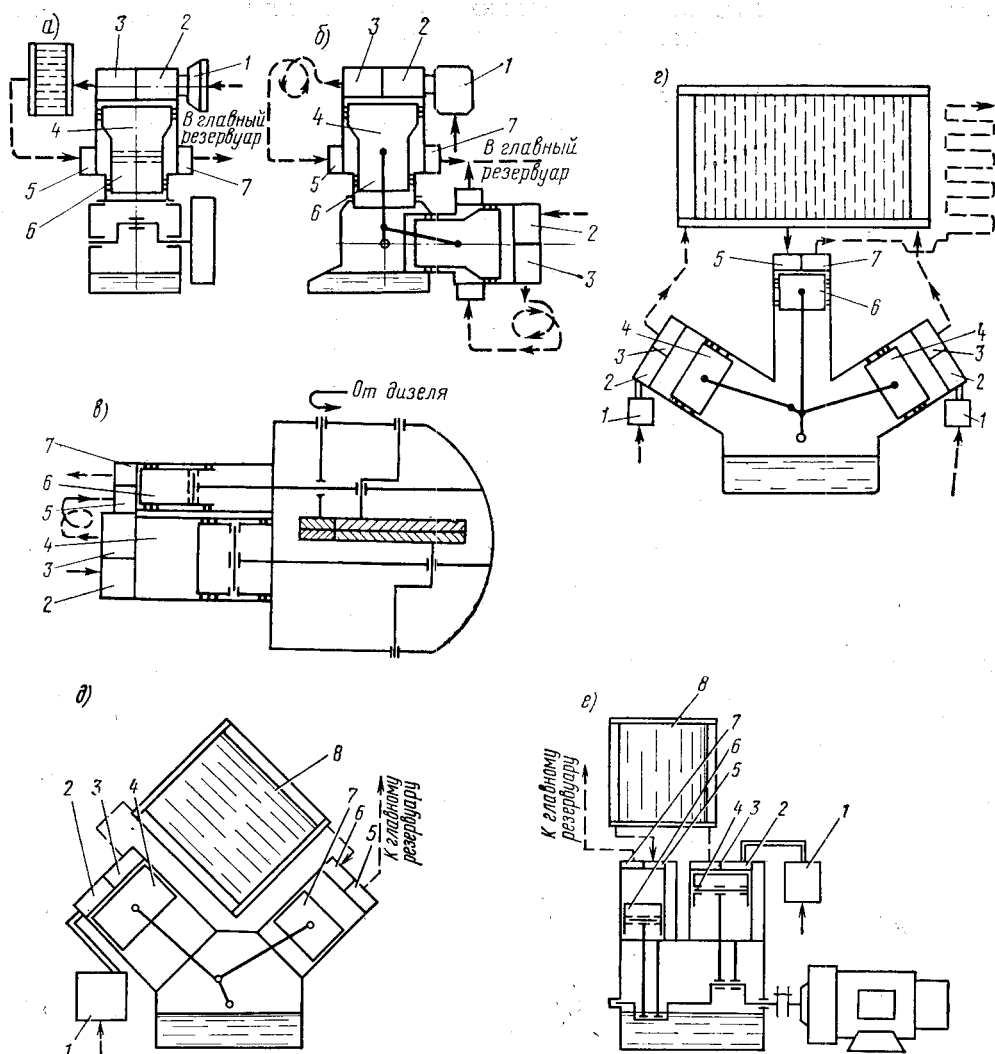


Рис. 144. Схемы компрессоров:

а — ВВ-1,5/9; б — ВП = $\frac{3=4}{9}$; в — Э500; г — КТ6 и КТ7; д — ПК-35; е — 2НУ2-100/145; 1 — всасывающий фильтр; 2 — всасывающие клапаны цилиндров низкого давления (ц. н. д.); 3 — нагнетательные клапаны ц. н. д.; 4 — цилиндр и поршень низкого давления; 5 — всасывающие клапаны цилиндров высокого давления (ц. в. д.); 6 — цилиндр и поршень высокого давления; 7 — нагнетательные клапаны ц. в. д.; 8 — холодильник

его охлаждением между ступенями. Устройство и размеры каждого цилиндра этого компрессора такие же, как у компрессора ВВ-1,5/9. Отличие в конструкции имеет коленчатый вал, так как от шатунной шейки приводятся в движение два шатуна.

Компрессоры 1ТК, КТ6, КТ7, КТ8 (рис. 144, г) двухступенчатого сжатия, трехцилиндровые с охлаждением воздуха между ступенями. В двух цилиндрах, выполненных с углом развала 120° , осуществляется первая ступень сжатия воздуха, а в вертикальном цилиндре — вторая. Коленчатый вал вращается в шариковых подшипниках. Нижняя головка жесткого шатуна при помощи пальцев соединена с двумя прицепными шатунами. Поршни первой и второй ступеней имеют по два уплотнительных и маслосбрасывающих кольца. В верхние головки шатуна впрессованы бронзовые втулки. В каждой цилиндрической крышке имеются клапанные коробки, в которых установлены по два пластинчатых всасывающих клапана и по одному нагнетательному клапану.

Для охлаждения воздуха в холодильнике применен вентилятор, приводимый во вращение клиновыми ремнями от шкива, установленного на валу компрессора.

Компрессор ПК-35 (см. рис. 144, д) двухцилиндровый, V-образный с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха. Угол развала цилиндров равен 90° . Правый цилиндр — I ступень сжатия воздуха, а левый — II. Цилиндры и крышки компрессора — чугунные оребренные. Поршень первой ступени алюминиевый, второй ступени — чугунный. Клапаны — комбинированные, самодействующие полосовые. Коленчатый вал вращается в шариковых подшипниках. Нижние головки обоих шатунов шарнирно присоединены к одной шейке коленчатого вала. Смазка шатунных шеек коленчатого вала и поршневых пальцев осуществляется от шестеренчатого масляного насоса, остальных деталей — разбрызгиванием. После первой ступени сжатия воздух охлаждается в гладкотрубчатом двухсекционном холодильнике радиаторного типа. Охлаждающий воздух прогоняется осевым вентилятором, имеющим клиноременный привод от коленчатого вала компрессора.

Воздушные фильтры применены самосмазывающиеся с масляной ванной.

Компрессор 2НУ2-100/145 (см. рис. 144, е), поставляемый для экспортных тепловозов ТЭ109 (V300) четырехцилиндровый, с двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха. Привод компрессора — индивидуальный от электродвигателя постоянного тока. Цилиндры расположены двумя V-образными группами. Кривошипно-шатунный механизм каждой группы имеет одну шейку. Вследствие этого оси цилиндров групп смещены в продольном направлении. В каждой головке цилиндра установлены два всасывающих и один нагнетательный клапан пластинчатого типа. Коленчатый вал компрессора вращается в двух роликовых подшипниках.

Воздух, всасываемый компрессором, очищается в инерционно-масляных (с циклонами) фильтрах, предварительно сжимается в цилиндрах передней группы (I ступень), проходит промежуточный охладитель и поступает в цилиндры задней группы (II ступень сжатия). Для предупреждения возможности чрезмерного повышения давления в I ступени сжатия промежуточный охладитель оборудован предохранительным клапаном, отрегулированным на $3,5 \text{ кгс/см}^2$. Тепло от цилиндров, головок и промежуточного охладителя отводится атмосферным воздухом, который нагнетается двумя осевыми вентиляторами, приводимыми от коленчатого вала компрессора клиноременной передачей. Движущиеся детали смазываются путем разбрызгивания масла из ванны картера при помощи черпаков, прикрепленных к крышкам шатунов.

Компрессоры на тепловозах приводятся в действие от главного или вспомогательного двигателя. В том и другом случае тип привода может быть механическим, гидравлическим или электрическим. Последние два имеют то преимущество, что позволяют легко автоматически остановить и пустить компрессор в нужный момент, а также получить номинальную производительность независимо от частоты вращения коленчатого вала главного двигателя. Кроме того, гидростатический и электрический привод исключает вредное воздействие колебаний системы компрессора на детали валопровода и двигателя. Индивидуальный привод способствует созданию унифицированной компрессорной установки и для всех типов тепловозов. По этим причинам проекты новых тепловозов в последнее время предусматривают индивидуальный привод компрессора. В настоящее время рассматриваются возможности применения свободно-поршневых дизель-компрессоров и винтовых компрессоров с индивидуальным приводом.

52. Тормозная система и система пневматического управления

Оборудование автотормоза тепловоза состоит из воздушной системы и рычажной передачи от тормозных цилиндров к тормозным колодкам. Пассажирские тепловозы (ТЭП60) оборудуют электропневматическими тормозами, кото-

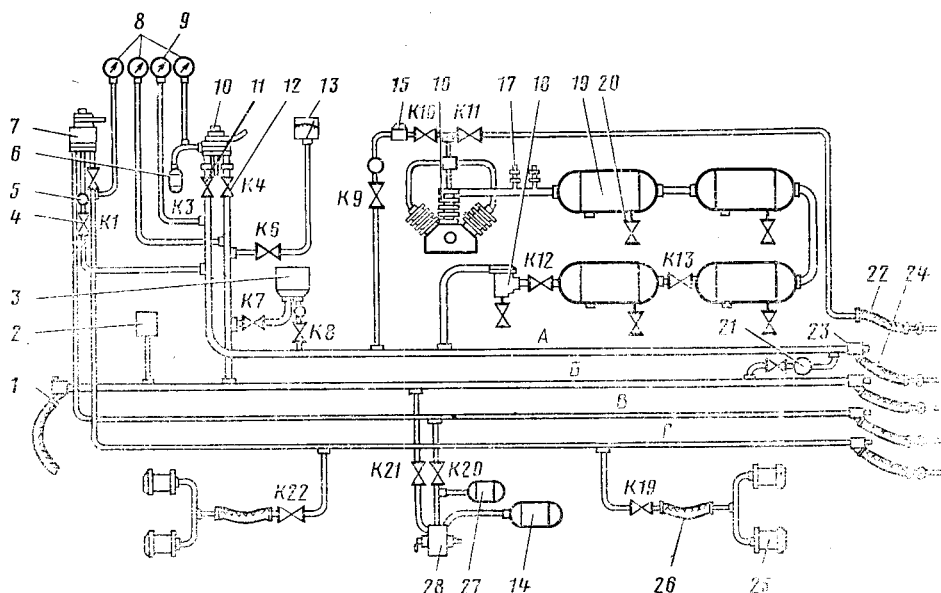


Рис. 145. Схема воздухопровода тормоза тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — рукав соединительный; 2 — регулятор давления; 3 — клапан автостопа; 4 — разобщительный кран; 5 — фильтр; 6 — резервуар уравнивательный; 7 — кран вспомогательного тормоза; 8 — манометры до 10 кгс/см²; 9 — манометр до 16 кгс/см²; 10 — кран машиниста; 11 — кран двойной тяги; 12 — кран комбинированный; 13 — скоростемер; 14 — запасной резервуар; 15 — регулятор давления; 16 — компрессор; 17 — предохранительный клапан; 18 — маслоотделитель; 19 — главный резервуар; 20 — кран спускной; 21 — обратный клапан; 22 — шланг соединительный; 23 — кран концевой; 24 — рукав соединительный с оплеткой; 25 — тормозной цилиндр; 26 — рукав; 27 — резервуар стабильности; 28 — воздухораспределитель с камерой; K1-K4, K6-K22 — краны

рые создают возможность одновременного действия тормозных приборов по всей длине состава. Оборудование электропневматического и обычного пневматического тормозов дублируется. При неисправности электрической цепи тормоза осуществляют переход на обычные пневматические тормоза. Как в пневматических, так и электропневматических тормозах источником энергии для торможения является давление сжатого воздуха на поршни тормозных цилиндров. Принципиальное устройство автотормозных систем тепловозов одинаковое.

Компрессор нагнетает воздух в главный резервуар до давления 8,5—10,2 кгс/см², после чего срабатывает регулятор давления, подача воздуха в главный резервуар прекращается и снова возобновляется при падении давления до 7 кгс/см². Понятие «главный резервуар» подразумевает последовательно соединенные два (ТГМ1, ТГМ3), три (ТЭ10, ТЭП60), четыре (ТЭ3, ТЭМ2 и 2ТЭ10Л) и шесть (ТГ102) резервуаров, суммарная емкость которых составляет 1000—1200 л. На современных локомотивах применяют кран машиниста усл. № 394 и кран вспомогательного тормоза усл. № 254, которые в отличие от прежних конструкций могут управлять всеми типами автотормозов.

На современных грузовых локомотивах устанавливают воздухораспределители № 270-002, а на пассажирских — воздухораспределители № 292 и электровоздухораспределители № 305.

Рассмотрим действие автотормоза (рис. 145) при зарядке, торможении и отпуске.

З а р я д к а т о р м о з о в. При зарядке тормозов ручку крана машиниста 10 переводят в первое, зарядное положение. Воздух из питательной магистрали А, которая сообщается с главным резервуаром, через кран машиниста проходит в тормозную магистраль Б и оттуда через воздухораспределитель 28 в запасной резервуар 14. К концу зарядки давление в уравнительном резервуаре 6 должно быть 6—6,5 кгс/см². После этого ручку крана машиниста переводят в поездное положение, при котором давление в тормозной магистрали локомотива и поезда поддерживается на уровне 5,3—5,5 кгс/см². Все дублирующие тормозные устройства второй секции должны быть отключены.

Торможение при следовании с поездом. При торможении ручку крана машиниста 10 переводят в одно из тормозных положений. В этом случае определенный объем воздуха из тормозной магистрали выпускается в атмосферу, что вызывает в ней понижение давления. При падении давления срабатывает воздухораспределитель 28 и перепускает воздух из запасного резервуара 14 в магистраль блокировки вспомогательного тормоза В и дополнительный резервуар 27, который обеспечивает стабильную работу крана вспомогательного тормоза 7. Под действием сжатого воздуха кран 7 срабатывает и перепускает воздух из питательной магистрали А в магистраль вспомогательного тормоза Г и далее в тормозные цилиндры 25. Давление воздуха в тормозных цилиндрах контролируется манометром 8.

Одновременно с тормозом локомотива начинают действовать и тормоза вагонов, где сжатый воздух при срабатывании воздухораспределителей поступает непосредственно в тормозные цилиндры.

Торможение при одиночном следовании локомотива. В этом случае ручку крана машиниста 7 вспомогательного тормоза ставят в одно из тормозных положений, которое дает возможность сжатому воздуху перетекать из питательной магистрали А в магистраль вспомогательного тормоза Г и далее в тормозные цилиндры 25. В отдельных случаях, например, при перевалистом профиле пути краном машиниста вспомогательного тормоза пользуются при езде с поездом, притормаживая спускающийся под уклон тепловоз, в то время когда часть вагонов еще движется на подъем.

Отпуск тормозов. Переводят ручку крана в первое положение, машинист отпускает тормоза. В этом случае происходят процессы, аналогичные процессу зарядки. Одновременно через кран вспомогательного тормоза и воздухораспределитель соединяются с атмосферой магистраль вспомогательного тормоза Г, магистраль блокировки В и тормозные цилиндры 25. Так как давление в тормозных цилиндрах равно атмосферному, нажатие тормозных колодок прекращается.

Рычажная передача тормоза выполняется с односторонним и двусторонним нажатием тормозных колодок. При одностороннем нажатии (тепловозы ТЭ10, ТЭЗ, ТЭМ и др.) устанавливается по два тормозных цилиндра на одну тележку, а при двустороннем (тепловозы ТЭП60, 2ТЭ10Л и др.) — соответственно по четыре или шесть тормозных цилиндров. Тормозные колодки применяют чугунные и пластмассовые.

На тепловозах, кроме автоматического тормоза, установлен ручной с механическим приводом из кабины машиниста к рычажной передаче одной тележки.

Электрическое торможение. Новые отечественные и некоторые зарубежные тепловозы оборудуются электродинамическими системами торможения, которые позволяют повысить скорости движения поездов на уклонах, улучшить регулирование тормозного усилия, уменьшить износ тормозных колодок и бандажей и т. п. Этот способ торможения может быть применен самостоятельно, а также в дополнение к действию пневматических тормозов.

Электрическое торможение применяется на тепловозах с электрической передачей. Сущность этого торможения заключается в том, что тяговые электродвигатели переводятся в генераторный режим работы. Кинетическая энергия поезда передается от колес тяговым электродвигателям и преобразуется в электроэнергию. Момент, действующий в этот период на электродвигатели (генераторы), направлен противоположно моменту двигательного режима. Часть получаемой электроэнергии гасится в тормозных реостатах, а часть используется для питания вспомогательных приводов (вентиляторов для охлаждения тяговых двигателей и тормозных резисторов, заряда аккумуляторной батареи и т. п.).

Гидродинамическое торможение осуществляется одной или двумя гидромuftами, предусмотренными только для этой цели в главном корпусе гидropередачи. Тормозные гидромuftы заполняются маслом при помощи

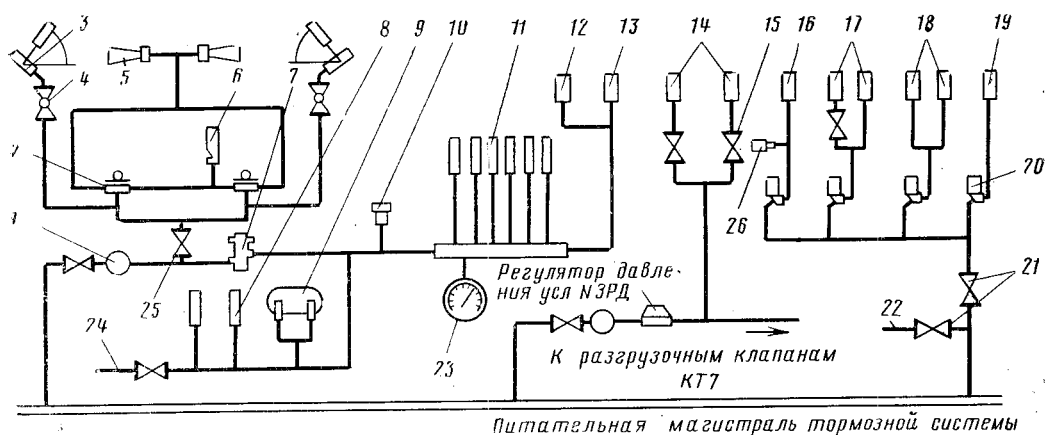


Рис. 146. Схема системы пневматического управления тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — фильтр; 2 — клапан тифонов и свистка; 3 — стеклоочиститель; 4 — краник воздушный; 5 — тифон; 6 — свисток; 7 — клапан максимального давления; 8 — групповые контакторы; 9 — реверсор; 10 — электропневматический клапан песочницы; 11 — поездные контакторы; 12 — электропневматический вентиль включения ряда топливных насосов дизеля; 13 — электропневматический вентиль ускорителя пуска дизеля; 14 — пневмоцилиндры привода колес воздухоочистителей; 15 — разобщительные краны; 16 — пневмоцилиндр привода верхних жалюзи; 17 — пневмоцилиндры привода нижних боковых жалюзи; 18 — пневмоцилиндры привода верхних боковых жалюзи; 19 — пневмоцилиндр выключения автоматического привода вентилятора; 20 — электропневматические вентили ВВЗ; 21 — разобщительные краны усл. № 4200; 22 — патрубок для обдува холодильника; 23 — манометр; 24 — патрубок для обдува генератора и высоковольтных камер; 25 — разобщительные краны усл. № 383; 26 — клапан запорный

регулирующих клапанов при переводе рукоятки контроллера на низшие позиции. Тепло от масла тормозных гидромуфт отводится водомасляным теплообменником гидропередачи. В гидропередаче Мекидро К184В имеются две тормозные гидромуфты, которые при торможении поглощают мощность, равную мощности дизеля, а при включении одной гидромуфты — половину этой мощности.

Система пневматического управления. Воздушная система управления предусмотрена для автоматического привода различных приборов управления на тепловозе. Схемы автоматики управления для тепловозов с одинаковым типом передачи не имеют существенных отличий. Поэтому для примера рассмотрим схему воздушной системы тепловоза 2ТЭ10Л, характерную для тепловозов с электрической передачей. Схемы автоматики управления тепловозов с гидравлической передачей отличаются приводами к ряду приборов.

Воздух из главных резервуаров (рис. 146) поступает в питательную магистраль с давлением 8 кгс/см^2 и подводится к стеклоочистителям, приводам правых, левых и верхних жалюзи вентиляторов холодильника. Для питания остальных приборов автоматики воздух проходит через редукционный клапан, где он понижает свое давление до $5,5\text{--}6 \text{ кгс/см}^2$, и далее поступает в запасный резервуар. Из этого резервуара воздух подводится к электропневматическим вентилям песочниц, реверсору, клапанам, регулятора частоты вращения, подвижного упора реек топливных насосов, к электропневматическим контакторам и к другим приборам автоматики.

53. Песочная система и противопожарная установка

Для улучшения условий сцепления колес тепловоза с рельсами при кратковременной необходимости повышения силы тяги или для предотвращения опасности боксования или юза применяется подача в зону контакта колес с рельсами сухого, чистого песка. Песок подается под передние по направлению движения колеса каждой тележки. Песочная система тепловоза представляет собой комплекс пневматических и электрических приборов, обеспечивающих транспортировку песка из бункеров песочниц на рельсы.

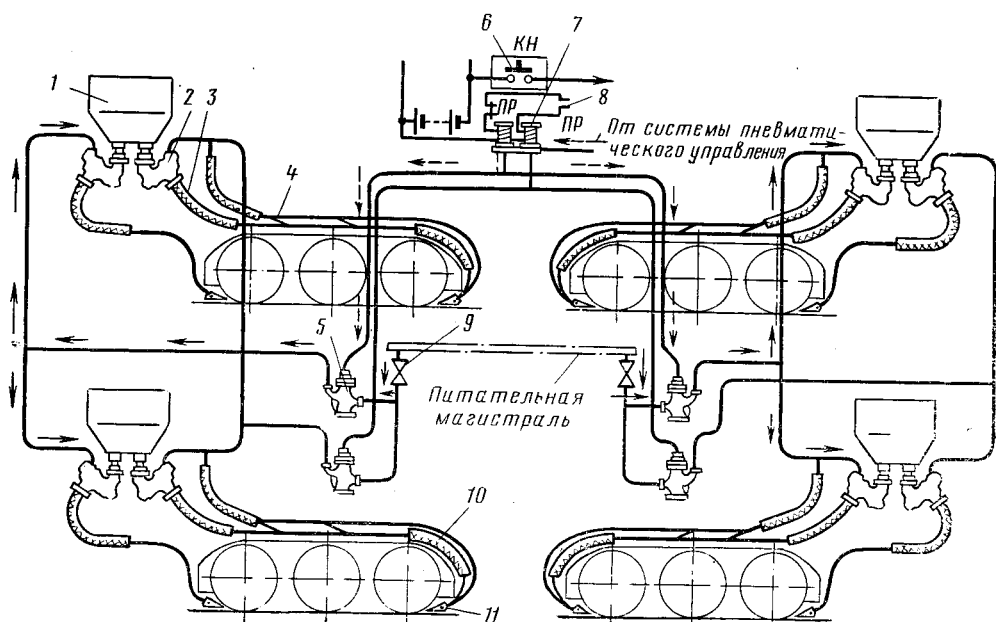


Рис. 147. Схема песочной системы тепловоза 2ТЭ10Л:

1 — бункера песочницы; 2 — форсунки; 3 — шланги соединительные; 4 — трубопровод подвода воздуха; 5 — воздухораспределители песочниц; 6 — педаль песочницы; 7 — электропневматический клапан; 8 — контакты реверсора; 9 — разобщительный кран; 10 — шланг; 11 — шланг концевой

Схема песочной системы тепловоза 2ТЭ10Л показана на рис. 147. Управление работой песочной системой дистанционное электропневматическое. При нажатии на педаль песочницы 6 замыкается электрическая цепь и напряжение через соответствующие контакты реверсора 8 поступает на избранный вентиль электропневматического клапана 7, который пропускает воздух из системы пневматического управления к двум воздухораспределителям 5. Воздухораспределители перепускают воздух из магистрали к форсункам 2. В камере форсунки песок взрыхливается, подается к соплу и уносится струей воздуха в трубопровод. Из трубопровода через концевые шланги 11 песок поступает под колеса первой и четвертой оси. При движении тепловоза назад включается в работу вторая пара воздухораспределителей и песок подается к шестой и третьей оси. Трубы, подводящие песок к колесам четвертой и третьей оси, имеют длинные

горизонтальные участки и поэтому оборудуются тремя дополнительными подводами воздуха для взрыхления и проталкивания песка через концевые шланги к месту контакта колес с рельсами.

Противопожарная установка. Все современные магистральные тепловозы оборудуются противопожарными средствами. Противопожарная установка может быть использована для тушения пожаров, возникших не только на тепловозе, но и на других объектах железнодорожного транспорта (вагонах, зданиях и т. п.) в пределах длины шлангов и дальности струи.

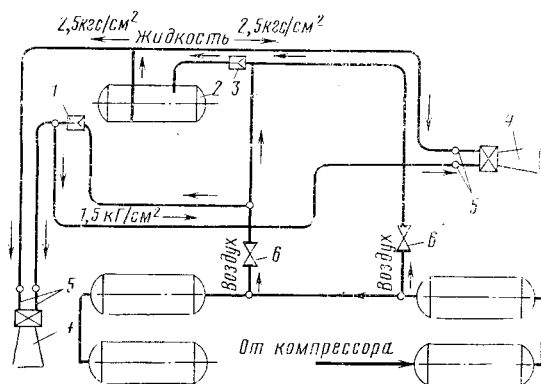


Рис. 148. Схема противопожарной установки:

1 — клапан максимального давления на 1,5 кгс/см²; 2 — резервуар противопожарный; 3 — клапан максимального давления на 2,5 кгс/см²; 4 — смеситель; 5 — шланги; 6 — разобщительный кран

Комплектность противопожарных средств обусловлена нормами МПС, поэтому для изучения их достаточно остановиться на устройстве противопожарной установки тепловоза 2ТЭ10Л.

Противопожарные средства каждой секции этого тепловоза включают: а) автоматическую пожарную сигнализацию; б) воздухопенную установку; в) два углекислотных огнетушителя типа ОУ-5 ГОСТ 7276—69; г) один пенный огнетушитель ОП-5 ГОСТ 16 005 — 70. Противопожарная пенная установка (рис. 148) имеет два ручных поста управления и состоит из резервуара 2 емкостью 290 л, гибких шлангов и генератора высокократной пены. Установка приводится в действие одним или двумя разоблицительными кранами, через которые воздух из главных резервуаров поступает по трубопроводам в резервуар и далее в генератор высокократной пены, в котором происходит смешивание пенного раствора и воздуха с образованием пены, струя которой направляется на горящие предметы. Кратность выхода пены составляет 2,5—3,5, а объем пены 7250 — 10 150 л. Давление воздуха в трубопроводах установки регулируется редукционными клапанами максимального давления (2,5—2,8 кгс/см²).

ПЕРСПЕКТИВЫ ТЕПЛОВОЗОСТРОЕНИЯ

54. Тенденции развития тепловозостроения в СССР

За годы развития отечественного тепловозостроения непрерывно увеличивался выпуск тепловозов, совершенствовалась их конструкция и росла секционная мощность. В нашей стране освоено крупносерийное строительство тепловозов мощностью 3000 л. с. в одной секции. К таким тепловозам относятся двухсекционные грузовые тепловозы 2ТЭ10Л мощностью 2×3000 л. с., пассажирские тепловозы ТЭП60 мощностью 3000 л. с. и другие. Созданы новые тепловозы ТЭ109 и 2ТЭ116 мощностью по 3000 л. с. в секции с экономичными дизелями типа Д49 или Д70, с электрической передачей переменного тока, с индивидуальным приводом к вспомогательным машинам и механизмам и т. п. Выпущен тепловоз ТЭП70 с дизелем мощностью 4000 л. с.

Локомотивостроительная промышленность в СССР ежегодно выпускает локомотивов больше, чем все вместе взятые фирмы таких крупных капиталистических стран, как США, Франция, Англия, Япония, ФРГ и Италия.

В соответствии с Директивами XXIV съезда КПСС поставлена задача дальнейшего увеличения мощности локомотивов, выпускаемых в 9-й пятилетке. Это мероприятие является одним из важнейших для освоения растущего грузооборота железных дорог. Ведутся работы по созданию магистральных грузовых тепловозов мощностью 4000—6000 л. с. и пассажирских мощностью 4000—8000 л. с. в одной секции и с одной силовой установкой. Намечена постройка маневровых тепловозов мощностью 2000 л. с.

Из года в год снижаются удельный вес конструкции и удельный расход топлива тепловозами, повышается их коэффициент полезного действия.

Намечается увеличение выпуска тепловозов в связи с переводом почти всей маневровой работы на тепловозы и необходимостью замены паровозов тепловозами на подъездных путях промышленности.

На ближайшую перспективу намечается повышение технического уровня отечественного тепловозостроения.

1. Создание тепловозов с секционной мощностью 4000—6000 л. с. и с более эффективными и современными узлами.

Дизель. Находятся в производстве новые четырехтактные дизели типов Д70 и Д49. Новые дизели имеют удельный расход топлива около 150 г/э. л. с. ч вместо 170—175 г/э. л. с. ч у двухтактных дизелей. На базе дизелей Д70 или Д49 создается единый мощностной ряд дизелей 1200, 2400, 3000, 4000, 6000 л. с. Массовое применение этих дизелей снизит постройную стоимость и расходы при эксплуатации тепловозов.

Электрическая передача. За последние годы на тепловозах получает широкое распространение электрическая передача переменного тока. Генераторы переменного тока, применяемые на тепловозах ТЭ109, 2ТЭ116, отличаются высокой надежностью и эффективностью. Поэтому все мощные тепловозы в ближайшей перспективе будут оборудованы такой передачей. Одновременно ведутся работы по созданию электрической передачи переменного тока. Улучшается устройство системы автоматического регулирования внешней тяговой характеристики тепловозов, создаются более надежные электрические аппараты с применением полупроводниковых элементов.

Холодильники и вспомогательное оборудование. Ведутся работы по усовершенствованию тепловозных холодильников, снижению удельных показателей, оценивающих затраты металла на изготовление радиаторов и расход мощности на вентиляторы и насосы. Увеличивается надежность холодильника, усовершенствуется привод к вентилятору, обеспечивающий автоматическое регулирование частоты вращения его вала при частичных нагрузках дизеля и изменениях внешней температуры. Внедряется более эффек-

тивная двухступенчатая система очистки воздуха для дизеля и электрических машин. Создаются наиболее эффективные конструкции компрессоров, вентиляторов электрических машин и приводы к ним. Получает широкое распространение индивидуальный электрический привод к вспомогательным агрегатам.

Экипажная часть. В современных конструкциях строящихся и проектируемых тепловозов используют ряд прогрессивных решений в улучшении конструкции экипажной части: бесчелюстные тележки с улучшенными динамическими качествами и односторонним расположением тяговых двигателей, несущие кузова, дисковые тормоза, люлочные возвращающие устройства, пневматическое рессорное подвешивание и т. д.

Бесчелюстные тележки оборудованы мягким рессорным подвешиванием, фрикционными и резиновыми амортизаторами. Динамические качества таких тележек значительно улучшены. В дальнейшем в связи с предполагаемым увеличением нагрузок на оси до 25—27 т будет проводиться работа по снижению динамических воздействий на путь.

2. Снижение удельного веса тепловоза и особенно при повышении их секционной мощности. Эти мероприятия проводятся путем:

а) применения более легких дизелей с высокой степенью наддува, повышенным средним эффективным давлением (до 15—20 кгс/см²) и увеличенной частотой вращения валов дизелей;

б) снижения веса главных генераторов и тяговых двигателей (при электрической передаче) за счет применения прогрессивных электротехнических материалов, главных генераторов переменного тока, группового привода к колесным парам и дальнейшего совершенствования схемы и конструкции передачи;

в) применения эффективных профилей несущих конструкций из низколегированных сталей, алюминия и других прогрессивных материалов. Кроме этого, разрабатываются эффективные конструкции несущих нагрузку кузовов, которые дают возможность снизить их вес и увеличить прочность. В тепловозостроении применяется большое количество узлов и деталей из пластмасс. В дальнейшем перечень таких деталей и узлов будет расширяться.

3. Повышение коэффициента сцепления и ходовых качеств локомотива. Как показала практика эксплуатации тепловозов, более высокие значения коэффициентов сцепления достигаются в тех случаях, когда:

а) каждая из движущихся колесных пар будет развивать одинаковое тяговое усилие путем выравнивания нагрузок на оси и электромеханических характеристик тяговых двигателей;

б) используется групповой привод (мономоторные тележки) с параллельным соединением тяговых двигателей. Значительно снижается боксование локомотивов с групповым приводом по сравнению с локомотивами, у которых колесные пары оборудованы индивидуальным приводом и последовательным соединением тяговых двигателей. Ведутся проектные работы по применению мономоторных тележек на перспективных тепловозах мощностью 4000—6000 л. с.

При индивидуальном приводе надежным противобоксовочным мероприятием является применение тяговых электродвигателей с независимым возбуждением.

Ходовые качества, определяемые уровнем вертикальных и горизонтальных динамических нагрузок, будут значительно улучшены путем применения более мягкого рессорного подвешивания и, в частности, пневморессор, люлочных возвращающих устройств резиновых или резино-металлических элементов, опорно-рамного подвешивания тяговых электродвигателей и т. п.

Все это будет способствовать улучшению условий работы локомотивной бригады, увеличит надежность экипажной части и продлит срок службы локомотива.

4. Повышение надежности и долговечности узлов, в особенности дизелей, холодильников, ходовых частей, электрической и гидравлической передач и т. п.

5. Дальнейшее улучшение технико-экономических показателей путем уменьшения удельного расхода топлива дизелями, уменьшения удельного веса дизелей и тепловозов в целом, снижения затрат цветного металла, уменьшения затрат мощности на приводы к вспомогательным агрегатам, снижения стоимости постройки и эксплуатационных расходов и т. д.

Для уменьшения удельного расхода топлива дизелем и повышения его эффективного к. п. д. предполагается использовать результаты научных исследований по регулированию подачи воздуха в дизель и степени его охлаждения или нагревания при частичных нагрузках (от 0,6—0,7 номинала и ниже).

6. При создании перспективных тепловозов предусматривается максимальная унификация и типизация узлов и деталей. На основании отечественного и зарубежного опыта тепловозостроения будет создан ряд унифицированных узлов (дизели, тяговые двигатели, вспомогательные электромашины и электрооборудование, компрессоры и тормозное оборудование, фильтры и воздухоочистители, блоки холодильников, колесные пары, буксы, элементы рессорного подвешивания, приборы управления и автоматики).

7. Улучшение условий работы локомотивных бригад. Дальнейшее улучшение условий работы локомотивных бригад будет осуществляться путем применения надежной шумоизоляции, уменьшения вибраций, улучшения видимости, освещенности, создания нормальных температурных и климатических условий в кабине при помощи установок для кондиционирования воздуха. Разработаны и внедряются мероприятия по снижению до нормальных значений шума от дизеля и от взаимодействия тепловоза и рельсового пути. В кабине улучшаются системы защиты, контроля и сигнализации. Ведутся работы по автоматизации всех процессов управления с применением электроники. Большое значение уделяется внедрению электродинамических тормозов.

По данным ЦНИИ МПС и других организаций, при длинах приемоотправочных путей до 1700 м весовые нормы поездов увеличатся до 8000 т. Как показали технико-экономические исследования, максимальная скорость грузовых поездов на ближайшую перспективу должна составлять 100—120 км/ч, а на расчетных подъемах—28—35 км/ч. Для курьерских поездов весом около 500 т максимальные скорости должны достигать 180—200 км/ч, а для пассажирских весом до 1000 т они будут равны 160—180 км/ч.

В табл. 23 приведены ориентировочные значения некоторых параметров, характеризующих перспективные типы грузовых и пассажирских тепловозов с электрической передачей. Разумеется, по мере разработки значения этих параметров будут уточняться.

Будет продолжаться постройка поездных и маневровых тепловозов не только с электрической, но и с гидравлической передачей. Например, Людиновский завод выпускает поездные двухсекционные тепловозы ТГ16 мощностью 2×1620 л. с., маневровые тепловозы ТГМ6А мощностью 1200 л. с. и ТГМ4 — 800 л. с. Ведется работа по повышению качества и надежности узлов этих тепловозов.

Как показала практика эксплуатации, тепловозы с гидропередачей по сравнению с тепловозами с электрической передачей менее экономичны и пока

Таблица 23

Параметры	Тепловозы				
	Грузовые			Пассажирские	
Осевая характеристика .	3 ₀ -3 ₀	3 ₀ -3 ₀	2-2-2-2	3 ₀ -3 ₀	2-2-2-2
Сцепной вес, тс	138	<u>150</u> 162	<u>200</u> 216	<u>112</u> 138	156
Мощность по дизелю, л. с.	4000	<u>4000</u> 6000	<u>6000</u> 8000	<u>4000</u> 6000	<u>6000</u> 8000
Конструкционная ско- рость, км/ч	100—120	100÷120	100—120	160	<u>180</u> 200

еще недостаточно надежны. Маневровые тепловозы с гидравлической передачей имеют время реверсирования 7—12 секунд, тогда как при электрической передаче оно составляет доли секунды. Однако тепловозы с гидравлической передачей почти не требуют цветного металла. Необходима еще большая работа по совершенствованию тепловозов с гидравлической передачей.

55. Развитие тепловозостроения за рубежом

В ряде стран и в первую очередь в США, Франции, ФРГ, Англии тепловозостроение имеет широкое развитие [22]. Применяются более эффективные и оригинальные конструкции тепловозных узлов, способствующие снижению затрат металла, уменьшению удельных расходов топлива, масла, увеличению моторесурса и расширению автоматизации управления тяговыми процессами тепловоза и работой отдельных агрегатов.

Все шире внедряются типизация, стандартизация и взаимозаменяемость узлов различных типов тепловозов, выпускаемых в той или иной стране. Взамен металлов применяют пластмассы и синтетические материалы. Значительные достижения имеются по снижению шумности и вибрации в кабине машиниста.

Во всех странах и особенно в США последние годы характеризуются значительным увеличением мощности тепловозов в одной секции. Нагрузка от оси на рельсы для европейских тепловозов составляет 18 — 21,5 тс, а для американских—27—31,5 тс. Основные характеристики современных наиболее распространенных мощных тепловозов, применяемых за рубежом, приведены в табл. 24.

США. Около 95% всего грузопотока железных дорог страны осваивается тепловозами. Тепловозы в основном строили две фирмы «Дженерал Моторс» (около 75% от общего числа), «Дженерал Электрик» (соответственно около 15%) и остальные другие фирмы. Общий годовой выпуск составляет около 1 тыс. тепловозов. Мощность выпускаемых тепловозов за последние годы значительно возросла. Если в 1965 г. секционная мощность строящихся поездных тепловозов составляла 2500—2750 л. с., то в 1970 г. она возросла до 3000—3600 л. с. Значительное распространение имеет тепловоз SD45 мощностью 3600 л. с. фирмы «Дженерал Моторс», имеющий электрическую передачу переменного тока. За последние годы выпускаются опытные образцы тепловозов мощностью 4200—6000 л. с. в одной секции. Строящиеся новые тепловозы поставляются для замены тепловозов первых выпусков, имеющих мощность 1500—1750 л. с. и проработавших более 15 лет. Тепловозостроительные фирмы производят также модернизацию старых тепловозов, используя их рамы и механическую часть для установки более мощных дизелей.

Повышение мощности выпускаемых тепловозов диктуется железнодорожными компаниями, которые для вождения поездов весом 12—20 тыс. т ранее использовали от 4 до 9 тепловозов мощностью 1750—2250 л. с. каждый. В 1963—1969 гг. фирмами «Дженерал Моторс», «Дженерал Электрик» и Алко были спроектированы более экономически выгодные тепловозы мощностью 5500—6600 э. л. с. в секции. При сочленении трех секций U50C (см. табл. 24) или Century 855 или двух тепловозов SD 45 и одного DD40X и т. д. можно получить суммарную мощность (для тяги) от 10 000 до 16 000 л. с. Эти тепловозы имеют много интересных конструктивных решений как в их общей компоновке, так и в конструкции отдельных узлов. Коротко остановимся на особенностях устройства этих локомотивов. Модернизировав тепловоз GP30, фирма «Дженерал Моторс» создала новый локомотив GP40 мощностью 3000 э. л. с. с дизелем 645E, а на базе его тепловоз DD35 мощностью 5500 л. с. и в дальнейшем DD40X мощностью 6600 э. л. с. с двумя дизелями этого типа. Эти тепловозы имеют унифицированные вспомогательные механизмы и узлы экипажной части.

Тепловозы DD35 не имеют кабины управления и представляют собой бустер. Они предназначены для работы на сцепе с тепловозами GP35 или SD35.

Таблица 24

Страна и фирма	Тип (серия теп- ловоза)	Осевая характерис- тика	Количество дизелей	Марка дизелей	Суммарная мощность ди- зелей, э. л. с.	Частота вра- щения вала дизеля, об/мин	Конструкци- онная ско- рость, км/ч	Служебный вес, т
США								
Дженерал Моторс	GP40	2 ₀ -2 ₀	1	645E	3000	900	$\frac{114}{135}$	116
То же	DD40X	4 ₀ -4 ₀	2	645E	6600	900	$\frac{114}{135}$	254
»	SD45	3 ₀ -3 ₀	1	645E	3600	900	$\frac{114}{135}$	167
Алко	Century 430	2 ₀ -2 ₀	1	251C	3300	1100	$\frac{112}{135}$	127
»	Century 855	2 ₀ -2 ₀ -2 ₀ -2 ₀	2	251C	6100	1050	$\frac{121}{135}$	239
Дженерал Элект- рик	U36B	2 ₀ -2 ₀	1	FDL	3600	1000	$\frac{121}{135}$	123,4
То же	U50C	2 ₀ -2 ₀ -2 ₀ -2 ₀	2	FDL	5500	1050	$\frac{121}{135}$	254
Франция								
Бриссоно и Лотц, МТЕ	67300	2-2	1	Пилстик	2400	1500	$\frac{90}{140}$	80,5
	68000	1 ₀ -1 ₀ -1 ₀ -1 ₀	1	Зульцер или AGO	2700 3000	1050÷ ÷1350	$\frac{130}{130}$	106
Альстом	72000	3-3	1	AGO	3600	1350	$\frac{85}{160}$	114
ФРГ								
Краусс Маффей	221	2-2	2	Майбах Мер- седес-Бенц MB839Ab	2700	1500	$\frac{100}{160}$	78
Хеншель	232	3-3	2	Майбах Мер- седес-Бенц MB839Bb	4000	1500	$\frac{100}{160}$	122
»	ДЕ—2500	2 ₀ -2 ₀ или 3 ₀ -3 ₀	1	MAN	2500	1500	$\frac{140}{84}$	80
Англия								
Асошиэйтед электрикал ин- дустри	Лайон типа 4	3 ₀ -3 ₀	1	Зульцер	2750	800	160	114
Браш	Кестрел	3 ₀ -3 ₀	1	»	4000	1050	$\frac{160}{176}$	126

Примечание. Цифры в знаменателе указывают максимальную конструкционную скорость.

Тепловоз DD40X имеет две четырехосные тележки с цельнолитой стальной рамой. Вертикальную нагрузку рама тележки воспринимает через надрессорную балку, опирающуюся на два комплекта из трех мощных спиральных пружин, которые расположены в центральной части рамы каждой тележки. Надрессорная балка перемещается независимо от рамы тележки. Она выполнена из высокопрочной легированной стали. Продольные усилия передаются через специальное устройство с резино-металлическими элементами. Для гашения колебаний рамы тележки применены фрикционные демпферы. На каждой тележке расположены четыре тяговых двигателя с опорно-осевой подвеской. Кузов — капотного типа.

Холодильник расположен над каждым дизелем на крыше и имеет вентиляторы с электроприводом (электродвигатели переменного тока). Такое расположение укорачивает трубопроводы и снижает гидравлические сопротивления. Масло дизеля охлаждается в водомасляном теплообменнике. Циркуляция масла обеспечивается двумя насосами. Один из них применен для смазки трущихся частей, а другой — для охлаждения поршней.

К дизелю прифланцован главный генератор переменного тока, питающий через кремниевые выпрямители тяговые двигатели постоянного тока. Тепловоз, помимо пневматического тормоза, оборудован электродинамическим тормозом. В системе управления имеется узел защиты от боксования как в тяговом режиме, так и при торможении.

Фирма «Дженерал Электрик» выпустила мощный магистральный тепловоз U50C с электрической передачей переменного-постоянного тока и двумя 12-цилиндровыми дизелями общей мощностью 5500 э. л. с. Система управления обеспечивает бесступенчатое плавное регулирование напряжения на зажимах тяговых двигателей. Рама тепловоза опирается на четыре двухосные тележки; с каждой стороны тепловоза две тележки соединены продольной балкой.

Анализируя американское тепловозостроение, следует отметить, что в США, как и в других странах, имеет место тенденция к увеличению мощности в одной секции локомотива, что значительно уменьшает стоимость и вес, отнесенные к 1 э. л. с. Удельный вес этих тепловозов уменьшился в 1,5 раза и более и составляет 38,6 — 45,8 кг/л. с.

Запас топлива на мощных тепловозах достигает 4 кг/э. л. с. и более вместо 2—2,5 кг/э. л. с. на старых тепловозах. Это дает возможность делать значительно большие пробеги тепловозов между наборами топлива. Получают распространение мощные тепловозы — бустеры, не имеющие кабин управления.

На базе мощностей рядов дизелей создаются мощностные ряды тепловозов с узлами, взаимозаменяемыми не только между тепловозами, выпускаемыми одной фирмой, но и разными фирмами. Так, например, осевые редукторы тепловозов, выпущенные фирмами Алко и «Дженерал Моторс», имеют две или три модификации для грузового и пассажирского движения.

Франция. В последние годы заводы различных фирм начали постройку мощных тепловозов серий 67000, 68000 и 72000 с электрической передачей (см. табл. 24). Дизели V-образные четырехтактные. Новые французские тепловозы отличаются низким удельным весом и оригинальным конструктивным решением ряда узлов. Наибольшее распространение имеют тепловозы 67300 серии.

Двухосная тележка тепловоза серии 67300 имеет только один тяговый электродвигатель с опорно-рамной подвеской, от которого через редуктор и полые карданные валы передается вращение обоим колесным парам. Тяговые электродвигатели включены параллельно. Тяговый редуктор имеет два режима: грузовой с максимальной скоростью 90 км/ч и пассажирский — 140 км/ч. Переключатель механический с пневмоприводом. Электрическая передача переменного-постоянного тока позволяет использовать полную мощность на всем диапазоне скоростей от 22 км/ч до максимальной. Главная рама опирается на каждую тележку при помощи резино-металлических блоков. Для охлаждения масла применен водомасляный теплообменник. Холодильник воды имеет два контура: высокотемпературный (для охлаждения воды дизеля) и низкотемпе-

ратурный (для охлаждения воды теплообменника). На тепловозе установлен трехфазный 12-полюсный главный генератор с самовентиляцией.

Тепловозы серии 68000 выпускаются с V-образными 12-цилиндровыми двигателями мощностью 2700—3000 л. с. Главный генератор постоянного тока с независимым возбуждением. Регулятор позволяет использовать полную мощность дизеля в диапазоне от 15 до 130 км/ч. Контроллер машиниста имеет 40 позиций.

Несущий кузов тепловоза опирается на две трехосные тележки при помощи четырех наклонных подвесок. Каждая тележка имеет две движущие и одну поддерживающую колесные пары. Движущие колесные пары приводятся от индивидуальных тяговых двигателей с опорно-центральной подвеской. Экипажная часть имеет механизм, изменяющий распределение нагрузок между крайними движущими и средней поддерживающей осями. При скоростях до 30 км/ч нагрузка ведущих колесных пар увеличивается с 18 до 20 т.

Тяговое усилие от тележек к раме передается не через шкворневое устройство, а через систему тяг, имеющих резиновые амортизаторы, которые поглощают вертикальные колебания и, будучи эластичными, обеспечивают поворот тележки вокруг шкворневого устройства. Несущий кузов сварен из тонких стальных листов. Вентиляторы холодильника имеют приводы от дизелей через электромагнитные муфты Альстом.

Представляет интерес французский тепловоз серии 72000 с одним дизелем мощностью 3600 л. с. и электрической передачей переменного-постоянного тока. На тепловозе установлен главный генератор трехфазного тока с частотой 135 Гц при 1350 об/мин. Ток генератора выпрямляется в специальном блоке, состоящем из 90 кремниевых элементов. На каждой тележке установлен один тяговый электродвигатель постоянного тока. Схемой предусмотрена 21 ступень ослабления магнитного поля до 60%. На тяговых двигателях повышен класс изоляции, в результате уменьшен удельный вес электродвигателя. Дизель AGOV16 форсирован за счет повышенного наддува с применением промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. Средне-эффективное давление составляет 16 кгс/см², а удельный вес дизеля 4,4 кг/э. л. с. Дизель имеет воздушный пуск. На тепловозе серии 72000 широко использованы узлы с других строящихся тепловозов и электровозов (кузов, тяговые двигатели, пульта управления, вспомогательные машины, блок кремниевых выпрямителей и др.).

Для отопления поезда на тепловозе установлен генератор. Воздух для вентиляции и охлаждения агрегатов поступает из верхней части кузова. В кузове поддерживается избыточное давление воздуха, что уменьшает попадание туда пыли и влаги. На тепловозе применены эффективные глушители, хорошая шумоизоляция кабины, съемные пластмассовые лопасти вентиляторных колес холодильника и их направляющих колес, крыша и кабины машиниста изготовлены из пластмассы и т. п.

Особенностями конструкции французских тепловозов являются моно-моторные тележки; опорно-рамная и опорно-центровая подвеска тяговых двигателей; механизм, изменяющий распределение нагрузок между движущими и поддерживающими колесными парами; главные генераторы переменного тока; высокотемпературное охлаждение воды дизеля и т. п.

ФРГ. Преимущественно строят тепловозы с гидропередачей. Тепловоз ТГ-400 (фирма Хеншель) был построен по заказу СССР, а тепловозы МЛ (фирма Краус Маффей) строились по заказу США. Тепловоз ТГ-400 является достаточно характерным для тепловозостроения ФРГ. В несущем нагрузку кузове, имеющем две кабины управления, установлено два дизеля фирмы Майбах. Между дизелями расположен котел отопления. Каждый дизель соединен с коробкой перемены передач системы Мекидро. Кузов опирается на четыре опоры (пружины), по две на каждой тележке. Вертикальные и поперечные перемещения гасят резиновые элементы. Тележки имеют двойное рессорное подвешивание. Применена надежная звукоизоляция.

Особенностями тепловозостроения ФРГ являются: освоение выпуска тепловозов с гидравлической передачей мощностью до 4000 л. с. в секции; широкая стандартизация и типизация важнейших узлов тепловозов — дизелей, гидрав-

лических передач, холодильников и др.; относительно высокий моторесурс работы основных узлов и деталей дизеля, гидропередачи и других, благодаря последовательной работе фирм по увеличению износостойкости и прочности этих узлов.

В 1971 г. фирмы Хеншель и Браун — Бовери построили тепловоз DE2500 мощностью 2500 л. с. с асинхронными трехфазными тяговыми двигателями. Этот тепловоз оборудован электрической передачей переменного-постоянно-переменного тока. Синхронный главный генератор вырабатывает переменный ток, который выпрямляется полупроводниковой установкой и с помощью управляемого инвертора преобразуется в трехфазный ток регулируемой частоты. Преобразованный и регулируемый ток подается на тяговые асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. Тепловоз оборудован устройством (инвертором мощностью 400 кВ) для централизованного отопления вагонов и реостатным торможением. Применение параллельно соединенных асинхронных тяговых двигателей почти исключает боксование. При двухосных тележках нагрузка на ось составляет 20 тс, а при наличии трехосных тележек — 14 тс. Перестановка тележек возможна без существенных переделок.

Все оборудование тепловоза внутри кузова компануется из трех блоков, полностью собираемых и совместно испытываемых вне локомотива. Первый блок представляет собой дизель-генератор и вентилятор централизованной подачи воздуха для главного генератора и тяговых двигателей. Второй блок состоит из секций и вентилятора холодильника, термостатов двух кругов циркуляции воды, уравнительного водяного бака, двух теплообменников для охлаждения смазочного масла и масла охлаждения поршней, масляного насоса для прогрева масла перед пуском дизеля, топливopодкачивающего насоса, топливного фильтра и ряда мелких агрегатов. Третий блок, примыкающий к компрессору, состоит из шкафа статического преобразователя частоты, в середине которого размещены тормозные сопротивления.

Тяговый статический преобразователь частоты должен устанавливать выходное напряжение и частоту. Преобразователь состоит из трех главных частей, выпрямителя, промежуточной цепи постоянного тока и инвертора, бесступенчатого преобразовывающего частоту от 0 до 125 Гц. Экипажная часть имеет двухступенчатое рессорное подвешивание. Кузов на раму тележки опирается через 8 винтовых пружин. Бесчелюстные тележки оборудованы пружинно-рессорным подвешиванием с гидравлическими амортизаторами.

В Англии различные фирмы строят преимущественно тепловозы Лайон типа 4 (см. табл. 24). На этих тепловозах применяются дизели типа Зульцер с встроенными повышающими редукторами, несущие кузова, опорно-осевая подвеска тяговых электродвигателей с роликовыми опорно-осевыми подшипниками, тяговые электродвигатели взаимозаменяемы с двигателями тепловозов других типов, в рессорном подвешивании применены витые пружины и резиновые элементы, холодильники расположены под крышей и т. д.

Следует отметить особенности нового тепловоза «Кестрел», построенного фирмой Браш на заводе в Лохбарроу. Постройка его стала возможной после отработки фирмой Зульцер тепловозного дизеля мощностью 4000 л. с. (на тягу). Тепловоз имеет передачу переменного-постоянного тока: синхронный генератор, кремниевые выпрямители, тяговые двигатели постоянного тока последовательного возбуждения. Дизель пускается стартером, работающим от аккумуляторной батареи. От вала главного дизеля приводится также специальный генератор переменного тока для отопления поезда. Тепловоз оборудован устройством для динамического (реостатного) торможения и комплексной электронной системой управления. Кабина машиниста хорошо звукоизолирована, применены регулируемые сидения и система вентиляции и отопления. Ведомые зубчатые колеса тяговых редукторов снабжены упругими элементами. Подвеска тяговых двигателей — опорно-осевая. Тепловоз имеет две кабины управления и предназначен для скоростного и пассажирского движения.

За последние годы фирма Браш выпустила два тепловоза мощностью 1200 и 2400 л. с. с электрической передачей переменного тока.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В КАЧЕСТВЕ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК ЛОКОМОТИВА

56. Особенности газотурбинных установок

Газотурбинные установки (ГТУ) имеют по сравнению с дизелями некоторые преимущества, позволяющие считать перспективным применение ГТУ в качестве самостоятельных силовых установок автономных локомотивов.

Для ГТУ характерна реализация больших эффективных мощностей в одном агрегате при низком значении удельного веса. Максимальная единичная мощность построенных локомотивных ГТУ достигает 10 500 л. с. и может быть доведена до 15 000 л. с.; удельный вес находится в пределах 0,6 — 1,0 кгс/э. л. с. Максимальная же единичная мощность серийных тепловозных дизелей не превышает 4000 л. с., а создание дизелей большей мощности связано со значительными техническими трудностями. Дизели с приемлемой величиной моторесурса имеют удельный вес 3—5 кгс/э. л. с.

Отсутствие в ГТУ частей, имеющих возвратно-поступательное движение, и кривошипно-шатунного механизма, относительная простота конструкции приводят к хорошей уравновешенности ГТУ, меньшим износам, в 7—10 раз меньшему расходу смазки и меньшим расходам на ремонт, существенному снижению строительной стоимости при серийном производстве, увеличению надежности в эксплуатационных условиях. Резкое снижение относительных размеров и веса системы охлаждения обусловливается необходимостью охлаждения только смазочного масла.

При многовалвных и комбинированных ГТУ возможно применение относительно простых силовых передач локомотива. Коэффициент приспособляемости свободных тяговых турбин (отношение величины крутящего момента на валу турбины в заторможенном состоянии к величине крутящего момента при номинальном режиме при одном и том же расходе топлива) доходит до 5—6, тогда как у современных тепловозных дизелей он находится в пределах 1,15 — 1,25 (рис. 149). Это создает возможность получения удовлетворительной тяговой характеристики локомотива в диапазоне рабочих скоростей движения даже при так называемой «жесткой» силовой передаче (с постоянным передаточным отношением — непосредственная механическая, электрическая передача переменного тока).

ГТУ принципиально допускают использование любых видов топлива (твердое — кусковое или пылевидное, жидкое, газообразное). Однако проблема использования твердого топлива еще не получила достаточно удовлетворительного технического решения. Кусковое твердое топливо может использоваться в ГТУ с воздушным котлом. В этих ГТУ камера сгорания заменяется так называемым воздушным котлом, в топке которого происходит сжигание твердого кускового или любых других видов топлива, а в конвективной части котла — нагрев до требуемой температуры сжатого в компрессоре воздуха, являющегося рабочим телом. Газотурбинные установки довольно громоздки, и, кроме того, применение воздушного котла сопряжено с рядом технических трудностей (значи-

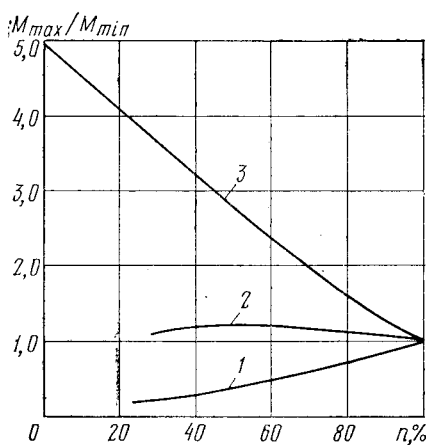


Рис. 149. Зависимость вращающего момента от числа оборотов вала:

1 — одновальная ГТУ; 2 — дизель; 3 — двухвальная ГТУ со свободной тяговой турбиной

тельные аэродинамические сопротивления, высокая температура металла теплопередающих поверхностей).

Использование в ГТУ пылевидного топлива связано с созданием сложной системы очистки продуктов сгорания от частиц золы, которые приводят к очень быстрому износу лопаток газовой турбины и заносу ее проточной части.

Опыт эксплуатации стационарных и локомотивных ГТУ показывает возможность успешного использования дешевых сортов тяжелого жидкого топлива. Однако эти виды топлива должны удовлетворять определенным требованиям в отношении зольности, содержания ванадия и натрия.

При большой зольности жидких топлив (более 0,03%) проточная часть турбины может быстро заноситься золой, что ведет к значительному снижению мощности турбины и необходимости частых остановок ГТУ для очистки. Сорта топлива, при применении которых возможно значительное отложение золы в проточной части турбины, должны предварительно очищаться.

Даже небольшое количество ванадия в составе жидкого топлива, особенно в присутствии натрия, вызывает значительную коррозию металла лопаток турбины. Так, при работе газовой турбины на топливе, содержащем 0,001% ванадия, через 100 ч наблюдается явно выраженная коррозия жаропрочных сталей при температуре 800° С. Однако вредное воздействие ванадия может быть нейтрализовано применением соответствующих присадок к топливу.

Требования, предъявляемые к жидким топливам для ГТУ, удовлетворяют такие относительно дешевые виды жидкого топлива, как дистилляты, полученные в результате вторичной переработки продуктов из сернистых и малосернистых нефтей (дистилляты коксования, тяжелый газойль каталитического крекинга, керосин термического крекинга и т. д.), а также малозольные остаточные продукты, получаемые при переработке малосернистых безванадиевых нефтей. На первом отечественном газотурбовозе Г1-01 в качестве главного топлива применялись дистилляты замедленного коксования остаточных нефтепродуктов, получаемые как побочные в процессе переработки крекинг-остатков гудронов и пека из сырья восточных месторождений для получения электроудного металлургического кокса. Стоимость такого топлива в 3—4 раза меньше стоимости дизельного, что может дать существенные экономические преимущества ГТУ по сравнению с дизелями, несмотря на относительно низкое значение их к. п. д.

Дальнейшее совершенствование ГТУ открывает возможности значительного повышения их коэффициента полезного действия за счет повышения температуры рабочего тела перед турбиной и усложнения схемы ГТУ, ведущей к улучшению топливоиспользования.

Значение коэффициента полезного действия современных ГТУ порядка 20—25% соответствует температуре газа на входе в турбину 750—800° С. При дальнейшем повышении жаростойкости и жаропрочности лопаток турбины, обеспечивающем существенное повышение температуры газа на входе в турбину, применении регенерации тепла отработавших газов, применении циклов со ступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха, ступенчатым подводом тепла, коэффициент полезного действия ГТУ может сравняться с уровнем к. п. д. современных дизелей и даже превзойти его.

Стремление к повышению тепловой экономичности силовых установок газотурбовозов привело к попыткам создания схем ГТУ, представляющих комбинацию поршневых двигателей внутреннего сгорания и газовых турбин. К таким схемам относятся: ГТУ со свободно-поршневым генератором газа (СПГГ); ГТУ, в которых двухтактный дизель высокого наддува с расходящимися поршнями применяется в качестве генератора газа, используемого в газовой турбине.

Комбинированные ГТУ, в которых дизельная часть, в том или ином конструктивном оформлении, используется для генерации рабочего тела, могут иметь коэффициент полезного действия, даже несколько превышающий к. п. д. дизелей (за счет более полного расширения продуктов сгорания топлива). Га-

зовые турбины таких установок работают при более низких температурах газа на входе в турбину, а следовательно, могут быть более дешевыми в изготовлении и с большим моторесурсом. Так, к. п. д. комбинированной ГТУ с СПГГ может достигать на расчетном режиме значений 0,36—0,38 при давлении газа на входе в турбину 4—5 кгс/см² и температуре 500—550° С (к. п. д. турбины ~ 0,85). При использовании комбинированных ГТУ на локомотивах появляется возможность использования простых силовых передач к движущим осям, так как газовая турбина является свободной. Однако дизельная часть лишает комбинированные ГТУ ряда преимуществ, характерных для простых ГТУ.

Газотурбинные установки имеют эксплуатационные особенности, которые должны учитываться при использовании их в качестве силовых установок автономных локомотивов.

В действие ГТУ могут быть приведены только за счет внешнего источника энергии, как это имеет место и для тепловозных дизелей. За счет энергии вспомогательного дизеля компрессор и газовая турбина раскручиваются до такой величины частоты вращения, когда компрессор в состоянии подавать в камеру сгорания воздух в количестве, необходимом для горения топлива. Пуск газотурбинной установки до холостого хода занимает 3—5 мин; при кратковременных остановках локомотива ГТУ должна работать на холостом режиме.

Простейшие газотурбинные установки обеспечивают получение достаточно высоких значений к. п. д. только на расчетных или близких к ним режимах. При работе на режимах частичных мощностей, что характерно для локомотивных установок, к. п. д. ГТУ резко падает. Особенно высокими расходами топлива характеризуются режимы холостого хода. Этот недостаток выправляется в многовальных ГТУ (например, трехвальных), но при этом несколько ухудшаются габаритные и весовые характеристики установки. На газотурбовозах с простейшими ГТУ для уменьшения расхода топлива при одиночном движении и маневрах предусматривается использование энергии вспомогательного дизеля. По этой причине вспомогательные дизели в зависимости от мощности газотурбовоза должны иметь мощность порядка 400—1000 л. с.

Пуск ГТУ на тяжелых жидких топливах затруднен и обычно осуществляется дизельным топливом, расход которого колеблется от 2 до 10% от всего расхода топлива. Необходимость иметь на газотурбовозе топливо двух сортов усложняет его конструкцию и обслуживание.

При запыленном атмосферном воздухе наблюдается интенсивный эрозийный износ лопаток осевых компрессоров и последующее снижение мощности ГТУ. В случае использования газотурбовозов на полигонах, имеющих высокую запыленность воздуха, они должны иметь фильтры, обеспечивающие высокую степень фильтрации при приемлемом аэродинамическом сопротивлении.

Газотурбинные установки чувствительны к параметрам наружного воздуха — температуре и давлению. Повышение температуры наружного воздуха, снижение атмосферного давления ведут к заметному снижению эффективной мощности, а понижение температуры и повышение давления — к ее увеличению. Это заставляет тщательно относиться к выбору расчетных параметров наружного воздуха, а конструкция ГТУ должна учитывать возможные колебания мощности, либо иметь систему регулирования, позволяющего поддерживать постоянную мощность при изменении параметров наружного воздуха.

Локомотивная силовая установка должна быть приспособлена к частому и довольно резкому изменению нагрузки, т. е. обладать хорошей приемистостью и чувствительной системой регулирования, позволяющей избегать длительных и опасных для установки переменных режимов.

За последние 30 лет в ряде зарубежных стран и Советском Союзе проводятся работы по исследованию, проектированию, постройке и опытной эксплуатации автономных локомотивов, в силовых установках которых применяется газотурбинный двигатель. Газотурбинный двигатель в качестве силового нашел применение на газотурбовозах, дизель-газотурбинных локомотивах и турбопоездах.

Газотурбовозами называют локомотивы, у которых газовая турбина является основным силовым двигателем.

Дизель-газотурбинными называют локомотивы, силовая установка которых состоит из независимо работающих дизеля и газотурбинного двигателя (ГТД). Пассажирские поезда, в которых один или несколько (обычно два) вагонов имеют для создания тяги ГТУ, называют **турбопоездами**.

57. Зарубежные газотурбовозы

Первый газотурбовоз, построенный в 1941 г. по заказу швейцарских железных дорог, имел номинальную мощность 2200 л. с., электрическую передачу. На локомотиве была применена ГТУ открытого типа с регенератором. Температура газов на входе в турбину составляла 600° С. Рабочий вес газотурбовоза составлял 101 тс, количество движущих осей—4 с нагрузкой по 17,5 тс, две оси — поддерживающие. Газотурбовоз использовался главным образом как пассажирский, но также для грузовой и маневровой службы. К. п. д. двигателя равнялся 16—17%, а газотурбовоза в целом — менее 14%. Средний эксплуатационный к. п. д. зависел от степени использования мощности локомотива и при наиболее благоприятных условиях доходил до 11—12%.

В дальнейшем опытные газотурбовозы строились в Англии (1949—1952 гг.), Франции (три пассажирских газотурбовоза, имевших ГТУ со свободно-поршневыми генераторами газа, 1952—1957 гг.), Швеции (комбинированный ГТУ, 1955 г.), СССР (1957—1959 гг.).

Наибольший опыт эксплуатации газотурбовозов имеют железные дороги США. Начиная с 1948 г. в США было построено несколько десятков главным образом грузовых газотурбовозов, эксплуатирующихся в основном на железной дороге Юнион-Пасифик. Магистральные газотурбовозы строились мощностью 4500 (односекционное исполнение), 8500 и 10 500 л. с. (двухсекционное исполнение). На всех магистральных газотурбовозах установлены одновальные ГТУ, работающие по открытому циклу без регенерации. Силовая передача электрическая, постоянного тока. На одном из газотурбовозов применена двухвальная ГТУ.

В качестве основного топлива используются специально обработанные мазуты. Температура газов перед турбиной на мощных газотурбовозах достигает до 790° С.

В опытной эксплуатации находятся маневровые газотурбовозы с механической передачей, на которых установлены две двухвальные ГТУ мощностью по 180 л. с. каждая, и трехсекционный газотурбовоз мощностью 5000 л. с., работающий на угольной пыли.

Эксплуатация газотурбовозов показала, что при газотурбовозной тяге по сравнению с тепловозной существенно увеличивались средние скорости движения поездов (с 37 до 50,5 км/ч). Средний эксплуатационный к. п. д. газотурбовозов составил 11—12% (в два раза меньше, чем у тепловозов), но ввиду меньшей стоимости топлива и меньшего расхода смазки эксплуатационные расходы оказались такими же, как у тепловозов. Системы регулирования работы ГТУ и очистка воздуха требовали дальнейшего усовершенствования. На мощных газотурбовозах отмечался эрозионный износ лопаток осевых компрессоров, приводящий к снижению мощности ГТУ, а через 10 000—12 000 ч работы — к необходимости смены лопаток. Исследования показали, что заметный эрозионный износ лопаток вызывается частицами пыли размером более 10 мк.

Газотурбовозы были демонтированы и заменены новыми мощными тепловозами после работы более 100 тыс. ч. В технической литературе США высказываются мнения, что успехи в развитии газотурбинной техники позволяют считать, что газотурбовозы могут быть конкурентоспособными с тепловозами.

58. Газотурбовозы СССР

В 1959 г. Коломенский тепловозостроительный завод им. Куйбышева выпустил опытный односекционный грузовой газотурбовоз Г1-01 с простейшей ГТУ открытого цикла и электрической передачей постоянного тока (рис. 150) [23].

Техническая характеристика газотурбовоза

Осевая характеристика	3_0+3_0
Вес в рабочем состоянии	139,4 тс
Мощность на валу турбины	3500 л. с.
Мощность тяговых двигателей	2700 » »
Номинальная частота вращения вала ГТД	8500 об/мин
Температура газов перед турбиной (расчетная)	727° С
Соотношение граничных давлений сжатия	6
Число ступеней компрессора	12
Число ступеней турбины	4
Мощность вспомогательного дизеля 1Д12	300 л. с.
Запасы топлива:	
дистиллят	9500 кг
дизельное	1500 »
Конструкционная скорость	100 км/ч

Атмосферный воздух, пройдя жалюзи и сетку, расположенные в боковых стенках кузова, засасывается двенадцатиступенчатым осевым компрессором 1, ротор которого при помощи промежуточного вала жестко соединен с ротором турбины 2. Степень повышения давления воздуха в компрессоре—шесть. Производительность компрессора на номинальном режиме (8500 об/мин, $t = -15^\circ \text{С}$ и давление 750 мм рт. ст.) 25,5 кг/с. Ротор компрессора имеет диско-барabanную конструкцию с центральным стяжным болтом. Сжатый воздух поступает в шестисекционную прямооточную камеру сгорания 3; в зону горения подается $\sim 30 - 50\%$ воздуха (первичный). Топливо под давлением 56 кгс/см² подается в секции через центробежные двухконтурные двухсopловые форсунки с воздушно-механическим распыливанием топлива (воздух подается при пуске и работе на частичных режимах до 25% от полной нагрузки). Топливо зажигается свечами поверхностного разряда, работающими на переменном токе.

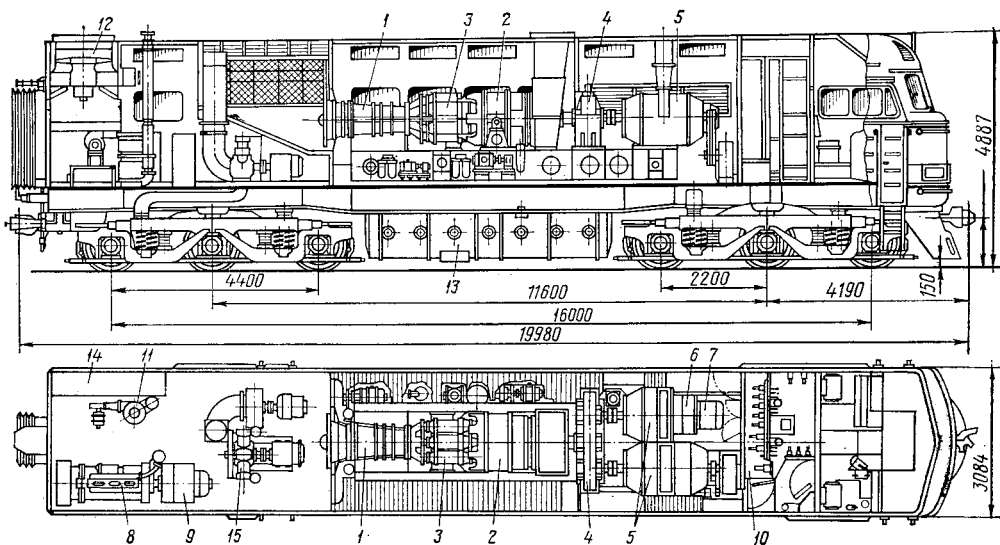


Рис. 150. Газотурбовоз Г1-01:

1 — компрессор; 2 — турбина; 3 — камеры сгорания; 4 — редуктор; 5 — главные генераторы; 6 — вспомогательный генератор; 7 — возбудитель; 8 — вспомогательный дизель; 9 — маневровый генератор; 10 — высоковольтная камера; 11 — котел-подогреватель топлива; 12 — холодильник; 13 — бак тяжелого топлива; 14 — бак дизельного топлива; 15 — тормозной компрессор

Свечи установлены на трех (через одну) секциях; зажигание в остальных секциях осуществляется за счет переброски пламени по гибким соединяющим патрубкам.

Продукты сгорания топлива, перемешанные со вторичным воздухом, при температуре $\sim 727^\circ \text{C}$ поступают в четырехступенчатую реактивную турбину 2. При расчетной степени расширения 5,43 и расчетном перепаде температур адиабатический к. п. д. турбины равен 0,86. Ротор турбины имеет дискобарабанную конструкцию. Рабочие диски и лопатки первых трех ступеней охлаждаются воздухом, отводимым от компрессора. Первоначально ротор укладывался на подшипниках качения, но в последующем переоборудован на подшипники скольжения, как более вибростойкие. Газы, отработавшие в турбине, поступают в выпускной газосборник, прикрепленный к корпусу турбины, и по выпускному патрубку выбрасываются над крышей кузова в атмосферу.

Свободный крутящий момент с вала турбины передается трем генераторам постоянного тока 5 через редуктор 4 с передаточным отношением 4,27 : 1. Постановка трех генераторов с общей мощностью на зажимах 2200 кВт объясняется затрудненностью (из-за плохой коммутации) изготовления одной коллекторной высокооборотной машины большой мощности. В правой, по ходу локмотива, группе размещены два генератора, имеющие общий вал. В левой группе — третий генератор и двухмашинный агрегат (вспомогательный генератор 6 и возбудитель 7), имеющие также общий вал. Главные тяговые генераторы имеют пусковую обмотку, позволяющую во время пуска ГТУ работать в режиме электродвигателя, получая ток от маневрового генератора постоянного тока 9 мощностью 100 кВт. Маневровый генератор работает от вспомогательного дизеля 8 марки 1Д12 мощностью 300 л. с. При пуске вспомогательного дизеля генератор 9 работает в режиме стартера, получая питание от аккумуляторной батареи.

Каждый из главных генераторов питает два тяговых электродвигателя, соединенных параллельно. Подвеска тяговых двигателей опорно-осевая, передача зубчатая (прямозубая) односторонняя, передаточное число 4,41.

В режиме маневровой работы и одиночного следования при неработающей ГТУ два тяговых электродвигателя получают питание от генератора 9.

При пуске ГТУ раскручивается за счет работы вспомогательного дизеля 8 до пусковой частоты вращения (2000—3000 об/мин), а затем топливо подается в камеру сгорания. ГТУ прогревают на дизельном топливе на холостом ходу, затем переходят на тяжелое топливо. Бак 14 с дизельным топливом расположен в кузове, а бак 13 с тяжелым топливом — под рамой газотурбовоза. В топливной системе предусмотрен подогрев топлива до температуры 70—80° С. За 10—15 мин до остановки ГТУ переходят на легкое топливо с целью заполнения им всей системы (подготовка к следующему пуску). В задней части газотурбовоза расположен холодильник 12 для охлаждения масла, подаваемого в подшипники и редуктор ГТД.

Вспомогательные электродвигатели (тормозного компрессора 15, вентилятора тяговых двигателей и т. д.) питаются от двух вспомогательных генераторов: при работе ГТД — от вспомогательного генератора 6, при пуске и остановке ГТД — от маневрового генератора 9.

Эксплуатационные испытания газотурбовоза Г1-01 показали, что его тяговая характеристика близка к гиперболической (практическое постоянство мощности в зоне скоростей от 30 до 80 км/ч). Максимальная величина к. п. д. газотурбовоза при номинальном режиме составляет 15%. Расход условного топлива на измеритель перевозочной работы примерно в 2,4 раза выше, чем у тепловоза ТЭ3, а расход смазки на двигатель в 7—10 раз меньше.

В 1964 — 1965 гг. Коломенским тепловозостроительным заводом им. Куйбышева построены два пассажирских газотурбовоза (ГП1-0001 и ГП1-0002) на базе экипажной части и кузова пассажирского тепловоза ТЭП60. ГТУ этих газотурбовозов такие же, как и у газотурбовоза Г1-01, а электрическая передача от тепловоза ТЭП60 (мощностью 3000 л. с.). В качестве вспомогательного установлен дизель 1Д12. Тяговые характеристики пассажирских газотурбо-

возов тождественны с характеристиками тепловоза ТЭП60, что позволяет им обслуживать поезда весом 1000 тс с максимальной скоростью на 9⁰/₀₀-ном подъеме 50 км/ч и на площадке—110 км/ч. Конструкционная скорость локомотива 160 км/ч.

Ворошиловградский тепловозостроительный завод с 1955 г. работал над проблемой создания газотурбовоза с комбинированной ГТУ, состоящей из свободно-поршневых генераторов газа (СПГГ) и свободной газовой турбины. Была построена одна секция грузового газотурбовоза (З-З), силовая установка которого состояла из четырех СПГГ и одной пятиступенчатой реактивной газовой турбины мощностью 3000 л. с. (при давлении газа на входе 4,5 кгс/см² и температуре 520° С). Диапазон изменения частоты вращения 4000—8500 об/мин. Мощность с вала турбины к движущим осям передавалась с помощью гидромеханической передачи. Расчетный к. п. д. локомотива составлял 28—29%. Неполадки в работе системы регулирования СПГГ и сложной гидромеханической передачи привели к прекращению работы над этим локомотивом в стадии наладочных поездных испытаний.

Газотурбовозы Г1-01, ГП1-0001 и ГП1-0002 с 1965 г. находятся в эксплуатации в депо Львов Московской дороги. За 5 лет работы пробег газотурбовозов с пассажирскими поездами составил свыше 600 тыс. км. Опыт эксплуатации газотурбовозов показал их высокую надежность и работоспособность, ремонтоспособность силовой установки в условиях депо, низкие расходы смазочного масла (0,2 г/э. л. с. ч) и одновременно выявил низкую тепловую экономичность. Расходы на топливо составляли 58,3% от эксплуатационных расходов. Общие затраты на эксплуатацию газотурбовоза были примерно в 1,5 раза выше, чем для тепловозов ТЭП60 при выполнении одинаковой работы. Это объясняется низким значением к. п. д. простых одновалных ГТД, особенно на частичных нагрузках и холостом ходу, и неблагоприятными условиями эксплуатации (ограниченные скорости, частые остановки, малые тяговые плечи, небольшой вес поездов), приведшими к тому, что коэффициент использования мощности во многих поездках составлял 0,2—0,25. Однако расчеты показывают, что и при коэффициенте использования мощности 0,5—0,6 эксплуатационные расходы на газотурбовоз будут на 10—15% выше, чем на тепловоз ТЭП60.

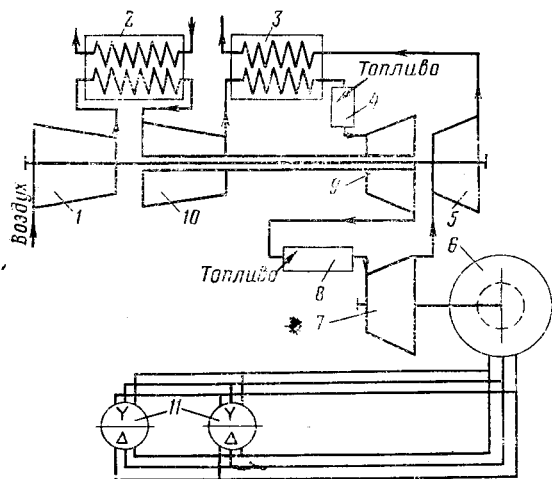


Рис. 151. Схема силовой установки газотурбовоза с трехвальным ГТД и электрической передачей переменного тока:

1 — компрессор низкого давления; 2 — холодильник; 3 — регенератор; 4 — камера сгорания высокого давления; 5 — компрессорная турбина низкого давления; 6 — генератор переменного тока; 7 — тяговая турбина среднего давления; 8 — камера сгорания среднего давления; 9 — компрессорная турбина высокого давления; 10 — компрессор высокого давления; 11 — асинхронные тяговые электродвигатели

Отечественный и зарубежный опыт показывает, что простейшие одновалные ГТУ, примененные на большинстве построенных газотурбовозов, не могут конкурировать с дизелями, так как характеризуются большими расходами топлива в эксплуатационных условиях, их тяговые характеристики хуже (см. рис. 149), что не позволяет использовать более простые «жесткие» передачи.

Технико-экономические расчеты, выполненные в ЦНИИ МПС, показывают, что газотурбовозы будут характеризоваться большей экономичностью по сравнению с тепловозами, если их ГТУ на расчетном режиме будут иметь к. п. д. порядка 0,3—0,32 (при соотношении цен газотурбинного и дизельного топлива порядка 0,7—0,8).

Предположительная экономия затрат на освоение заданного объема перевозок при газотурбинной тяге (по сравнению с тепловозной) может быть достигнута за счет снижения построчной стоимости (на 20—25%, в связи с более простой конструкцией ГТД и передачи) расходов на ремонт (15—20%), сокращения потребного парка локомотивов (за счет повышения секционной мощности) и снижения расходов на смазку.

Исследования ЦНИИ МПС и проектные разработки, выполненные Коломенским заводом, показывают, что при современном состоянии газотурбинной техники необходимую тепловую экономичность и значительное улучшение тягово-эксплуатационных характеристик газотурбовозов можно реализовать только при трехвалвных (двухкомпрессорных) ГТД с тяговой турбиной среднего давления, промежуточным охлаждением топлива, регенерацией и дополнительным подогревом газов перед тяговой турбиной (рис. 151). При такой ГТУ обеспечивается пологое протекание кривой к. п. д. на частичных нагрузках, малый расход топлива на холостом ходу (10—12% от расхода на расчетном режиме), использование «жестких» передач — электрической переменного тока (трехфазный синхронный генератор с регулируемым напряжением — асинхронные тяговые электродвигатели) или механической без ступеней скорости.

59. Дизель-газотурбинные локомотивы и турбопоезда

Идея создания локомотивной силовой установки, в которой сочетались бы преимущества поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и ГТД, нашла практическое осуществление в двух вариантах. В одном из них поршневой ДВС является лишь генератором газа для ГТД и непосредственно не передает мощности на движущие оси локомотива; тяговое усилие создается исключительно за счет мощности свободной тяговой газовой турбины (газотурбовозы с СПГГ, Гетаверкен). В этих силовых установках, называемых комбинированными, между поршневыми ДВС и газовой турбиной имеется газовая связь. В этом случае используются способность поршневого ДВС работать при высоких температурах рабочего тела, лучшие тяговые свойства газовой турбины и возможность более полного расширения рабочего тела в ней.

В другом варианте силовая установка состоит из поршневого ДВС и ГТД, органически не связанных между собой, но работающих на общую силовую передачу к движущим осям. Такое сочетание позволяет при заданной величине мощности установки сократить диапазон мощностных режимов, реализуемых в ДВС и ГТД, таким образом, чтобы номинальная мощность дизеля соответствовала уровню предполагаемых преимущественных мощностей локомотива (60—70% от максимальной), а на долю газовой турбины приходилась бы реализация мощностей в диапазоне, соответствующем разности между максимальной мощностью локомотива и номинальной мощностью дизеля. Это должно привести к увеличению времени работы дизеля на наиболее выгодных, по расходу топлива, режимах и работе газовой турбины преимущественно на номинальной мощности, т. е. в области максимального к. п. д. Наиболее важным преимуществом установки является существенное снижение ее веса при заданной мощности по сравнению с чисто дизельной. Локомотивы с такими установками называют дизель-газотурбинными или тепловозами с бустерной газовой турбиной.

В 1965 г. на железные дороги ФРГ поступил в эксплуатацию опытный дизель-газотурбинный локомотив V219, построенный фирмой Клекнер — Гумбольдт — Дойц на базе тепловоза V216. Силовая установка этого локомотива состояла из дизеля мощностью 2300 л. с. и двухвального ГТД мощностью 900 л. с., работающих на гидравлическую передачу. В опытной эксплуатации ГТД проработал до капитального ремонта 2848 ч. Удовлетворительные результаты эксплуатации привели к заказу еще восьми таких локомотивов.

В 1971 г. в эксплуатацию поступили восемь дизель-газотурбинных четырехосных локомотивов серии V210, построенных фирмой Круппа на базе

тепловоза V218. Локомотивы предназначены для обслуживания пассажирских и среднего веса грузовых поездов на участках, требующих продолжительной реализации высоких мощностей. Общий вес локомотива (с $\frac{2}{3}$ запасов песка и топлива)—79 тс. Расположение оборудования на локомотиве показано на рис. 152.

Силовая установка состоит из дизеля 1 номинальной мощностью 2500 л. с. и ГТД мощностью 1150 л. с. Дизель быстроходный ($n = 1500$ об/мин) двенадцатицилиндровый, четырехтактный с V-образным расположением цилиндров, газотурбинным наддувом и охлаждением наддувочного воздуха.

Газотурбинный двигатель 3 вертолетного типа с двухступенчатой, двухвальной турбиной, номинальной частотой вращения 19 500 об/мин, температурой газов на входе 800°C , работает на дизельном топливе. Общий вес ГТУ—1989 кс, газовой турбины с пристроенными элементами—322 кс. Вес ГТУ составляет 15% от веса дизельной силовой установки.

Дизель 1 через муфту и карданный вал передает мощность промежуточному валу и от него—гидротрансформаторам гидропередачи 2. От промежуточного вала часть мощности дизеля (360 кВт) передается через редуктор, карданный вал и гидравлическую муфту синхронному электрическому генератору переменного тока для питания приборов поездного отопления.

Турбина 3 передает мощность через карданный вал газотурбинному гидротрансформатору, который в заполненном состоянии передает мощность через вал гидродинамического тормоза ко второй части гидропередачи. При опорожнении газотурбинного гидротрансформатора газовая турбина отключается.

Система автоматического регулирования работы силовой установки предусматривает включение газовой турбины лишь в случае недостаточности мощности дизеля (10-я позиция контроллера). На 13-й позиции контроллера газовая турбина работает с полной нагрузкой, а с 10-й до 13-й — на мощности в 0,9 полной.

Время работы газовой турбины составляет $\sim \frac{1}{3}$ времени работы дизеля. Ожидается, что время работы ГТД до капитального ремонта составит 5000 ч, т. е. ГТД и дизель будут поступать в капитальный ремонт одновременно. Из общей мощности силовой установки ~ 3700 л. с. на тягу используется примерно 3000 л. с. При такой силовой установке достигается увеличение мощности локомотива почти на 50% при увеличении веса примерно на 2—3%.

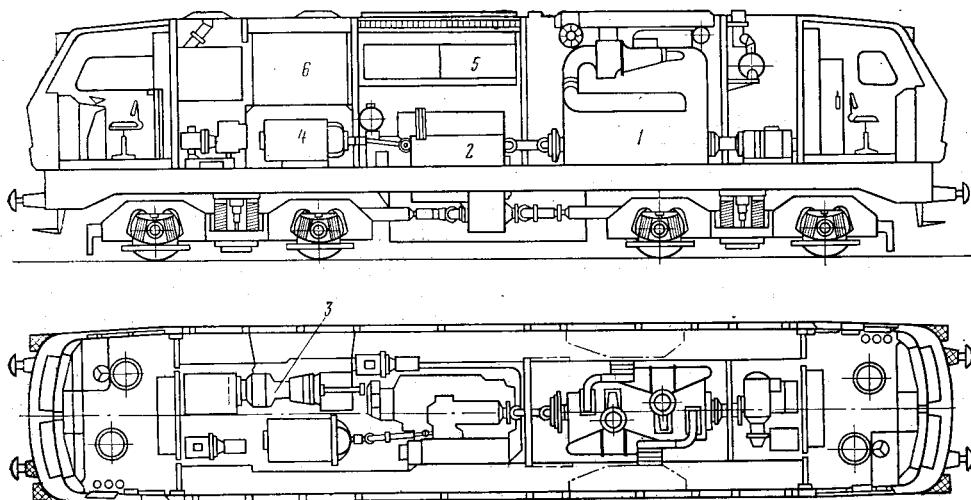


Рис. 152. Расположение оборудования на локомотиве V210:

1 — дизель; 2 — передача; 3 — турбина; 4 — отопительный генератор; 5 — холодильник; 6 — отопительный преобразователь

При удовлетворительных результатах эксплуатации (примерное равенство суммарных эксплуатационных расходов с тепловозами) дизель-газотурбинные локомотивы могут получить некоторое распространение на магистралях с тяжелым профилем и ограниченной величиной нагрузки от оси на рельс.

Турбопоезда. Современная научно-техническая революция, повышение темпов жизни выдвинули перед железнодорожным транспортом сложную технико-экономическую проблему организации высокоскоростного пассажирского движения, связанную с созданием более мощных тяговых средств, вагонов специальной конструкции, усилением верхнего строения пути и искусственных сооружений, совершенствованием средств связи и сигнализации, автоматизацией управлением движения поездов и т. д. При современном уровне транспортной техники на ближайшую перспективу считаются наиболее рентабельными железнодорожные пассажирские перевозки со скоростями 160—250 км/ч.

На неэлектрифицированных железнодорожных линиях высокоскоростное движение при помощи локомотивов (тепловозов, газотурбовозов) связано с существенными затруднениями, так как значительная часть мощности будет затрачиваться на перемещение самих локомотивов, а сосредоточение всей мощной силовой установки на одном экипаже локомотива приводит к повышенным нагрузкам от оси на рельсы, при которых практически исключена возможность осуществления высоких скоростей на существующих железнодорожных линиях без их капитальной, дорогостоящей реконструкции. Общепризнана целесообразность при высокоскоростном движении применения моторвагонной тяги, при которой силовая установка komponуется на вагонах, а ее элементы (двигатель, передача, запасы топлива) могут быть достаточно равномерно распределены по поезду с целью реализации минимальных нагрузок от оси на рельсы.

При автономной тяге и высокоскоростном движении использование газовой турбины в качестве первичного двигателя имеет преимущество перед дизелем, заключающееся в значительно более высокой удельной мощности (в несколько раз) и меньших габаритах, что позволяет также облегчить конструкцию других элементов поезда, создать подвижной состав с приемлемыми величинами нагрузок от осей на рельсы и придать ему более обтекаемые формы с целью уменьшения величины аэродинамического сопротивления. В этих условиях вопросы тепловой экономичности силовой установки отходят на второй план, хотя следует отметить, что при высоких скоростях движения эксплуатационный к. п. д. ГТУ повышается за счет увеличения коэффициента использования мощности.

В течение последних десяти лет в ряде стран с высокоразвитой техникой ведутся интенсивные работы по созданию высокоскоростных газотурбовозов. В 1964 г. в ЦНИИ МПС был построен турбовагон на базе экипажной части и кузова моторного вагона дизель-поезда. В качестве силовой установки был использован авиационный двухвальный ГТД мощностью 350 л. с., при 24 000 об/мин вала свободной газовой турбины. Передача была электрической переменного тока. Испытания турбовагона подтвердили принципиальную возможность получения удовлетворительных тяговых характеристик при применении бесколлекторных тяговых двигателей. В конце 1970 г. были созданы два моторных вагона, которые могут быть использованы в шестивагонном турбопоезде. Газотурбинный двигатель такого вагона имеет мощность 900 л. с., коэффициент приспособляемости тяговой турбины равен 2,8. Применена передача переменного тока с быстроходным и высокочастотным синхронным генератором (6000 об/мин, частота тока 200 Гц), что позволило существенно сократить его габариты. Схема расположения оборудования турбовагона приведена на рис. 153, а принципиальная схема силовой установки — на рис. 154. ГТД, генератор, редуктор и вспомогательное оборудование размещены на крыше вагона, что позволило увеличить число мест в моторном вагоне, упростить конструкцию системы всасывания воздуха и удаления отработанных газов, снизить уровень шумности. Вал свободной тяговой турбины двухвального ГТД через понижающий редуктор соединен с синхронным генератором трехфазного переменного тока, а вал турбокомпрессора — со вспомогательным генератором.

При пуске вспомогательный генератор *ВГ* работает в режиме двигателя, получая питание от аккумуляторной батареи *АБ*, раскручивая турбокомпрессор до 12 000 об/мин, при которых ГТД переходит на режим холостого хода, а вспомогательный генератор начинает питать обмотки возбуждения главного генератора и цепи вспомогательных нужд. Весь скоростной диапазон работы тяговых асинхронных двигателей разбит на две области: в первой—их обмотки включены по схеме «треугольник», во второй—обмотки переключаются с «треугольника» на «звезду» с одновременным изменением числа пар полюсов.

Крышное расположение ГТУ и передача переменного тока применены на турбовозе ЦНИИ МПС впервые в мире. Испытания турбопоезда ЦНИИ МПС, состоящего из двух моторных вагонов, на экспериментальном кольце выявили его удовлетворительную работоспособность и продолжаются с целью отработки схем и конструкций, необходимой для перехода к промышленному выпуску турбопоездов.

В США два опытных трехвагонных турбопоезда ДОТ-ТМТ-ЗД с двумя моторными вагонами были построены в 1967 г. Силовая установка каждого моторного вагона состоит из трех авиационных ГТД мощностью по 455 л. с., расположенных под рамами вагонов. Передача — механическая. Турбопоезд имеет один ГТД для вспомогательных нужд. Вагоны обтекаемой формы, выполнены из алюминия, с кузовом шпангоутной несущей конструкции. Моторные вагоны опираются на одну двухосную ведущую тележку и одну одноосную, которая расположена между моторным и прицепным вагонами (на нее опирается также и прицепной вагон). Нагрузка от оси на рельс 16—18 тс. Вагоны имеют систему маятникового подвешивания, которая обеспечивает наклон кузова внутрь кривой на угол до 3° при прохождении кривых (для повышения устойчивости при прохождении кривых с высокими скоростями). При испытании такого турбопоезда была достигнута максимальная скорость 257 км/ч. Эти турбопоезда находятся в регулярной эксплуатации на линии Нью-Йорк—Бостон—Провиденс (890 км).

В Канаде с 1968 г. находятся в регулярной эксплуатации пять семивагонных турбопоездов ТМТ-7Д на линии Монреаль — Торонто. Моторных вагонов — два. Силовая установка каждого моторного вагона состоит из двух двухвальных двигателей мощностью по 400 л. с. Передача—механическая. Силовая установка с вспомогательным оборудованием расположена в специальном отсеке моторного вагона над ведущей двухосной тележкой. Для питания вспомогательных систем поезда (освещение, кондиционирование, цепи управления и т. д.) имеется один ГТД, работающий на электрический генератор переменного тока. В эксплуатации расчетная скорость, равная 200 км/ч, не могла быть реализована по состоянию пути и устройств СЦБ. Величина реализованной средней скорости движения составила 137 км/ч, а максимальной — 153 км/ч.

Опыт эксплуатации турбопоездов в США и Канаде показал, что экономически они оправдываются при реализации высоких скоростей движения; при

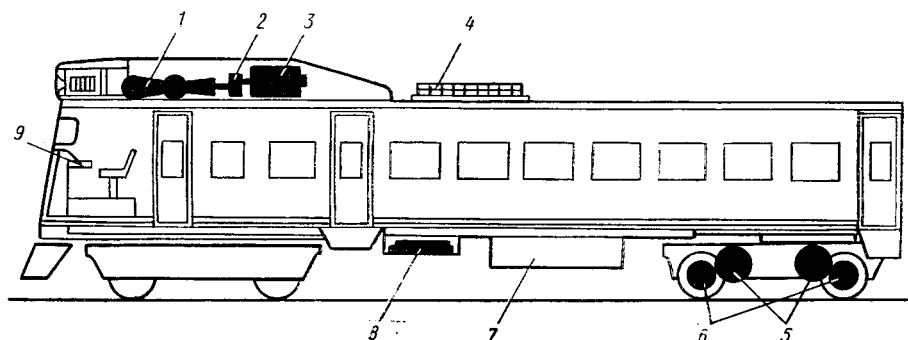


Рис. 153. Схема расположения оборудования турбовоза ЦНИИ МПС:
1 — газотурбинный двигатель; 2 — редуктор; 3 — генератор переменного тока; 4 — тормозные сопротивления; 5 — тяговые асинхронные электродвигатели; 6 — осевые редукторы; 7 — топливный бак; 8 — аккумуляторная батарея; 9 — пульт управления

низких скоростях газотурбинная тяга неэкономична.

Весьма интенсивно ведутся работы по внедрению турбопоездов на железных дорогах Франции. Опытные работы начались в 1966 г. с создания экспериментального двухвагонного турбопоезда (на базе серийного дизель-поезда). Силовая установка состояла из двухвального ГТД Гигто III мощностью 1100 л. с. и дизеля мощностью 450 л. с. Передача — механическая. При испытаниях турбопоезд реализовал максимальные скорости до 240 км/ч, при среднетехнических скоростях 130 — 140 км/ч. При механической передаче и примененной турбине, при скоростях, меньших 32 км/ч, ГТД работал неустойчиво. Это требовало включения дизеля при трогании с места и маневровых перемещениях. Разгон был медленным.

В 1968 г. был дан заказ на постройку десяти четырехвагонных турбопоездов ETG (газотурбинный моторный вагон, два прицепных и дизельный моторный вагон), поступивших в эксплуатацию в 1970 г. на линии Париж — Шербур. Силовая установка была такой же, как и на опытном турбопоезде, но передача — гидромеханическая (гидротрансформатор и гидромуфта). Вместимость поезда — 188 пассажиров. Максимальная скорость поезда ETG — 180 км/ч, однако по состоянию устройств СЦБ максимальная скорость может быть 180 км/ч. В 1970 г. были заказаны шесть первых пятивагонных турбопоездов серии RTG (в 1971 г. заказаны еще 10 поездов), пригодных для эксплуатации на любых железнодорожных линиях страны. Эти поезда были введены в регулярную эксплуатацию в 1972 г.

В двух моторных вагонах размещено по одному двухвальному ГТД Гигто III F мощностью 1100 л. с. и турбогенератор мощностью 400 л. с. для вспомогательных нужд. Передача — гидромеханическая. Максимальная скорость движения — 200 км/ч. Вместимость поезда — 274 пассажира.

В 1969 г. были заказаны два шестивагонных сверхскоростных турбопоезда серии TGV, первый из которых был построен и начал проходить испытания в 1972 г. В каждом из двух моторных вагонов этого поезда установлены два ГТД мощностью по 1280 л. с., работающих через суммирующий понижающий редуктор на электрический генератор переменного тока. Генератор через кремниевые выпрямители питает шесть тяговых двигателей постоянного тока (передача переменного-постоянного тока). Общий вес силовой установки из двух ГТД и генератора составляет 4525 кгс. Вагоны поезда имеют облегченную конструкцию, что позволило довести нагрузку оси на рельс до 15 тс. При испытаниях намечена максимальная скорость движения поезда до 300 км/ч. Эксплуатация поезда TGV со столь высокими скоростями движения возможна на специальных линиях (отсутствие кривых малого радиуса, соответствующие устройства СЦБ и связи).

Газотурбинные установки всех турбопоездов работают на дизельном топливе. Удельный расход топлива составляет ~ 300 г/з. л. с. ч. Для пуска используются сорта легкого топлива (очищенный керосин).

Работы по созданию турбопоездов ведутся также в ФРГ, Англии и Японии. Конструкция турбопоездов продолжает совершенствоваться [24].

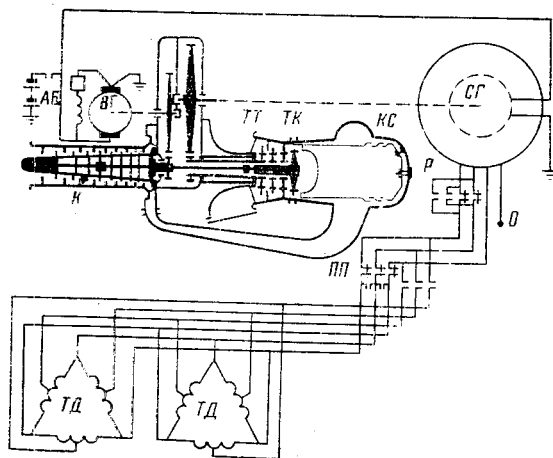


Рис. 154. Схема силовой установки турбовагона ЦНИИ МПС:

К — компрессор; ТК — компрессорная турбина; ТТ — тяговая турбина; КС — камера сгорания; СГ — синхронный генератор; ТД — тяговые асинхронные двигатели; ВГ — вспомогательный генератор (возбудитель и стартер); АБ — аккумуляторная батарея; Р — реверс; ПП — переключатель полюсов

ДИНАМИКА ТЕПЛОВЗОВ

Глава XVI

ДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ КОЛЕСА НА РЕЛЬС ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТИ ПУТИ

60. Движение по неровности на жестком основании

Одной из главных причин, вызывающих большие динамические нагрузки, действующие от локомотивных колес на рельсы, являются неровности рельсового пути. Неровности встречаются не только на поверхности головок рельсов, но и на поверхности катания бандажей. Однако для современных локомотивов (электровозов и тепловозов) отклонения поверхности катания бандажей от цилиндрической весьма невелики. Ползуны на бандажах локомотивов встречаются редко. Неровности могут иметь плавные очертания с радиусами кривизны, большими, чем радиус колеса, в этом случае процесс качения колеса будет непрерывным. В противном случае при коротких резко очерченных неровностях (рельсовые стыки, ползуны на бандажах) взаимодействие колеса и рельса будет носить ударный характер. Очень часто эффект неровности обуславливается так называемой неравноупругостью рельсового пути, т. е. местными деформациями, возникающими вследствие неодинаковой подбивки шпал, балластных корыт и других недостатков в содержании пути, а также из-за нарушения сплошности рельсовой нити в зонах стыков. Упругость рельсового основания может меняться в широких пределах — от очень небольшой (путь на железобетонных шпалах при сильном промерзании балластного слоя и верхних слоев земляного полотна) до значительной (путь на деревянных шпалах осенью или весной).

Рассмотрим основные задачи взаимодействия колеса и рельса в порядке возрастающей их сложности.

Предположим для начала, что жесткость пути настолько велика, что вертикальными деформациями рельса можно пренебречь и рассмотрим движение идеально круглого колеса по неровности, показанной на рис. 155. Очертание такой неровности определяется уравнением

$$y_n = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{2\pi x}{l} \right), \quad (62)$$

где h — глубина неровности, м;

l — ее длина, м.

Траектория центра тяжести колеса при его качении по жесткому рельсу будет, очевидно, повторением очертания самой неровности. Величина инерционного давления колеса на рельс

$$P_{ин} = - \frac{q}{g} \cdot \frac{d^2 y_n}{dt^2}, \quad (63)$$

где q — вес неподрессоренных частей тележки, отнесенный к одному колесу, кгс. Он складывается из части веса колесной пары, веса буксы с подшипниками, части веса деталей рессорного подвешивания и некоторой доли веса тягового электродвигателя (или соответственно веса тягового редуктора в тепловозах с гидро передачей). Величина q для некоторых современных локомотивов имеет следующие значения, кгс: ТЭЗ — 2330; ТЭП60 — 1450; ВЛ8 — 3 170; 2ТЭ116 — 2100; 2ТЭ10Л — 2160; ТГ102 — 1900; ЧС2 — 1929.

Подставляя выражение (62) в (63) с учетом того, что $x = vt$, после дифференцирования получим

$$P_{\text{нп}} = -\frac{q}{g} \cdot \frac{h2\pi^2 v^2}{l^2} \cos \frac{2\pi x}{l} \quad (64)$$

и для $x = \frac{l}{2}$ найдем наибольший дополнительный перегруз рельса

$$P_{\text{нп max}} = \frac{2\pi^2 v^2 h}{l^2} \cdot \frac{q}{g} \quad (65)$$

Определим величину перегруза, вызванного неровностью на рельсовой нити глубиной $h = 1$ мм и длиной $l = 2$ м. Неровности с такими параметрами могут иметь место при удовлетворительном содержании рельсового пути. Тогда для случая прохождения тепловоза 2ТЭ116 со скоростью $v = 100$ км/ч найдем

$$P_{\text{нп max}} = \frac{2\pi^2 \cdot 100^2 \cdot 0,001 \cdot 2100}{3,6^2 \cdot 2^2 \cdot 9,81} = 810 \text{ кгс.}$$

Динамическое воздействие на рельс сильно возрастает при движении по коротким неровностям. Так, например, если на рельсе имеется неровность глубиной $h = 0,5$ мм и длиной $l = 1$ м, подобная по конфигурации и градиенту неровности, рассмотренной выше, то динамическое воздействие колеса на жесткий рельс возрастает вдвое и будет равно $P_{\text{нп max}} = 1620$ кгс.

Особенно неблагоприятными, с этой точки зрения, являются неровности, возникающие при волнообразном износе рельсов. Неровности этого вида имеют длину 200—250 мм при глубине 0,1—0,2 мм и при большой жесткости рельсового пути вызывают значительные динамические нагрузки.

61. Движение по неровности на упругом основании

Приведенная ниже методика, принадлежащая С. П. Тимошенко, дает лишь приближенное решение задачи о движении колеса по упругому рельсу, имеющему неровность, поскольку в ней принят ряд допущений: неровности имеют место одновременно на обеих рельсовых нитях, поглощение энергии за счет внутреннего трения в системе отсутствует, форма и амплитуда колебаний рельса на всем протяжении неровности остаются одинаковыми и т. д. Однако основная закономерность этой методикой учитывается, и поэтому результаты подсчетов достаточно хорошо согласуются с действительностью. Обозначим жесткость рельсовой нити, т. е. силу, при статическом действии которой рельс деформируется на 1 мм, через j_p . В главе XXI будет показано, что величину j_p можно определить, имея данные о типе рельсов, шпал, балласта; она обычно имеет значения от 3500 до 6000* кгс/мм (в летнее время). По сравнению со случаем, рассмотренным в предыдущем параграфе, траектория точки контакта бандажа с рельсом будет при упругом рельсе отличаться по своей форме от очертания неровности. Обозначая ординаты этой траектории через y^{**} (см. рис. 155),

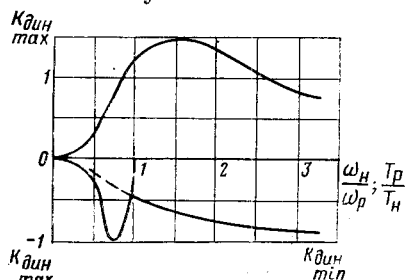
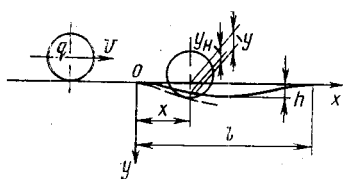


Рис. 155. Динамика движения по неровности

* Для пути на деревянных шпалах.

** В состав y не входят прогиб рельса под статической нагрузкой $P_{\text{ст}}$.

напишем дифференциальное уравнение для вертикальной компоненты движения колеса, используя принцип Д'Аламбера:

$$P_p + q - R_{ст} - \frac{q_{прив}}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} - ж_p (y - y_n) = 0. \quad (66)$$

Последнее слагаемое представляет собой упругую реакцию рельса, пропорциональную его дополнительному прогибу $y - y_n$ под действием динамической нагрузки. Что же касается реакции рельса $R_{ст}$ от действующей на него статической нагрузки $P_{ст} = P_p + q$, где P_p — нагрузка от подрессоренного веса и q — неподдресоренный вес, то при отсутствии колебаний кузова они уравновешиваются и взаимно уничтожаются. В состав неподдресоренного веса $q_{прив}$ включен также и вес того отрезка рельса вместе со скреплениями и частью веса шпал, который принимает участие в колебаниях. Учитывая, что жесткость рессоры во много раз меньше жесткости рельса, можно без особого ущерба для точности решения пренебречь изменением нагрузки P_p , передаваемой на буксу от рессоры во время движения колеса по неровности. Тогда уравнение (66) упрощается и с учетом (62) может быть приведено к виду:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \omega_p^2 y = \frac{\omega_p^2 h}{2} (1 - \cos \omega_n t), \quad (67)$$

где введены обычно принимаемые в теории колебаний обозначения круговых частот:

$$\omega_p = \frac{2\pi}{T_p} = \sqrt{\frac{ж_p g}{q_{прив}}} \text{ — круговая частота собственных колебаний колеса на рельсе;}$$

$$\omega_n = \frac{2\pi}{T_n} = \frac{2\pi v}{l} \text{ — круговая частота движения по неровности.}$$

Через T_p и T_n соответственно обозначены период колебаний рельса с находящимся на нем колесом и продолжительность движения по неровности (от ее начала до конца). Решая уравнение и определяя произвольные постоянные при подстановке начальных условий $y = 0$ и $\frac{dy}{dt} = 0$ при $t = 0$, получим уравнение действительной траектории колеса при движении по неровности:

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \frac{\omega_p^2}{\omega_p^2 - \omega_n^2} \cos \omega_n t + \frac{\omega_n^2}{\omega_p^2 - \omega_n^2} \cos \omega_p t \right). \quad (68)$$

Подставляя в выражение $P_{нп} = -\frac{q}{g} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}$ для дополнительного динамического давления колеса на рельс значение y из (68), найдем

$$P_{нп} = -0,5 ж_p h \frac{\omega_n^2}{\omega_p^2 - \omega_n^2} (\cos \omega_n t - \cos \omega_p t) =$$

$$= -0,5 ж_p h \frac{T_p^2}{T_n^2 - T_p^2} \left(\cos \frac{2\pi}{T_n} t - \cos \frac{2\pi}{T_p} t \right). \quad (69)$$

Это выражение может быть представлено в простой форме

$$P_{нп} = ж_p h \kappa_{дин}, \quad (70)$$

где

$$\kappa_{дин} = -0,5 \frac{\left(\frac{T_p}{T_n} \right)^2}{1 - \left(\frac{T_p}{T_n} \right)^2} \left(\cos \frac{2\pi}{T_n} t - \cos \frac{2\pi}{T_p} t \right). \quad (71)$$

Динамический коэффициент влияния неровности $\kappa_{дин}$ является, как видно из (71), функцией времени, отсчитываемого от начала движения колеса по неровности, и функцией соотношения частот $\frac{\omega_n}{\omega_p}$ или периодов $\frac{T_p}{T_n}$. Для любого

такого отношения могут быть найдены экстремальные значения $\kappa_{\text{дин}}$ и положения колеса на поверхности, при которых они имеют место. Очевидно, для инженерных целей важны лишь экстремальные значения $\kappa_{\text{дин}}$, которые будут уже только функцией отношения $\frac{T_p}{T_n}$. Графики этих значений для случая движения по впадине приведены на рис. 155. Тогда

$$P_{\text{нп max}} = \kappa_p h \kappa_{\text{дин max}}, \tag{72}$$

$$P_{\text{нп min}} = \kappa_p h \kappa_{\text{дин min}}. \tag{73}$$

При движении по выпуклой неровности положительный и отрицательный отрезки оси ординат меняются местами. Из рис. 155 видно, что при прохождении колеса по неровности наибольшее значение динамического коэффициента не превышает 1,47, а наименьшее — 1 (при движении по выпуклости — наоборот). Поскольку колебательный процесс здесь не установившийся, а переходный, то равенство частот $\omega_n = \omega_p$ не вызывает бесконечно большого возрастания амплитуды. Для этого случая $\kappa_{\text{дин max}} = 1,204$, т. е. амплитуда колебания рельса $y_{\text{max}} = 1,204 h$. Полученные результаты имеют большое значение и будут использованы при дальнейших динамических расчетах.

Следует иметь в виду, что экстремальные значения динамических коэффициентов вычислены для процесса движения колеса от начала неровности до ее конца. При этом для значений отношения $\frac{T_p}{T_n}$ в интервале 0—1 имеют место два относительных минимума динамической нагрузки (для неровности типа впадины), что и нашло отражение на рис. 155 в виде двух ветвей графика в нижнем квадранте.

Определим в качестве примера воздействие колеса тепловоза 2ТЭ116 при движении его по неровности, рассмотренной в предыдущем параграфе, но путь будем считать упругим.

Пусть верхнее строение пути имеет следующие характеристики: рельсы типа Р50 новые, шпалы деревянные в количестве 1840 шт. на километр, балласт—щебень. Пользуясь этими данными, можно определить (по методу, изложенному в главе XXI), жесткость рельсовой нити, равную $\kappa_p = 54\,500$ кгс/см. Оценим массу пути, принимающую участие в колебаниях. Приблизительно можно принять, что вместе с колесом колеблется масса того отрезка рельса, деформации которого положительны (направлены вниз). Длина этого отрезка вычисляется по формулам главы XXI и для рассматриваемого случая будет равна 3,96 м, а вес q_p (с учетом веса шпал и подкладок) составит 595 кгс.

Тогда приведенный неподдрессоренный вес $q_{\text{прив}}$ определится из $q_{\text{прив}} = q + q_p = 2100 + 595 = 2695$ кгс.

Находим круговые частоты:

$$\omega_p = \sqrt{\frac{\kappa_p g}{q_{\text{прив}}}} = \sqrt{\frac{5\,450\,000 \cdot 9,81}{2695}} =$$

$$= 142 \text{ рад/с}; \quad T_p = \frac{2\pi}{142} = 0,0442 \text{ с};$$

$$\omega_n = \frac{2\pi v}{l} = \frac{2\pi \cdot 100}{2 \cdot 3,6} = 87,3 \text{ рад/с};$$

$$T_n = \frac{2\pi}{87,3} = 0,072 \text{ с}; \quad \frac{T_p}{T_n} = \frac{0,0442}{0,072} = 0,615.$$

Определим динамический коэффициент $\kappa_{\text{дин}}$:

$$\begin{aligned} \kappa_{\text{дин}} &= -0,5 \frac{\left(\frac{T_p}{T_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{T_p}{T_n}\right)^2} \times \\ &\times \left(\cos \frac{2\pi}{T_p} t - \cos \frac{2\pi}{T_n} t \right) = \\ &= -0,304 (\cos 87,3t - \cos 142t). \end{aligned}$$

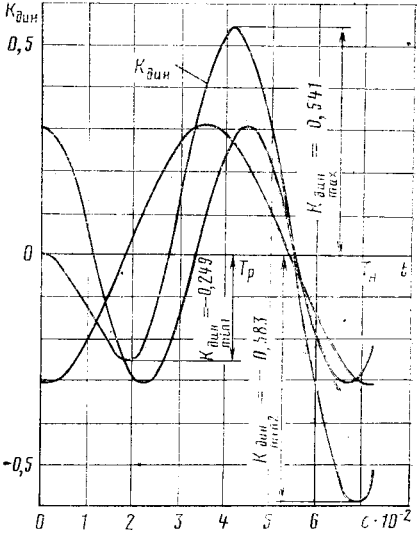


Рис. 156. Движение колеса тепловоза 2ТЭ116 по неровности пути

Из графика изменения $\kappa_{\text{дин}}$ за время прохождение неровности колесом тепловоза (рис. 156 видно, что $\kappa_{\text{дин max}} = -0,541$, $\kappa_{\text{дин min1}} = -0,249$ и $\kappa_{\text{дин min2}} = -0,583$.

Эти же значения $\kappa_{\text{дин ext}}$ можно взять и из рис. 155. Экстремальное динамическое воздействие на рельс составит: при перегрузке

$$P_{\text{нп max}} = 5\,450\,000 \cdot 0,001 \cdot 0,541 = 2950 \text{ кгс};$$

при разгрузке

$$P_{\text{нп min}} = 5\,450\,000 \cdot 0,001 \cdot (-0,583) = -3180 \text{ кгс}.$$

Сравнивая эти значения со значением $P_{\text{нп max}} = 810 \text{ кгс}$, полученным для случая движения колеса по жесткому рельсу, легко видеть, что влияние упругих колебаний рельса может привести к весьма существенному возрастанию динамического воздействия.

Следует иметь в виду, что эти значения $P_{\text{нп ext}}$ используются при определении изгибных (и других) напряжений в рельсе от действия неровности. Однако при вычислении, например, контактных напряжений в области соприкосновения бандажа с головкой рельса необходимо полученные значения $P_{\text{нп ext}}$ уменьшить в отношении $\frac{q}{q_{\text{прив}}}$. При расчете воздействия колеса на жесткий рельс такой множитель, разумеется, не вводится.

62. Влияние очертания неровности.

Наиболее неблагоприятные размеры неровности

Практика показывает, что в большинстве случаев на рельсах встречаются плавно очерченные косинусоидальные неровности, определяемые выражениями типа (62) или их суммами. В частности, это относится ко всем скрытым неровностям, обусловленным неравноупругостью рельсового пути.

Можно приближенно показать, что при одинаковой глубине и длине неровности других очертаний, например прямолинейная или параболическая (рис. 157), приведут к меньшему воздействию колеса на рельс, чем косинусоидальная.

Необходимо при этом отметить, что при строгом анализе движение по неровностям, изображенным на рис. 157, будет характеризоваться разрывными функциями из-за переломов на профиле неровности.

Предположим, что колесу приходится двигаться по рельсу, на котором имеется целый ряд косинусоидальных неровностей, подобных по форме. Условие подобия заключается в том, что градиент неровности, т. е. отношение $\mu = \frac{h}{l}$ в каждом случае остается постоянным, $\mu = \frac{h}{l} = \text{const}$.

Определим, какая из подобных неровностей окажется наиболее неблагоприятной в отношении воздействия колеса на рельс. Представление о том, что ею окажется неровность с наибольшей глубиной h , будет неверным, так как для наиболее глубокой, а значит, и наиболее длинной неровности значение $T_{\text{н}}$ будет большим, значение $\frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{н}}}$ — малым и, следовательно, $\kappa_{\text{дин max}}$ — будет невелико. Имея в виду, что $l = T_{\text{н}}v$, а $h = \mu l = T_{\text{н}}\mu v$, приведем выражение (72) к виду:

$$P_{\text{нп max}} = \kappa_{\text{р}} h \kappa_{\text{дин max}} = \\ = \kappa_{\text{р}} T_{\text{р}} \mu v \frac{\kappa_{\text{дин max}}}{T_{\text{р}}} = \kappa_{\text{р}} T_{\text{р}} \mu v \bar{\kappa}_{\text{дин max}}, \quad (74)$$

где

$$\bar{\kappa}_{\text{дин max}} = \frac{\kappa_{\text{дин max}}}{T_{\text{р}}}. \quad (75)$$

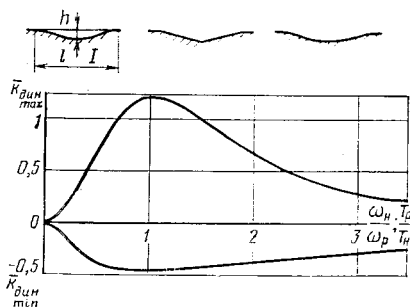


Рис. 157. К определению параметров наиболее неблагоприятной неровности

Из графика значений $\bar{\kappa}_{\text{дин max}}$, построенного для впадины (см. рис. 157),

следует, что наибольшее значение $\bar{\kappa}_{\text{дин max}} = 1,204$ соответствует резонансному условию $T_n = T_p$. Таким образом, наиболее неблагоприятной оказывается неровность, длина которой $l_n = T_p v$, а глубина $h_n = T_p \nu \mu$. Параметры такой неровности определяются для каждой скорости движения, их значения возрастают с ростом скорости. Поскольку распределение неровностей на достаточно длинном участке рельсового пути охватывает неровности любых параметров, то можно считать, что при каждой скорости движения колесо может пройти по наиболее неблагоприятной неровности. Тогда наибольшее воздействие на путь определится следующим образом:

$$P_{\text{нп max max}} = \kappa_p T_p \nu \mu \cdot 1,204 = 2,42 \nu \mu \sqrt{\kappa_p q_{\text{прив}}} \quad (76)$$

Определим для иллюстрации параметры наиболее неблагоприятной неровности и величину наибольшего динамического давления колеса тепловоза 2ТЭ116 на рельс исходя из условий примера, рассмотренного в предыдущем параграфе. Градиенты неровностей примем одинаковыми и равными $\mu = \frac{0,001}{2} = 0,0005$. Тогда длина неровности, наиболее неблагоприятной при движении с конструкционной скоростью $v = 100$ км/ч, будет равна $l_n = \frac{0,0442 \cdot 100}{3,6} = 1,23$ м, а глубина $h_n = 1,23 \cdot 0,0005 = 0,00061$ м, или 0,61 мм. Наибольшее воздействие на путь при этой скорости

$$P_{\text{нп max max}} = 2,42 \frac{100}{3,6} 0,0005 \sqrt{5 \cdot 450 \cdot 000 \cdot 2625} = 4030 \text{ кгс},$$

что составляет около 40% статической нагрузки колеса тепловоза 2ТЭ116 на рельс.

63. Ускорение колеса при движении по неровности пути. Экспериментальные данные

Одним из наиболее характерных и удобных параметров для определения динамической нагрузки на рельс и на ходовые части является ускорение ω_{ext} колеса в вертикальном направлении.

Преобразуем выражение (70), разделив обе его части на q/g . Тогда получим

$$\omega_{\text{ext}} = h \omega_p^2 \kappa_{\text{дин ext}} = \frac{h}{2} \cdot \frac{(2\pi)^2}{T_n^2} \left(\frac{T_n}{T_p} \right)^2 \kappa_{\text{дин ext}} = \omega_{\text{ж}} \kappa_{\omega \text{ ext}} \quad (77)$$

Здесь через $\omega_{\text{ж}} = \frac{h}{2} \cdot \frac{(2\pi)^2}{T_n^2}$ обозначено наибольшее ускорение, которое получило бы колесо, если бы жесткость рельса была бы бесконечно большой. Коэффициент $\kappa_{\omega \text{ ext}}$ (рис. 158) показывает, во сколько раз увеличивается ускорение колеса за счет упругости рельсового пути по сравнению с ускорением на жестком рельсе.

Как видно, при движении по неровностям большой длины (когда T_n велико) вследствие упругости рельсового пути ускорения возрастают примерно в 2—3 раза. При движении по коротким неровностям, напротив, ускорение колеса на жестком рельсе может оказаться больше, чем на упругом.

Воспользуемся графиком рис. 158 для подсчета ускорения колеса тепловоза 2ТЭ116, исходя из условий примера, рассмотренного выше, т. е. при движении по неровности длиной $l = 1,23$ м и глубиной $h = 0,61$ мм со скоростью $v = 100$ км/ч. Определим ускорение на жестком рельсе

$$\omega_{\text{ж}} = \frac{h (2\pi)^2}{2 T_n^2} = \frac{0,00061}{2} \cdot \frac{(2\pi)^2}{0,0442^2} = 6,15 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение на упругом рельсе определится следующим образом:

$$\omega_{\text{max}} = 6,15 \cdot 2,41 = 14,8 \text{ м/с}^2, \text{ или } 1,51 g,$$

$$\omega_{\text{min}} = -6,15 \cdot 0,91 = -5,6 \text{ м/с}^2,$$

где $\kappa_{\omega \text{ max}} = 2,41$ и $\kappa_{\omega \text{ min}} = 0,91$ взяты из графика рис. 158 при отношении $\frac{T_n}{T_p} = 1$.

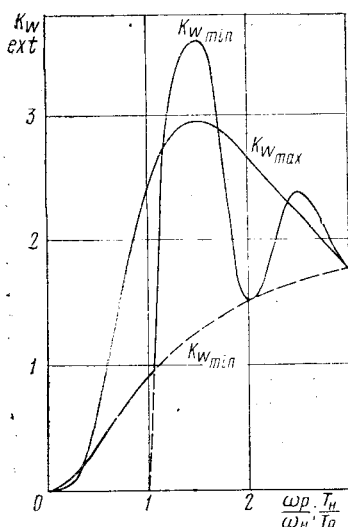


Рис. 158. Ускорение колеса при проходе по неровности

Динамические испытания локомотивов, проводившиеся на протяжении ряда лет Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта (ЦНИИ МПС) и Всесоюзным научно-исследовательским тепловозным институтом (ВНИТИ), позволили сделать обобщение опытных данных в области некоторых динамических параметров. Как правило, эти испытания проводились в летнее время на пути, уложенном рельсами Р50 с числом шпал 1840 шт/км, на щебеночном балласте. В частности, ЦНИИ МПС предложены эмпирические формулы для вертикальных ускорений колеса на стыках

$$\omega_k = \left(2 + 0,13 \frac{v}{\sqrt[3]{(2q)^2}} \right) g, \quad (78)$$

между стыками

$$\omega_k = 0,3 \left(2 + 0,13 \frac{v}{\sqrt[3]{(2q)^2}} \right) g. \quad (79)$$

Здесь v — скорость движения, км/ч;

$2q$ — неподрессоренный вес одной колесной пары, тс.

При движении по стыкам ускорения достигают значений 8—10 g , а между стыками 2,5—3 g , причем большие значения ускорений соответствуют меньшим значениям неподрессоренного веса. Определим в качестве примера вертикальное ускорение колеса тепловоза 2ТЭ10Л при движении его по рельсовому стыку со скоростью $v = 100$ км/ч:

$$\omega_k = \left(2 + 0,13 \frac{100}{\sqrt[3]{4 \cdot 32^2}} \right) g = 6,9 g = 67,7 \text{ м/с}^2.$$

Следует иметь в виду, что приведенные выше формулы дают усредненные значения максимальных вертикальных ускорений колеса при движении тепловоза по вполне исправному рельсовому пути. Наибольшие значения максимальных ускорений при движении по рельсовому пути среднего качества значительно (в 2 и более раза) превышают определенные расчеты по формулам (78) и (79). Это относится как к ускорениям, измеренным на буксах, так и к ускорениям, замеренным на остовах тягового двигателя над осью колесной пары.

64. Движение колеса с ползуном на бандаже

Изложенное выше относилось к движению колеса по неровностям плавного очертания, у которых переломы отсутствуют, а радиус кривизны всегда больше радиуса колеса. Рассмотрим теперь задачу о движении колеса с ползуном на бандаже (рис. 159). Такие ползуны появляются в результате заклинивания

Пользуясь этой методикой, легко выяснить влияние жесткости рельсового пути на вертикальное ускорение колеса.

Предположим, что жесткость рельсового пути увеличилась вдвое, что соответствует случаю смерзания балласта в зимних условиях. Тогда круговая частота собственных колебаний рельса возрастает примерно в $\sqrt{2} = 1,41$ раза; и, если пренебречь изменением массы пути, участвующей в колебаниях, то отношение частот станет равным $\frac{\omega_p}{\omega_H} = 1,41$. Для такого соотношения $K_{w \max} = 2,94$ и $K_{w \min} = 3,55$. Тогда

$$\omega_{\max} = 6,15 \cdot 2,94 = 18,1 \text{ м/с}^2;$$

$$\omega_{\min} = -6,15 \cdot 3,55 = -21,8 \text{ м/с}^2, \text{ т. е. ускорения увеличились.}$$

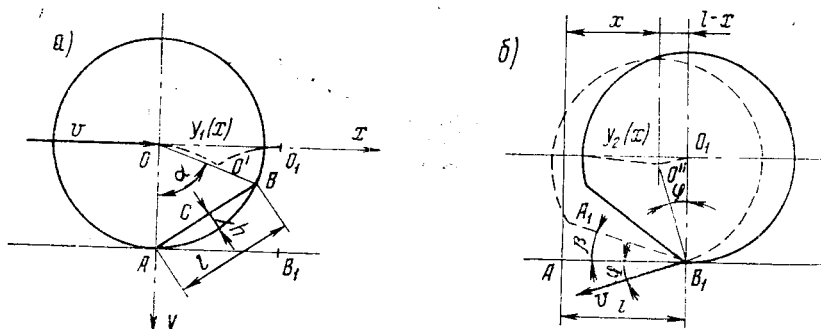


Рис. 159. Движение колеса с ползуном при небольшой скорости (а) и при большой скорости (б)

колес при торможении и наибольшая глубина их на локомотивных бандажах по Правилам технической эксплуатации (ПТЭ) ограничивается значениями $h = 1$ мм при буксах с подшипниками скольжения и $h = 0,7$ мм при буксах с роликовыми подшипниками. Взаимодействие колеса с рельсом будет в этом случае носить ударный характер, причем точное решение задачи сопряжено с большими трудностями. Ниже предлагается упрощенное решение, позволяющее получить удовлетворительные как в количественном, так и в качественном отношении результаты.

Рассмотрим сначала движение тепловоза с небольшой постоянной скоростью v . В этом случае начало ползуна A (рис. 159, а) будет служить мгновенным центром вращения, не отрываясь от рельса, а центр тяжести колеса O будет двигаться по траектории $OO'O_1$, состоящей из двух дуг, описанных радиусами R , равными радиусу колеса, из точек A и B_1 . В тот момент, когда центр тяжести займет свое нижнее положение O' , произойдет удар ползуна AB по головке рельса.

Небольшая дуга окружности OO' может быть с хорошей степенью точности заменена дугой параболы

$$y_1 \cong \frac{x^2}{2R} = \frac{v^2 t^2}{2R}. \quad (80)$$

Тогда скорость точки O в вертикальном направлении

$$v_y = \frac{v^2 t}{R},$$

и, подставляя $t = \frac{l}{2v}$, получим скорость соударения точки C

$$v_{ydc} = \frac{vl}{2R}. \quad (81)$$

Такова кинематика безотрывного движения колеса по рельсу. Определим скорость движения тепловоза $v_{кр}$, при которой точка A может оторваться от рельса. Очевидно, что это может наступить в том случае, когда центробежная сила, действующая в точке O , уравнивает статическое давление колеса на рельс $P_{ст}$.

Если неподрессоренный вес, отнесенный к одному колесу, равен q , то условие, при котором возможен отрыв, будет следующим

$$\frac{q}{g} \cdot \frac{v_{кр}^2}{R} \geq P_{ст}, \quad (82)$$

откуда

$$v_{кр} \geq \sqrt{\frac{P_{ст} g R}{q}}. \quad (83)$$

Тогда

$$v_{\text{уд}C \text{ max}} = \frac{v_{\text{кр}} l}{2R}.$$

Заметим, что скорость соударения точки B будет вдвое больше, т. е.

$$v_{\text{уд}B \text{ max}} = \frac{v_{\text{кр}} l}{R}. \quad (84)$$

При более строгом решении¹ задачи оказывается, что значение скорости отрыва несколько больше, чем это следует из формулы (83), причем, сам отрыв наступает не в момент времени $t = 0$, а позже.

Определим теперь скорость соударения для случая, когда произошел отрыв точки A бандажа от головки рельса и имеет место стадия свободного полета. Пренебрежем, для простоты, вертикальными перемещениями рельса, который, будучи безгужен, начнет распрямляться. Основанием для такого упрощения служат следующие обстоятельства. Расчетная частота собственных колебаний рельса (без наличия на нем колеса) 30—50 Гц (экспериментаторы дают даже более низкие значения). Если даже принять $f_p = 50$ Гц, то продолжительность полупериода колебаний, в течение которого рельс движется вверх, составит $0,5 \cdot \frac{1}{50} \cong 0,01$ с. Но при большой скорости движения локомотива, например, при $v = 100$ км/ч, время в течение которого проходит расстояние, равное длине ползуна, составляет примерно 0,002 с, т. е. в 5 раз меньше времени перемещения рельса вверх. Это и дает основание для того, чтобы в первом приближении пренебречь деформациями рельса. Тогда можно предположить, что центр тяжести колеса будет двигаться во время полета по траектории $y_2 = f(t)$, а удар ползуна по рельсу произойдет в точке B_1 , причем в момент удара ползун будет находиться в положении A_1B_1 , а центр тяжести колеса — в точке O'' (рис. 159, б).

Уравнение траектории центра тяжести O колеса при полете может быть получено, если учесть, что ускорение, с которым точка O будет опускаться по вертикали, равно $\frac{P_{\text{ст}g}}{q}$. Тогда

$$y_2 = \frac{P_{\text{ст}g}}{q} \cdot \frac{t^2}{2} = \frac{P_{\text{ст}g}}{q} \cdot \frac{x^2}{2v^2}. \quad (85)$$

Очевидно, после удара точка O будет двигаться по отрезку дуги $O''O_1$, очерченной радиусом R из точки B_1 , т. е. по траектории, определяемой уравнением (80) после замены x на $l - x$;

$$y_3 = \frac{(l-x)^2}{2R}. \quad (86)$$

Приравнивая ординаты $y_2 = y_3$, можно определить абсциссу x в момент удара t :

$$\left(\frac{v_{\text{кр}}}{v} \right)^2 \cdot \frac{x^2}{2R} = \frac{(l-x)^2}{2R},$$

откуда

$$x = \frac{lv}{v + v_{\text{кр}}} \quad \text{и} \quad t = \frac{l}{v + v_{\text{кр}}}. \quad (87)$$

При вычислении скорости соударения необходимо к вертикальной составляющей скорости точки O $v_y = \frac{dy_2}{dt}$ добавить вертикальную составляющую

¹ Если рельс рассматривается как балка, лежащая на сплошном упругом основании.

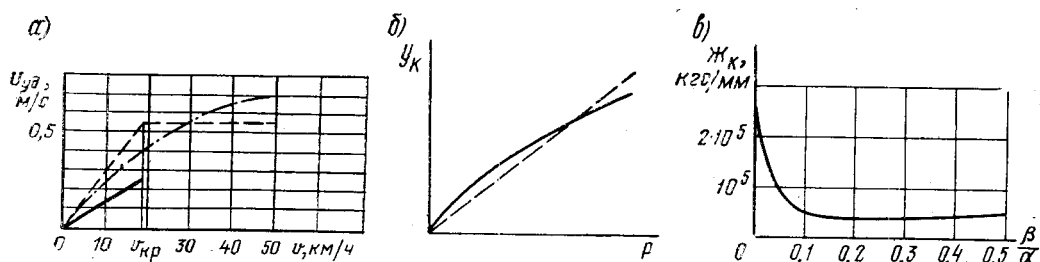


Рис. 160. Скорость удара ползуна по рельсу (а), контактные деформации в функции силы удара (б) и зависимость контактной жесткости от угла встречи ползуна с рельсом (в)

окружной скорости точки B в ее вращении по окружности колеса. Таким образом,

$$v_{уд} = v_y + v \sin \varphi = \frac{P_{ст} g}{q} t + v \frac{l-x}{R} = \frac{v_{кр}^2 l}{R(v + v_{кр})} + \frac{v v_{кр} l}{R(v + v_{кр})} = \frac{v_{кр} l}{R}. \quad (88)$$

Сравнивая выражения (88) и (84), устанавливаем, что они идентичны. Иначе говоря, скорость соударения точки B после достижения наибольшего значения не меняется, остается постоянной.

Вычислим значение скорости удара для ползуна глубиной $h = 0,7$ мм и длиной $l = 55$ мм, расположенного на бандаже колеса тепловоза 2ТЭ116. Определим критическую скорость движения тепловоза

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{11\,500 \cdot 9,81 \cdot 0,525}{2100}} = 5,31 \text{ м/с,}$$

или 19,1 км/ч. Тогда наибольшее значение скорости удара в точке B будет равно

$$v_{удB \max} = \frac{5,31 \cdot 0,055}{0,525} = 0,556 \text{ м/с.}$$

Диаграмма изменения скорости удара для этого примера показана на рис. 160, а. Сплошной линией показано изменение скорости удара для середины ползуна, наибольшее значение этой скорости будет равно 0,278 м/с. При более строгом решении задачи с учетом колебаний рельса как балки, лежащей на упругом основании, скорость удара точки B не осталась бы неизменной, а увеличилась, как это показано на рис. 160, а штрихпунктирной линией.

Перейдем теперь к определению силы удара. Процесс удара состоит из двух стадий: в первой стадии возникают местные деформации в зоне соприкосновения бандажа и рельса, во второй стадии начинают развиваться деформации изгиба рельса как балки, лежащей на упругом основании. Решающее влияние на силу удара оказывают местные деформации, при этом наибольшая сила удара может быть определена исходя из энергетического принципа, заключающегося в сравнении потеряннй живой силы с работой, затраченной на местные деформации в зоне контакта.

Эти деформации могут быть вычислены по методу, предложенному Герцем. Как известно, при сжатии симметричных тел, ограниченных криволинейными поверхностями, площадка соприкосновения имеет форму эллипса, а сближение обоих тел y_k определяется выражением вида $y_k = c \sqrt[3]{P^2}$, где P — сила сжатия, c — коэффициент, зависящий от соотношения радиусов и от упругих свойств соприкасающихся тел. Хотя зависимость между усилиями и местными деформациями нелинейна (рис. 160, б), можно, не внося большой погрешности, ее линеаризировать, как показано на этом же рисунке пунктирной линией, по закону $P = ж_k y_k$, где $ж_k$ — среднее значение контактной жесткости.

Приведенная масса m может быть вычислена по формуле

$$m = \frac{m_k m_p}{m_k + m_p},$$

где m_k — масса неподрессоренных частей, отнесенных к колесу;

m_p — масса рельса, участвующая в ударе.

Определение этой величины довольно затруднительно; приближенное значение массы m_p может быть найдено по данным специальных исследований, если принять, что в ударе участвует отрезок рельса, имеющий длину примерно 2 — 3 м [26]. Так как m_k значительно больше m_p , то можно принимать $m \approx m_p$.

Что касается значения контактной жесткости j_k , то его можно найти, определив сближение соприкасающихся тел под статической нагрузкой. Здесь следует иметь в виду, что для случая, когда плоскость ползуна наклонена к оси рельса, формулы теории упругости могут быть применены лишь с приближением. В этом случае целесообразно определить сначала размеры контактной площадки, по этим размерам подсчитать величину геометрического сближения соприкасающихся тел y_r , а затем, разделив ее на коэффициент ν (см. § 99), среднее значение которого может быть принято равным $\nu = 0,4$, найти действительное сближение y_n [25]. Тогда $j_k = \frac{P}{y_n}$. На рис. 160, в приведены значения контактной жесткости для различных положений ползуна длиной $l = 55$ мм на рельсе типа Р65.

Приравнивая кинетическую энергию $\frac{m_p v_{уд}^2}{2}$ к работе деформации

$\frac{P_{уд} y_n}{2} = \frac{P_{уд}^2}{2 j_k}$, найдем наибольшее значение силы удара

$$P_{уд} = v_{уд} \sqrt{m_p j_k}. \quad (89)$$

Определим $P_{уд}$ для рассмотренного выше случая движения тепловоза 2ТЭ116 со скоростью 19,1 км/ч по рельсам типа Р65. Масса рельса, принимающая участие в ударе, будет равна $m_p = \frac{2,5 \cdot 65}{9,81} = 16,6$ кгс·м⁻¹с², контактная жесткость для случая, когда ползун ударяет всей плоскостью по рельсу $j_k = 250\,000$ кгс/мм, скорость соударения для средней точки ползуна $v_{уд} = 0,278$ м/с. Тогда

$$P_{уд} = 0,278 \sqrt{250 \cdot 10^6 \cdot 16,6} = 17\,930 \text{ кгс.}$$

При увеличении скорости движения, когда ползун начнет ударять по рельсу точкой В, скорость соударения увеличивается по меньшей мере вдвое (см. рис. 160, а). Однако контактная жесткость сильно уменьшается, примерно до значения 50 000 кгс/мм, за счет увеличенных местных деформаций. В результате максимальная сила удара не возрастает. Более точный расчет показывает, что некоторое возрастание силы удара при большой скорости движения все же имеет место. В целях безопасности движения тепловоз должен следовать со скоростью 10—15 км/ч до ближайшего депо.

ДИНАМИКА ПОДВЕШИВАНИЯ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

65. Определение неподрессоренного веса при опорно-осевой подвеске

В технических требованиях Министерства путей сообщения к вновь проектируемым локомотивам¹ указывается, что у пассажирских локомотивов подвешивание тяговых электродвигателей должно быть опорно-рамным, тогда как у грузовых и маневровых локомотивов может применяться опорно-осевое подвешивание. При этом вес неподрессоренных частей, приходящихся на одну ось тепловоза, не должен превышать 4,5 тс при опорно-осевом подвешивании и 3,5 тс — при опорно-рамном подвешивании. То обстоятельство, что опорно-рамное подвешивание позволяет уменьшить вес неподрессоренных частей, приводит, как это видно из формулы (78), к уменьшению, правда в меньшей степени, динамического воздействия при проходе колеса по неровностям пути. При указанных выше предельных значениях неподрессоренного веса уменьшение динамического воздействия от неровностей пути составит около 12%. Однако опорно-осевое подвешивание приводит к значительному динамическому воздействию на зубья тягового редуктора, якорные подшипники, щетки и другие элементы тягового двигателя, поэтому несмотря на простоту и удобство этого подвешивания в конструктивном и технологическом отношении, при повышении скоростей движения приходится переходить к конструкции, более совершенной в динамическом отношении.

В предыдущей главе было упомянуто, что при опорно-осевом подвешивании в суммарный вес неподрессоренных частей включается около 50% веса тягового двигателя. Для уточнения этой цифры рассмотрим усилия, возникающие в узлах колесно-моторного блока (рис. 161) в тот момент, когда колеса получают (при движении по неровности пути) ускорения w . Для облегчения расчета предположено, что оба колеса получают одинаковые ускорения. Добавочное динамическое воздействие колеса на рельс $P_{пп}$ удобно представить в виде суммы трех составляющих

$$P_{пп} = P_1 + P_2 + P_3,$$

где P_1 — воздействие, обусловленное силами инерции вертикально перемещающихся частей (колесная пара с буксами и частью деталей рессорного подвешивания);

P_2 — воздействие, возникающее вследствие инерционного сопротивления повороту тягового двигателя вокруг точки А, поскольку этот поворот будет происходить с угловым ускорением $\epsilon_{тд} = \frac{w}{c}$;

P_3 — воздействие от инерционного сопротивления вследствие неравномерного вращения якоря, угловое ускорение которого оказывается довольно значительным.

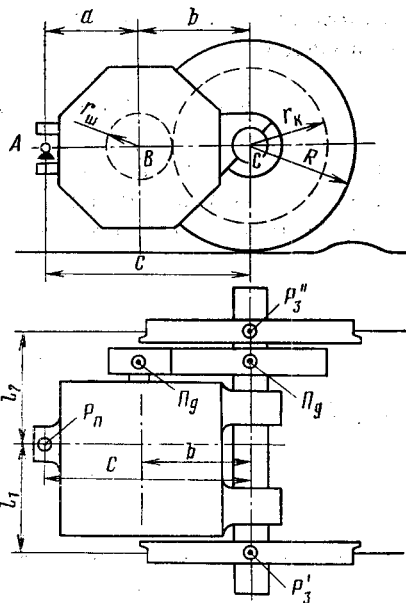


Рис. 161. Колесно-моторный блок тепловоза

¹ С нагрузкой от оси на рельсы не более 23 тс.

Очевидно, что

$$P_1 = -\frac{G_{\text{кп}}}{2g} \omega;$$

$$P_2 = -\frac{I_{\text{тд}} - I_{\text{я}}}{2c} \varepsilon_{\text{тд}} = -\frac{I_{\text{тд}} - I_{\text{я}}}{2c^2} \omega.$$

Здесь $G_{\text{кп}}$ — вес колесной пары с относящимися к ней деталями;

$I_{\text{тд}}$ — момент инерции тягового двигателя (вместе с якорем) относительно его точки подвешивания на раме тележки, т. е. точки A ;

$I_{\text{я}}$ — момент инерции якоря относительно его оси, т. е. оси, проходящей через точку B .

Знак «—», как всегда, указывает на то, что направление инерционного воздействия противоположно направлению ускорения. Что касается углового ускорения якоря $\varepsilon_{\text{я}}$, то оно значительно больше ускорения корпуса тягового двигателя $\varepsilon_{\text{тд}}$ в связи с тем, что при поступательном вертикальном перемещении колесной пары и связанного с ней большого зубчатого колеса зубья этого колеса, взаимодействуя с зубьями шестерни, будут вызывать дополнительный поворот вала якоря. При прохождении колеса по неровности дополнительному повороту колесной пары вокруг ее геометрической оси препятствует сцепление в точках контакта бандажей с рельсами. Линейное ускорение зубьев шестерни в точке зацепления будет равно ω , линейное ускорение оси якоря (точка B) $\omega \frac{a}{c}$ (см. рис. 161), а поделив разность этих ускорений на радиус шестерни, получим угловое ускорение вала якоря $\varepsilon_{\text{я}}$:

$$\varepsilon_{\text{я}} = \frac{\omega - \omega \frac{a}{c}}{r_{\text{ш}}} = \frac{b\omega}{cr_{\text{ш}}} = (i + 1) \frac{\omega}{c}.$$

Теперь можно определить инерционное давление зубьев шестерни на зубья колеса $P_{\text{д}}$. Со стороны зубьев колеса на зубья шестерни будет действовать такое же, но противоположно направленное давление. Перенесем давление $P_{\text{д}}$ соответственно на вал якоря и ось колесной пары. Моменты этих давлений уравновешиваются соответственно моментом сил инерции якоря и моментом горизонтальной силы, возникающей в точке сцепления бандажа с рельсом. Отсюда следует

$$P_{\text{д}} = -\frac{I_{\text{я}} \varepsilon_{\text{я}}}{r_{\text{ш}}} = -\frac{I_{\text{я}} (i + 1)}{cr_{\text{ш}}} \omega. \quad (90)$$

Обозначим дополнительные давления на рельсы и на подвеску тягового двигателя соответственно через P'_3, P''_3 и $P_{\text{п}}$. Тогда можно написать для колесно-моторного блока в целом три уравнения равновесия, а именно:

$$P_{\text{д}} b = (P'_3 + P''_3) c;$$

$$P''_3 l_2 = P'_3 l_1;$$

$$P_{\text{п}} + P'_3 + P''_3 = 0.$$

Отсюда следует, что

$$P''_3 = P'_3 \frac{l_1}{l_2} \text{ и } P'_3 = \frac{P_{\text{д}} b}{c} \cdot \frac{l_2}{l_1 + l_2}.$$

Если, как это обычно имеет место $l_1 \approx l_2$, то

$$P'_3 = P''_3 = P_3 = \frac{P_{\text{д}} b}{2c} = -\frac{I_{\text{я}} (i + 1) b}{2c^2 r_{\text{ш}}} \omega = -\frac{I_{\text{я}} (i + 1)^2}{2c^2} \omega$$

Интересно отметить, что такой же результат получился бы и при двусторонней зубчатой передаче, применяемой на электровозах. Полное динамическое воздействие колеса на рельс теперь будет равно:

$$P_{\text{нп}} = P_1 + P_2 + P_3 = -\frac{1}{2} \left[\frac{G_{\text{кп}}}{g} + \frac{I_{\text{тд}} - I_{\text{я}}}{c^2} + \frac{I_{\text{я}}(i+1)^2}{c^2} \right] \omega = \\ = -\frac{1}{2g} \left[G_{\text{кп}} + \frac{I_{\text{тд}} + I_{\text{я}} i(i+2)}{c^2} g \right] \omega.$$

Отсюда следует, что неподрессоренный вес q , приходящийся на одно колесо, равен

$$q = \frac{1}{2} \left[G_{\text{кп}} + \frac{I_{\text{тд}} + I_{\text{я}} i(i+2)}{c^2} g \right]. \quad (91)$$

66. Определение наивыгоднейшей точки подвеса тягового двигателя

Очевидно, второе слагаемое в выражении (91) можно условно рассматривать как часть веса тягового двигателя $\Delta G_{\text{тд}}$, относящуюся к неподрессоренным частям колесно-моторного блока. Представляя момент инерции тягового двигателя в виде $I_{\text{тд}} = I_0 + \frac{G_{\text{тд}} a^2}{g}$ (где I_0 — момент инерции тягового двигателя вокруг оси вала якоря; $G_{\text{тд}}$ — полный вес тягового двигателя) и вводя обозначение $I_{\text{прив}} = I_0 + I_{\text{я}} i(i+2)$, можно написать

$$\Delta G_{\text{тд}} = \frac{G_{\text{тд}} a^2 + I_{\text{прив}} g}{(a+b)^2}. \quad (92)$$

Определим то оптимальное расстояние $a_{\text{опт}}$ от оси якоря до плоскости подвески тягового двигателя, при котором часть его веса, входящая в состав неподрессоренных частей, будет минимальной¹:

$$\frac{d(\Delta G_{\text{тд}})}{da} = \frac{(a+b)^2 G_{\text{тд}} a - [G_{\text{тд}} a^2 + I_{\text{прив}} g \cdot 2(a+b)]}{(a+b)^4} = \\ = 2 \frac{G_{\text{тд}} ab - I_{\text{прив}} g}{(a+b)^3} = 0,$$

откуда

$$a_{\text{опт}} = \frac{I_{\text{прив}} g}{G_{\text{тд}} b}. \quad (93)$$

Нетрудно показать, что выражение (93) является условием того, что оптимальное расположение точки подвеса A будет иметь место в том случае, когда центр колеса (точка C) будет центром удара с учетом того, что в качестве момента инерции тягового двигателя вокруг оси якоря (точки B) принимается приведенный момент инерции $I_{\text{прив}} = I_0 + I_{\text{я}} i(i+2)$. Действительно, из (93) следует

$$b = \frac{I_{\text{прив}} g}{G_{\text{тд}} a_{\text{опт}}} \text{ и } c = a_{\text{опт}} + b = \frac{I_{\text{прив}} g + G_{\text{тд}} a_{\text{опт}}^2}{G_{\text{тд}} a_{\text{опт}}}, \quad (93a)$$

т. е. точка C в этом случае будет центром удара.

Обычно для тепловозных тяговых двигателей $a_{\text{опт}} = b \div 1,5$ b .

¹ Для краткости изложения опускаем доказательство того, что здесь будет иметь место минимум.

Определим, например, оптимальное расстояние от плоскости оси якоря до плоскости подвески для тягового электродвигателя ЭД107 тепловоза 2ТЭ10Л. Исходные данные:

$$G_{\text{тд}} = 3100 \text{ кг}, I_{\text{я}} = 2,7 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2, I_0 = 22 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2, i = \frac{68}{15} = 4,53, r_{\text{ш}} = 0,085 \text{ м}, b = 0,469 \text{ м}, a = 0,456 \text{ м}.$$

Тогда

$$a_{\text{опт}} = \frac{(22 + 2,7 \cdot 4,53 \cdot 6,55) 9,81}{3100 \cdot 0,469} = 0,688 \text{ м}.$$

Из конструктивных соображений это расстояние принято для двигателя ЭД107 равным 456 мм.

Подставляя выражение (93) в (92), получим

$$\frac{\Delta G_{\text{тд}}}{G_{\text{тд}}} = \frac{a^2 + a_{\text{опт}} b}{(a + b)^2}. \quad (94)$$

Для рассматриваемого случая отношение

$$\frac{\Delta G_{\text{тд}}}{G_{\text{тд}}} = \frac{a_{\text{опт}}}{a_{\text{опт}} + b} = 0,595.$$

При фактически выполненном размере $a = 456$ мм доля веса тягового двигателя, входящая в состав неподрессоренных частей, практически не изменится. Небезынтересно, однако, отметить, что если бы мы подвесили тяговый двигатель к раме тележки в вертикальной плоскости, проходящей через ось якоря, т. е. если бы приняли $a = 0$, то это, вопреки кажущейся целесообразности, привело бы к значительному увеличению неподрессоренного веса. Действительно, для двигателя ЭД107 в этом случае мы получили бы $\frac{\Delta G_{\text{тд}}}{G_{\text{тд}}} = \frac{a_{\text{опт}}}{b} = 1,47$.

Таким образом, даже при наивыгоднейшем расположении опорной траверсы значительная доля веса тягового двигателя (порядка 60%) жестко действует на рельс.

Изложенное показывает, что опорно-осевая подвеска в динамическом отношении несовершенна, чем и вызвано требование Министерства путей сообщения о применении для пассажирских локомотивов только опорно-рамной подвески тяговых двигателей¹.

Как было показано выше, вертикальное ускорение колесной пары при прохождении по неровностям пути вызывает появление дополнительных динамических усилий $P_{\text{д}}$ в зубьях тягового редуктора. Оценим величину этих усилий на примере тепловоза 2ТЭ10Л. Исходные данные приведены выше. Ускорение колесной пары при прохождении стыка со скоростью $v = 100$ км/ч определим по формуле ЦНИИ (78):

$$w = \left(2 + 0,13 \frac{100}{\sqrt[3]{4,32^3}} \right) g = 6,9 g = 67,7 \text{ м/с}^2,$$

где $\bar{2}q = 4,32$ тс.

Тогда

$$P_{\text{д}} = \frac{2,7 (4,53 + 1)}{(0,469 + 0,456) 0,085} 67,7 = 12\,890 \text{ кгс}.$$

Это динамическое давление оказывается весьма значительным и превышает величину наибольшего тягового усилия, возникающего в зубьях редуктора в момент, когда тепловоз развивает максимальную силу тяги. Отсюда ясно, что прочность деталей тягового привода и колесной пары должна оцениваться с учетом динамической нагрузки.

Однако динамическая нагрузка в действительности может оказываться еще больше; дело в том, что все приведенные выше расчеты относятся к случаю беззазорного зацепления, т. е. когда износ зубьев тягового редуктора от-

¹ Это требование выдвигается и для грузовых локомотивов.

существует. В эксплуатации же приходится встречаться со значительным износом зубьев; так, например, правила текущего ремонта тепловозов допускают работу тяговых редукторов с боковыми (тангенциальными) зазорами до 6,5 мм. Боковые зазоры оказывают значительное влияние на характер и величину динамической нагрузки в зубьях, нагрузка становится ударной и может вдвое и более превысить значение наибольшей рабочей нагрузки в зубьях.

67. Ударная нагрузка при зазорах между зубьями тягового редуктора

Величину ударной нагрузки в зубьях определяем, вводя следующие предположения и обозначения. Сочленение между опорными выступами тягового двигателя и поперечной балкой рамы тележки можно рассматривать как жесткое, поскольку предварительный натяг пружин обычно довольно велик (для тепловозов 2ТЭ10Л он составляет, например, около 4000 кгс). Зазоры в якорных и моторно-осевых подшипниках малы (по крайней мере для новых подшипников) и ими можно пренебречь.

Предположим, что колесно-моторный блок движется колесной парой вперед. Тогда при передаче крутящего момента якоря верхние поверхности зубьев шестерни давят на нижние поверхности зубьев колеса. Если колесная пара, двигаясь по неровности пути, получает ускорение ω , то зуб колеса в своем движении относительно зуба шестерни будет иметь, как было показано выше, ускорение

$$\omega_3 = \omega \frac{b}{c} = \omega \frac{(i+1)r_{ш}}{c}.$$

При беззазорном зацеплении такое же ускорение получит, естественно, и зуб шестерни. Однако при боковом (тангенциальном) зазоре δ и при большом значении ω_3 зуб колеса оторвется от зуба шестерни. Освобожденный крутящий момент якоря $M_я$ вызовет угловое ускорение якоря (и шестерни) $\epsilon_я$, равное $\epsilon_я = \frac{M_я}{J_я}$. Линейное ускорение зуба шестерни будет при этом равно

$$\omega_{ш} = \frac{M_я}{J_я} r_{ш} = \frac{F_k D_k r_{ш}}{2m\eta J_я},$$

где F_k — сила тяги тепловоза;
 m — число движущих осей;
 D_k — диаметр колеса;
 η — к. п. д. осевого редуктора.

Зуб шестерни, двигаясь с этим ускорением, ударит по рабочей поверхности ушедшего вверх зуба колеса. Возможен и такой вариант, когда зуб колеса прежде ударит по нерабочей поверхности зуба шестерни, а уже после этого произойдет удар рабочих поверхностей зубьев.

Зная траекторию движения колесной пары по неровности $y = f(t)$, можно после довольно кропотливых расчетов точно определить все кинематические параметры в момент удара зубьев. Однако с достаточной для практики точностью можно определить скорость соударения зубьев (а затем и силу удара) исходя из некоторых упрощающих предположений.

Примем, что на колесную пару на стыке действует в течение подъема колеса вверх постоянное по величине ускорение ω , определяемое, например, по формуле ЦНИИ (78). Будем считать, что с таким же по величине, но против оположенным по направлению ускорением будет совершаться возвращение зуба к олесу вниз до момента его удара о зуб шестерни. При этом, конечно, предполагается, что $\omega_3 > \omega_{ш}$, так как это неравенство и является условием нарушения зацепления обоих зубьев при толчке от неровности. При наибольшем перемещении

оси колесной пары вверх на величину h перемещение зуба колеса относительно зуба шестерни $h_{\text{прив}}$ определится из

$$h_{\text{прив}} = h - h \frac{a}{c} = h \frac{b}{c} = h \frac{i+1}{c} r_{\text{ш}}.$$

В первой стадии движения до момента времени $t = t_1$ зуб колеса движется вверх с ускорением $\omega_a = \omega \frac{b}{c}$ и зуб шестерни тоже вверх с ускорением $\omega_{\text{ш}} = \varepsilon_{\text{я}} r_{\text{ш}}$. Во второй стадии колесо опускается вниз (примерно с тем же ускорением, что и в первой стадии), а зуб шестерни продолжает двигаться вверх, причем в момент времени $t = t_2$ происходит удар. Момент удара t_2 можно найти, приравнявая перемещение зубьев колеса и шестерни

$$h_{\text{прив}} - \frac{\omega_a (t_2 - t_1)^2}{2} = \frac{\omega_{\text{ш}} t_2^2}{2},$$

где

$$t_1 = \sqrt{\frac{2h_{\text{прив}}}{\omega_a}}.$$

Решая, получим

$$t_2 = \frac{2\omega_{\text{ш}}}{\omega_a + \omega_{\text{ш}}} t_1.$$

Тогда относительная скорость соударения рабочих поверхностей зубьев $v_{\text{уд}}$ будет равна

$$v_{\text{уд}} = \omega_{\text{ш}} t_2 + \omega_a (t_2 - t_1) = \omega_{\text{ш}} t_1 = \sqrt{2h_{\text{прив}} \omega_a}, \quad (95)$$

или

$$v_{\text{уд}} = \frac{b}{c} \sqrt{2h\omega}. \quad (96)$$

Таким образом, в случае, когда боковой зазор достаточно велик ($\delta > h \frac{b}{c}$), скорость соударения будет одинаковой при любых режимах работы тягового двигателя и будет зависеть от ускорения, получаемого колесной парой при проходе по неровности (стыку) и от наибольшего ее перемещения по вертикали.

Определим эту скорость для колесно-моторного блока тепловоза 2ТЭ10Л для тех же условий, что и прежде (см. п. 66), но в предположении, что вертикальное перемещение колеса на стыке составляет 3 мм, а в редукторе имеется боковой зазор δ больше, чем $h \frac{b}{c} = 0,003 \frac{0,469}{0,925} = 0,00152$ м. Если принять, что сила тяги одной секции тепловоза 2ТЭ10Л при скорости $v = 100$ км/ч и ослаблении поля 36% равна 7200 кгс, то ускорение зуба шестерни будет равно

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{F_{\text{к}} D_{\text{к}} r_{\text{ш}}}{2mi\eta I_{\text{я}}} = \frac{7200 \cdot 1,05 \cdot 0,085}{2 \cdot 6 \cdot 4,53 \cdot 0,95 \cdot 2,7} = 4,61 \text{ м/с}^2,$$

т. е. заведомо меньше приведенного значения ускорения зуба колеса $\omega_{\text{к}} = 67,7 \times 0,51 = 34,5 \text{ м/с}^2$. Таким образом, будет иметь место отрыв колеса от зуба шестерни и в дальнейшем удар их рабочих поверхностей

$$t_2 = \frac{2 \cdot 34,5}{34,5 + 4,61} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,00152}{34,5}} = 0,0166 \text{ с.}$$

Скорость соударения

$$v_{\text{уд}} = \frac{b}{c} \sqrt{2h\omega} = 0,51 \sqrt{2 \cdot 0,003 \cdot 67,7} = 0,325 \text{ м/с.}$$

Интересно отметить, что величина скорости удара не зависит от степени износа зубьев (разумеется, при условии, что точность зацепления не нарушается).

Перейдем теперь к определению силы удара зубьев. Предположим, что этот удар произойдет в полюсе зацепления двух зубьев. Обозначим через $m_{ш}$ и $m_{к}$ массы шестерни и зубчатого колеса, приведенные к основным окружностям соответствующих зубчатых колес. Приведение масс выполняется по формулам:

$$m_{ш} = \frac{I_{ш}}{r_{ош}^2}, \quad m_{к} = \frac{I_{к}}{r_{ок}^2}, \quad (97)$$

где $r_{ош}$ и $r_{ок}$ — радиусы основных окружностей шестерни и колеса;

$I_{ш}$ и $I_{к}$ — моменты инерции шестерни и колеса относительно осей вращения.

Из механики известно, что дифференциальное уравнение удара имеет вид

$$\frac{m_{ш} m_{к}}{m_{ш} + m_{к}} \cdot \frac{d^2 \delta}{dt^2} = -P, \quad (98)$$

где δ — суммарное упругое смещение центров инерции;

P — сила удара.

Для рассматриваемого случая это уравнение будет также справедливо в том случае, когда приведенные массы и действительные массы равны друг другу. Для зубчатого венца это условие выполняется с хорошим приближением, для системы колесо — шестерня с худшим, однако достаточным для целей практического расчета.

Упругое смещение в первой стадии удара вызывается контактными деформациями зубьев δ (изгиб зубьев, а также изгиб и закручивание вала якоря начинают проявляться лишь во второй стадии удара).

Смещение, вызванное контактными деформациями зубьев, можно определить на основе общей теории контактных деформаций, рассматривая зубья как два параллельных цилиндра. Следует иметь в виду, что точного решения для цилиндров конечной длины не существует. Однако для практических целей можно воспользоваться приемом, при котором действительное смещение δ определяется через геометрическое смещение, зависящее от ширины контактной площадки и радиуса соприкасающихся цилиндров (§99) [25]. Формула для подсчета δ такова

$$\delta \approx \frac{1,65\Pi}{vb} \cdot \frac{1-\mu}{E}, \quad (99)$$

где b — длина зуба;

μ — коэффициент Пуассона;

E — модуль упругости для материала зубьев;

v — коэффициент, представляющий собой отношение геометрического смещения к действительному. Его значение может быть принято равным 0,4.

Тогда для стали получим

$$\delta \cong 2,9 \frac{\Pi}{Eb}. \quad (100)$$

Любопытно отметить, что δ не зависит от радиусов кривизны поверхностей соприкасающихся зубьев, т. е. от их модуля и от числа зубьев.

Обозначая $ж_{к} = \frac{\Pi}{\kappa}$ и $m_{\partial} = \frac{m_{ш} m_{к}}{m_{ш} + m_{к}}$,

получим

$$\frac{d^2 \delta}{dt^2} = -\frac{\delta ж_{к}}{m_{\partial}}. \quad (101)$$

Учитывая, что $\frac{d\delta}{dt}$ представляет собой скорость удара зубьев $v_{\text{д}}$ вдоль линии зацепления $v_{\text{д}} = \frac{d\delta}{dt} = v_{\text{уд}} \cos \alpha$ (через $v_{\text{уд}}$ обозначена скорость удара зубьев по касательной к делительным окружностям зубчатых колес), умножая обе части уравнения (101) на $\frac{d\delta}{dt}$ и исключая дифференцирование по t , получим

$$v_{\text{д}} dv_{\text{д}} = \frac{-j_{\text{к}} \delta d\delta}{m_{\text{а}}}. \quad (102)$$

После интегрирования получим

$$v_{\text{д}}^2 - v_{\text{до}}^2 = \frac{-j_{\text{к}} \delta^2}{m_{\text{а}}}. \quad (103)$$

Здесь $v_{\text{до}}$ — скорость в момент начала удара. Если принять, что в конечной стадии удара $v_{\text{д}} = 0$, то $\delta_{\text{max}} = v_{\text{до}} \sqrt{\frac{m_{\text{а}}}{j_{\text{к}}}}$. Тогда на основании соотношений $\delta = \frac{\Pi}{j_{\text{к}}}$ и $v_{\text{до}} = v_{\text{уд}} \cos \alpha$ получим формулу для подсчета наибольшей силы удара

$$\Pi_{\text{max}} = v_{\text{уд}} \cos \alpha \sqrt{j_{\text{к}} m_{\text{а}}}. \quad (104)$$

Определим в качестве примера силу удара в зубьях тягового редуктора тепловоза 2ТЭ10Л для тех же условий движения и параметров, которые были рассмотрены и определены выше. Контактная жесткость $j_{\text{к}}$, подсчитанная для тягового редуктора тепловоза 2ТЭ10Л с электродвигателем ЭД107, равна

$$j_{\text{к}} = \frac{Eb}{2,9} = \frac{2,1 \cdot 10^6 \cdot 14}{2,9} = 10,15 \cdot 10^6 \text{ кгс/см},$$

$$\text{приведенная масса шестерни } m_{\text{ш}} = \frac{I_{\text{ш}}}{r_{\text{ом}}^2} = \frac{0,012}{0,079^2} = 1,92 \text{ кгс} \cdot \text{м}^{-1} \text{ с}^2.$$

Скорость удара $v_{\text{уд}} = 0,325$ м/с, косинус угла наклона линии зацепления $\cos \alpha = 0,93$. Эквивалентная масса, участвующая в ударе, $m_{\text{а}} = \frac{m_{\text{ш}} m_{\text{к}}}{m_{\text{ш}} + m_{\text{к}}} \cong m_{\text{ш}}$, поскольку масса шестерни значительно меньше массы зубчатого колеса.

Тогда по формуле (104) найдем:

$$\Pi_{\text{max}} = 0,325 \cdot 0,93 \sqrt{1,92 \cdot 10,15 \cdot 10^8} = 13 \, 340 \text{ кгс}.$$

Как видно, наибольшая сила удара превышает значение динамической нагрузки, подсчитанное для беззазорного зацепления. Значительная ударная нагрузка приводит прежде всего к повреждению зубьев шестерен, проявляющегося в виде усталостного выкрашивания металла на рабочих поверхностях зубьев и в виде трещин в основаниях зубьев. Однако энергия удара приводит к уменьшению срока службы и других частей двигателя. Так, например, довольно часто наблюдаются случаи разрушения якорных подшипников со стороны шестерен. Иногда имеют место даже случаи излома хвостовика вала якоря. От жесткой ударной нагрузки страдают щетки, выводы дополнительных полюсов и другие детали тяговых двигателей. Изложенное позволяет сделать некоторые выводы, относящиеся к динамике так называемой «трамвайной» подвески.

1. Для уменьшения влияния периодического ударного воздействия в зубьях тяговых редукторов большое значение имеет ликвидация стыков на рельсах (переход на бесстыковой путь) или, по крайней мере, уменьшение количества стыков на километр пути.

2. Для снижения динамических нагрузок как при изношенных, так и при новых зубчатых колесах необходимо применить упругие элементы в зубчатом зацеплении. Это повысит срок службы не только зубьев, но и якорных подшипников, щеток и других деталей тягового электродвигателя.

68. Влияние упругого венца на динамику опорно-осевой подвески

Рассмотрим теперь, как изменится величина динамической нагрузки на зубьях в случае, когда венец зубчатого колеса соединен с диском при помощи каких-либо упругих элементов (пружин или резиновых вкладышей). Такие конструкции нашли применение на локомотивах как за рубежом, так и в нашей стране. Предположим, что упругие элементы в венце зубчатого колеса поставлены с предварительным натягом¹, величина которого больше окружного усилия, возникающего в передаче при высокой скорости движения. Тогда при проходе колеса тепловоза по неровности и возникновении вертикального ускорения зубьев колеса большего, чем ускорение зубьев шестерни под действием крутящего момента, будет происходить отрыв зубьев колеса от зубьев шестерни с последующим их ударом. Скорость удара останется при этом такой же, как и для жесткой зубчатой передачи.

Динамические качества упругой передачи могут быть улучшены, если отказаться от предварительной затяжки упругих элементов колеса. В этом случае отрыв контактирующих поверхностей зубьев колеса и шестерни почти не будет иметь места вследствие того, что при перемещении оси колесной пары вверх зубчатый венец будет поворачиваться против часовой стрелки за счет реактивного воздействия сжатых упругих элементов. Чтобы не было отрыва зубьев, должно будет выполняться условие

$$\omega \frac{b}{c} < \frac{M_{\text{я}}}{I_{\text{я}}} r_{\text{ш}} + \frac{M_{\text{я}} i}{I_{\text{в}}} r_{\text{к}}, \quad (105)$$

где $I_{\text{в}}$ — момент инерции венца зубчатого колеса.

Условие написано в предположении, что упругое перемещение венца под действием крутящего момента тягового двигателя значительно больше, чем приведенное перемещение зуба колеса относительно зуба шестерни $h_{\text{прив}} = h \frac{b}{c}$. Так как момент инерции венца меньше момента инерции якоря, то легко показать, что в тяговом режиме условие (105) обычно выполняется. Так, например, для рассмотренного выше случая движения колеса тепловоза 2ТЭ10Л через рельсовый стык при скорости $v = 100$ км/ч приведенное ускорение зуба колеса составляло $34,5$ м/с².

Ускорение зуба шестерни равно $4,61$ м/с², а ускорение зуба колеса под реактивным воздействием сжатых упругих элементов венца будет равно 212 м/с² (при моменте инерции венца, приблизительно равно $1,2$ кгс·м·с²). Таким образом, правая часть неравенства (105) будет значительно больше левой и расцепление зубьев не произойдет. Оно будет иметь место только при работе двигателя на режиме выбега, но и в этом случае сила удара будет невелика вследствие большой податливости упругого венца при ударе.

Рассмотрим теперь, как влияет упругий венец на величину динамического давления в зубьях тягового редуктора при беззазорном зацеплении или в том случае, когда ускорение колесной пары направлено так, что под его воздействием зубья колеса не уходят от зубьев шестерни, а наоборот прижимаются к ним. Такой случай будет, например, иметь место при движении тяговым двигателем вперед и набегании колеса на выпуклую неровность. Если бандаж перемещается вверх на величину $y = f(t)$, то корпус двигателя поворачивается на угол $\alpha = \frac{y}{c}$, а вал якоря (при отсутствии упругого венца) повернулся бы на угол $\frac{y}{c} (i + 1)$. Под воздействием динамического усилия в зубьях $P_{\text{д}}$ упругий

¹ Следует отметить, что иногда на электровозах с двусторонней зубчатой передачей упругие элементы применяются главным образом для равномерной раздачи момента на обе стороны. Упругие элементы отличаются в этом случае чрезмерно большой жесткостью и ставятся со значительным предварительным натягом.

венец повернется на угол θ , величина которого может быть определена из выражения

$$\Pi_{\text{д}} r_{\text{к}} = I_{\text{в}} \frac{d^2 \theta}{dt^2} + ж_{\text{в}} \theta, \quad (106)$$

где $ж_{\text{в}}$ — крутильная жесткость венца, кгс·м/рад.

Поворот венца на угол θ приведет к уменьшению поворота якоря на угол θi . Таким образом, шестерня повернется на угол $\varphi = \frac{y}{c} (i + 1) - \theta i$ и для вала якоря можно будет написать соотношение

$$\Pi_{\text{д}} r_{\text{ш}} = \frac{d^2 \left[\frac{y}{c} (i + 1) - \theta i \right]}{dt^2} I_{\text{я}}. \quad (107)$$

Сравнивая значения $\Pi_{\text{д}}$, получим уравнение колебаний системы якорь — венец

$$(I_{\text{я}} i^2 + I_{\text{в}}) \frac{d^2 \theta}{dt^2} + ж_{\text{в}} \theta = I_{\text{я}} \frac{i(i+1)}{i} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}. \quad (108)$$

Уравнение (108) написано для колебательной системы якорь — венец, рассматриваемой как система с одной степенью свободы. Такое представление вполне допустимо, поскольку жесткость резиновых элементов во много раз меньше жесткости вала якоря, т. е. колебания венца и шестерни могут рассматриваться раздельно.

Предположим, что бандаж движется по изолированной неровности

$$y = \frac{h}{2} (1 - \cos \omega_{\text{н}} t),$$

где $\omega_{\text{н}} = \frac{2\pi v}{l}$, и представим уравнение (108) в более удобном для решения виде

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} + \omega_{\text{в}}^2 \theta = A \cos \omega_{\text{н}} t, \quad (109)$$

где $\omega_{\text{в}} = \sqrt{\frac{ж_{\text{в}}}{I_{\text{я}} i^2 + I_{\text{в}}}}$ — круговая частота собственных колебаний системы;

$$A = \frac{I_{\text{я}} i(i+1)}{I_{\text{я}} i^2 + I_{\text{в}}} \cdot \frac{h}{2c} \omega_{\text{н}}^2 \approx \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{2c} \omega_{\text{н}}^2.$$

Здесь, как и прежде, через h обозначена наибольшая высота неровности, а через l — ее длина.

Решение уравнения (109) можно написать в виде

$$\theta = C_1 \cos \omega_{\text{в}} t + C_2 \sin \omega_{\text{в}} t + \frac{A}{\omega_{\text{в}}^2 - \omega_{\text{н}}^2} \cos \omega_{\text{н}} t. \quad (110)$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются из начальных условий: $t=0$, $\theta=0$, $\frac{d\theta}{dt}=0$. Тогда решение примет вид

$$\theta = \frac{A}{\omega_{\text{в}}^2 - \omega_{\text{н}}^2} (\cos \omega_{\text{н}} t - \cos \omega_{\text{в}} t). \quad (111)$$

Подставляя значение A , преобразуем это решение к виду

$$\theta \cong \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{c} \left[0,5 \frac{\omega_{\text{н}}^2}{\omega_{\text{в}}^2 - \omega_{\text{н}}^2} (\cos \omega_{\text{н}} t - \cos \omega_{\text{в}} t) \right]. \quad (112)$$

Легко убедиться, что выражение в квадратных скобках имеет тот же вид, что и выражение (71) динамического коэффициента для определения давления бандажа на рельс. Тогда

$$\theta_{\max} = \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{c} \kappa_{\text{дин max}}, \quad (113)$$

где $\kappa_{\text{дин max}}$ — можно найти по графику (см. рис. 155), имея только в виду, что этот график построен для впадины. При рассмотрении движения бандажа по выпуклой неровности (как в данном случае) обе ветви графика $\kappa_{\text{дин}}$ (рис. 155) необходимо поменять местами.

Для определения динамического давления в зубьях Π_d преобразуем выражение (106) с учетом того, что при $\theta = \theta_{\max}$

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0.$$

Тогда

$$\Pi_{d \max} = \frac{j_b \theta_{\max}}{r_k}, \quad (114)$$

где $\theta_{\max}$ — берется из выражения (113).

Если жесткость упругих элементов венца невелика, то при движении тепловоза с большой скоростью ω_n обычно значительно больше, чем ω_b . Так, например, если принять, что упругий венец смещается (считая по его длительной окружности) на 6 мм под нагрузкой на зубья, равной для тепловоза 2ТЭ10Л 5500 кгс при тяговом режиме, то жесткость венца составит $j_b = 120\,000$ кгс·м/рад. Тогда круговая частота собственных колебаний системы якорь — венец определится из

$$\omega_b = \sqrt{\frac{120\,000}{2,7 \cdot 4,53^2 + 1,2}} = 46,1 \frac{1}{c}.$$

Что касается круговой частоты прохождения неровности, то при скорости движения тепловоза $v = 100$ км/ч она будет равна

$$\omega_n = \frac{2\pi \cdot 100}{3,6} = \frac{174,5}{l}.$$

При длине неровности $l = 3,79$ м обе частоты будут равны. Если же бандаж проходит через стык, то $\frac{\omega_n}{\omega_b} \approx 4 \div 5$. Действительно, если рассматривать стык как косинусоидальную неровность, при прохождении которой со скоростью 100 км/ч колесо тепловоза 2ТЭ10Л получает, как это следует из опытов ЦНИИ МПС [см. формулу (78)], вертикальное ускорение $\omega = 67,7$ м/с², то такое ускорение может возникнуть при $h = 3$ мм и $l = 0,822$ м

$$\omega_{\max} = \frac{d^2y}{dt^2} \Big|_{\max} = \frac{h\omega_n^2}{2} = \frac{0,003}{2} \cdot \left(\frac{174,5}{0,822}\right)^2 = 67,7 \text{ м/с}^2.$$

При этом $\omega_n = 209$ 1/с и $\frac{\omega_n}{\omega_b} = \frac{209}{46,1} = 4,63$. Из графика для $\kappa_{\text{дин}}$ (см. рис. 155) видно, что при таком отношении частот $\kappa_{\text{дин max}} \approx 1$. Учитывая это обстоятельство, можно написать простое выражение для подсчета $\Pi_{d \max}$ при движении колеса локомотива с большой скоростью по коротким неровностям (типа стыков):

$$\Pi_{d \max} \leq \frac{j_b}{r_k} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{c}. \quad (115)$$

Для иллюстрации определим $\Pi_{d \max}$ при прохождении имеющего упругие элементы колесно-моторного блока тепловоза 2ТЭ10Л по стыку со скоростью 100 км/ч:

$$\Pi_{d \max} = \frac{120\,000}{0,384} \cdot \frac{4,53+1}{4,53} \cdot \frac{0,003}{0,925} = 1240 \text{ кгс}.$$

Полученное значение $\Pi_{d \max}$ на порядок меньше того, которое было определено для колесно-моторного блока с жестким тяговым редуктором (см. п. 66).

69. Влияние упругих элементов в точке подвешивания тягового двигателя к раме тележки

В предыдущих параграфах мы предполагали, что тяговый двигатель опирается на раму тележки через жесткий шарнир. Это соответствует случаю, когда в точке опоры не имеется упругих элементов или когда усилие предварительной затяжки этих элементов достаточно велико (например, для тягового двигателя тепловоза 2ТЭ10Л оно составляет 4000 кгс). Рассмотрим теперь влияние упругости подвешивания носика тягового двигателя, если предварительная затяжка отсутствует и жесткость подвески составляет $ж_{\Pi}$ кгс/м. При проходе колеса по неровности $y = f_1(t)$ точка подвешивания A будет перемещаться по вертикали на величину $y_{\Pi} = f_2(t)$ (рис. 162). Для определения этого перемещения найдем давление носика тягового двигателя на раму тележки P_A . Оно легко вычисляется, если представить перемещение тягового двигателя в виде суммы двух вращений: вращения вокруг точки A , когда точка C поднимается на величину y , и вращения вокруг точки C , когда точка A опускается на величину y_{Π} . Если считать, что центр тяжести всего тягового двигателя лежит на оси якоря, то

$$P_A = \frac{1}{c^2} \left[(Mab - I_{\text{прив}}) \frac{d^2 y}{dt^2} - (Mb^2 + I_{\text{прив}}) \frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} \right]. \quad (116)$$

Здесь, как и прежде, $I_{\text{прив}} = I_o + I_{\text{я}} i (i + 2)$;

M — масса тягового двигателя; перемещение y положительно, если оно направлено вверх, а y_{Π} — положительно, если оно направлено вниз. Учитывая, что $y_{\Pi} = \frac{P_A}{ж_{\Pi}}$, получим:

$$\frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} + \frac{ж_{\Pi} c^2}{Mb^2 + I_{\text{прив}}} y_{\Pi} = \frac{Mab - I_{\text{прив}}}{Mb^2 + I_{\text{прив}}} \frac{d^2 y}{dt^2}. \quad (117)$$

Предполагая, как и прежде, что бандаж движется по изолированной неровности $y = \frac{h}{2} (1 - \cos \omega_n t)$, где $\omega_n = \frac{2\pi v}{l}$, найдем

$$\frac{d^2 y_{\Pi}}{dt^2} + \omega_{\Pi}^2 y_{\Pi} = A \cos \omega_n t. \quad (118)$$

Здесь $\omega_{\Pi} = \sqrt{\frac{ж_{\Pi} c^2}{Mb^2 + I_{\text{прив}}}}$ — круговая частота собственных колебаний тягового двигателя на упругой опоре;

$$A = \frac{\omega_n^2 h (Mab - I_{\text{прив}})}{2 (Mb^2 + I_{\text{прив}})}. \quad (119)$$

Решая уравнение (119) с учетом начальных условий, получим аналогично (111)

$$\begin{aligned} y_{\Pi} &= \frac{A}{\omega_{\Pi}^2 - \omega_n^2} (\cos \omega_{\Pi} t - \cos \omega_n t) = \\ &= h \frac{Mab - I_{\text{прив}}}{Mb^2 + I_{\text{прив}}} \times \\ &\times \left[0,5 \frac{\omega_n^2}{\omega_{\Pi}^2 - \omega_n^2} (\cos \omega_n t - \cos \omega_{\Pi} t) \right] = \\ &= h \frac{Mab - I_{\text{прив}}}{Mb^2 + I_{\text{прив}}} \kappa_{\text{дин}}. \end{aligned} \quad (120)$$

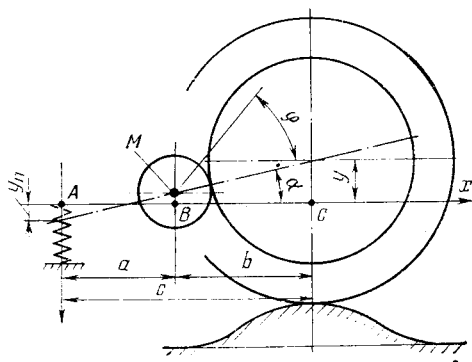


Рис. 162. Влияние упругости в точке подвешивания тягового двигателя

Таким образом, наибольшее вертикальное перемещение носика

$$y_{\text{н ext}} = h \frac{Mab - I_{\text{прив}}}{Mb^2 + I_{\text{прив}}} \kappa_{\text{дин ext}}, \quad (121)$$

где $\kappa_{\text{дин ext}} = f\left(\frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_{\text{п}}}\right)$ — может быть определен по уже встречавшемуся прежде графику (см. рис. 155), с переменной знаков отрезков оси ординат.

Определим теперь, как отразится перемещение $y_{\text{п}}$ на величине динамического давления в зубьях тягового редуктора. Угол поворота корпуса тягового двигателя будет теперь равен $\alpha = \frac{y + y_{\text{п}}}{c}$, а угол поворота якоря $\varphi = (i+1) \frac{y + y_{\text{п}}}{c}$. Для инерционного давления в зубьях будет иметь место выражение (109), аналогичное (90):

$$P = - \frac{I_{\text{я}}(i+1)}{cr_{\text{ш}}} \left(\frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{d^2 y_{\text{п}}}{dt^2} \right). \quad (122)$$

Подставляя значения ускорений, получим

$$P_{\text{д}} = - \frac{I_{\text{я}}(i+1)}{cr_{\text{ш}}} \cdot \frac{Mab - I_{\text{прив}}}{Mb^2 + I_{\text{прив}}} h \omega_{\text{п}}^2 \left[\frac{1}{2} \left(\frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_{\text{п}}} \right)^2 \cdot \frac{Mbc}{Mab - I_{\text{прив}}} \cos \omega_{\text{н}} t - \kappa_{\text{дин}} \right]. \quad (123)$$

Из выражения (121) следует, что вертикальные перемещения носика будут отсутствовать в случае, когда $Mab = I_{\text{прив}}$. Но, так как $Mab = Mac - Ma^2$, то $c = \frac{I_{\text{прив}} + Ma^2}{Ma}$. Это условие, естественно, совпадает с условием (93а).

Само собой разумеется, что если центр удара расположен в точке С, то вертикальные перемещения колесной пары на неровностях пути не вызовут дополнительных нагрузок в точке подвеса носика. Выше уже упоминалось о том, что условие (93а) часто удовлетворяется на практике. В этом случае дополнительное динамическое давление в зубьях тягового редуктора не будет отличаться от определяемого по формуле (90) для жесткой подвески (или подвески с большой начальной затяжкой), т. е. жесткость подвесных пружин не окажет влияния на величину силы $P_{\text{д}}$.

Динамические испытания тепловозов ТЭЗ и ТЭ7 с различными вариантами подвешивания тяговых двигателей к раме (серийное, с уменьшенной жесткостью пружин и на резиновых пакетах с различной величиной предварительной затяжки — от нуля до 4000 кгс), проведенные ВНИТИ, подтвердили приведенные выше теоретические расчеты, в частности, о величине дополнительных нагрузок в зубьях $P_{\text{д}}$. Что касается применения мягких пружин и резиновых пакетов, то оно не оказало заметного влияния на характер колебаний тягового двигателя [27].

70. Колебания тягового двигателя при периодически повторяющихся неровностях

Все рассмотренные выше динамические явления, возникающие в опорно-осевой подвеске, были вызваны прохождением колеса тепловоза по одиночной (изолированной) неровности. Такие неровности преобладают на рельсовом пути, кроме того, поскольку процесс движения переходный, легко решаются вопросы, связанные с вычислением динамических параметров при равенстве собственных и внешних частот. Однако следует рассмотреть также и случай, когда неровности повторяются периодически. Это может вызвать появление резонанса при колебаниях тягового двигателя, имеющего, например, упругие элементы в зубчатом венце.

Предположим, что неровность рельсового пути, определяемая выражением

$$y = \frac{h}{2}(1 - \cos \omega_n t),$$

где $\omega_n = \frac{2\pi v}{l}$, повторяется периодически.

Включим в состав силовых факторов, действующих на венец большого зубчатого колеса, момент сопротивления колебаниям венца вследствие рассеивания энергии в упругих резиновых втулках, связывающих венец со ступицей. Знак этого момента противоположен знаку направления вращения венца, т. е. знаку угловой скорости. Если принять, как это обычно делается для упрощения расчета, что и величина этого момента пропорциональна угловой скорости, т. е. что $M_{\text{демпф}} = -\kappa \frac{d\theta}{dt}$, то уравнение колебаний упругого венца (109) получит теперь вид

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + 2n \frac{d\theta}{dt} + \omega_b^2 \theta = A \cos \omega_n t, \quad (124)$$

где $2n = \frac{\kappa}{I_A i^2 + I_B}$, остальные обозначения приведены выше.

Как известно из теории колебаний, решение этого уравнения может быть представлено в виде

$$\theta = e^{-nt} (C_1 \cos \omega_{b1} t + C_2 \sin \omega_{b1} t) + C_3 \cos (\omega_n t - \alpha), \quad (125)$$

где

$$\omega_{b1} = \sqrt{\omega_b^2 - n^2}.$$

При не слишком сильном демпфировании, когда $n \ll \omega_b$, $\omega_{b1} \approx \omega_b$. Коэффициенты C_1 и C_2 , как и прежде, определяются из начальных условий, но множитель e^{-nt} приводит к затуханию собственных колебаний. Что касается вынужденных колебаний, то амплитуда их определяется из выражения

$$C_3 = \frac{A}{\omega_b^2} \beta_1 = \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{2c} \left(\frac{\omega_n}{\omega_b} \right)^2 \beta_1 = \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{2c} \beta_3,$$

где

$$\beta_1 = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_n}{\omega_b}\right)^2\right]^2 - \left(\frac{\omega_n}{\omega_b}\right)^2 \cdot \left(\frac{2n}{\omega_b}\right)^2}} \quad [\text{см. (160)}];$$

$$\beta_3 = \beta_1 \left(\frac{\omega_n}{\omega_b}\right)^2 \quad [\text{см. (170)}].$$

Если обозначить коэффициент затухания $\frac{2n}{\omega_b} = \gamma$, то, как обычно, в момент резонанса при $\omega_b = \omega_n$, $\beta_3 = \frac{1}{\gamma}$, т. е.

$$\theta_{\max} = \frac{A}{\omega_b^2 \gamma} \approx \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{2c} \cdot \frac{1}{\gamma}. \quad (126)$$

Коэффициент затухания γ может быть довольно просто определен, если известно значение логарифмического декремента колебаний δ , представляющего собой натуральный логарифм отношения соседних амплитуд. Тогда $\gamma = \frac{\delta}{\pi}$. Это справедливо для не слишком больших декрементов, например, если $\delta \leq 0,6$. Напомним, кстати [см. (165)], что с энергетической точки зрения относительная величина рассеивания энергии за один полупериод определяется выражением

$$\frac{\Delta E}{E} = 1 - e^{-\delta} \approx \delta.$$

Опыты, проведенные в тепловозной лаборатории МИИТа, над резиновыми вкладышами для упругих венцов, изготовленными из маслостойкой резины марки 98-1, показали, что для этой резины декременты находились в пределах 0,3—0,6, что определяет в среднем $\gamma = 0,15$. При этом угловая амплитуда колебаний упругого венца в условиях резонанса не превысит значения

$$\theta_{\max} = \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{2c} \cdot \frac{1}{0,15}.$$

Это в свою очередь вызовет дополнительное динамическое давление $P_{d \max}$ в зубьях тягового редуктора:

$$P_{d \max} = \frac{J_B}{r_K} \theta_{\max} = \frac{J_B}{r_K} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{h}{2c} \cdot \frac{1}{0,15}.$$

Подставляя в это выражение приводившиеся ранее параметры, характеризующие тяговый редуктор тепловоза 2ТЭ10Л с упругим венцом, получим для неровности с $h = 3$ мм и $l = 3,79$ м:

$$P_{d \max} = \frac{120\,000}{0,384} \cdot \frac{4,53+1}{4,53} \cdot \frac{0,003}{2 \cdot 0,925} \cdot \frac{1}{0,15} = 4130 \text{ кгс.}$$

Это значение $P_{d \max}$ в несколько раз меньше динамического усилия, действующего на зубья тягового редуктора при отсутствии в венце упругих элементов (при жесткой передаче).

71. Крутильные и поперечные колебания вала якоря

Экспериментальные исследования колебаний тяговых двигателей с опорно-осевой подвеской, при которых измерялись ускорения в различных точках остова, динамические моменты на валу якоря и другие параметры, показали, что частоты колебательных процессов при движении тепловоза со скоростью вплоть до конструкционной можно условно разбить на три интервала. К первому интервалу относятся колебания низкой частоты — от 0 до 25 Гц; ко второму — колебания средней частоты — 25—125 Гц и к третьему — высокочастотные колебания ($f > 125$ Гц) [28].

Колебания низкой частоты возникают вследствие колебаний остова тягового двигателя совместно с рамой тележки, а также передаются на тяговый двигатель от колесной пары, колеблющейся вместе с рельсом при прохождении по имеющимся на нем неровностям. Если колебания наддрессорного строения обычно совершаются с частотой 1—6 Гц, то колебания колесных пар на рельсах имеют частоту от 15 до 30 Гц, в зависимости от параметров пути и величины неподрессоренного веса. Методика определения частоты этих колебаний приведена в главе XVI. Следует, впрочем, иметь в виду, что взаимодействие колеса и рельса при проходе, например, по волнообразно изношенным рельсам или по стыкам приводит к появлению среднечастотных и даже высокочастотных компонентов, которые, естественно, передаются и на тяговый двигатель.

Источниками колебаний средней частоты являются динамические, а при изношенных зубьях ударные нагрузки, передающиеся от зубчатого колеса к шестерне при проходе колесной пары по неровностям пути, а также вследствие погрешностей зацепления. Здесь следует отдельно рассмотреть крутильные и поперечные колебания вала якоря. Свободные крутильные колебания двухмассовой системы якорь — шестерня описываются системой дифференциальных уравнений (127) и (128):

$$I_{\text{я}} \ddot{\varphi}_{\text{я}} - J_B (\varphi_{\text{ш}} - \varphi_{\text{я}}) = 0, \quad (127)$$

$$I_{\text{ш}} \ddot{\varphi}_{\text{ш}} + J_B (\varphi_{\text{ш}} - \varphi_{\text{я}}) + J_3 \varphi_{\text{ш}} = 0, \quad (128)$$

где $I_{я}$, $I_{ш}$ — моменты инерции якоря и шестерни;

$\varphi_{я}$, $\varphi_{ш}$ — углы поворотов;

$ж_{в}$, $ж_{з}$ — крутильные жесткости вала якоря и зубчатого зацепления (с учетом изгиба зубьев и контактных деформаций соприкасающихся поверхностей).

Эти уравнения написаны в предположении, что большое зубчатое колесо, жестко связанное с колесной парой, не участвует в крутильных колебаниях, поскольку предельное значение коэффициента сцепления между бандажами и рельсами не превзойдено. Как показывают опыты, затухание в такой системе невелико и им можно, при решении задачи о свободных колебаниях, пренебречь. Для случая, когда зубья не изношены и зазоры между ними невелики, можно пренебречь также и нелинейностью характеристики $ж_{з}$ $\varphi_{ш}$ и считать жесткость $ж_{з}$ постоянной. Влияние этой нелинейности будет рассмотрено позже.

Учитывая то обстоятельство, что момент инерции якоря значительно больше момента инерции шестерни (обычно $I_{я} \approx 150 \div 200 I_{ш}$), можно без ущерба для точности подсчетов рассматривать крутильные колебания якоря и шестерни раздельно. Это упростит решение и сделает его более наглядным.

Итак, рассмотрим крутильные свободные колебания якоря на его валу, предположив вначале, что зазорами в зубчатом зацеплении можно пренебречь. Тогда круговая частота колебаний такой упрощенной линейной одномассовой системы без затухания:

$$\rho_K = \sqrt{\frac{ж_K}{I_{я}}} \quad (129)$$

Крутильная жесткость вала определяется по формуле

$$ж_K = \frac{0,1d^4G}{l},$$

где d — средний диаметр вала; $G = 0,8 \cdot 10^6$ кгс/см²;

l — рабочая длина вала, которая в зависимости от плотности посадки сердечника якоря на вал может меняться в пределах от l_1 до l_2 (рис. 163).

Так, например, для вала якоря двигателя ЭД107 значения l могут изменяться от $l_1 = 280$ мм до $l_2 = 820$ мм и соответственно этому при среднем диаметре вала $d = 125$ мм крутильная жесткость вала может находиться в пределах $ж_K = 70 \cdot 10^4 \div 24 \cdot 10^4$ кгс·м/рад. Тогда, при величине момента инерции $I_{я} = 2,7$ кгс·м² значения круговых частот свободных крутильных колебаний якоря при закрепленной шестерне будут лежать в интервале $\rho_K = 510 \div 300$ 1/с или $81 \div 47$ Гц. Если считать, что вал якоря имеет возможность с кручиваться между нажимными шайбами, то среднее значение частот будет равно примерно 64 Гц.

Посмотрим теперь, как отразится на частоте свободных крутильных колебаний якоря наличие зазоров в зубчатом зацеплении, образовавшихся вследствие износа зубьев. В этом случае колебательная система становится нелинейной (см. рис. 178, в) и частота колебаний будет зависеть от их амплитуды A . Для системы с зазорами эта частота может быть определена по формуле (195) или по графику (см. рис. 179, а). Крутящий момент от динамической нагрузки на валу якоря $M_{дл}$, как показывают расчеты и эксперименты, может достигать значений $1,0 \div 1,5 M_{рл}$, где $M_{рл}$ — наибольший рабочий момент на валу якоря при движении с малой скоростью и большой силой тяги.

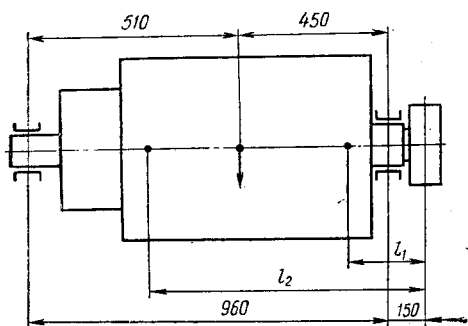


Рис. 163. К определению свободных колебаний якоря тягового двигателя ЭД107

Примем для двигателя ЭД107 $M_{\text{дв}} = M_{\text{ря}} = 700$ кгс. м, тогда величина угловой деформации при скручивании вала якоря будет равна $\frac{700}{24 \cdot 10^4} = 0,00305$ рад, что приведет к смещению зуба шестерни по ее делительной окружности на $0,00305 \cdot 85 = 0,25$ мм. Если принять, что суммарный зазор в зубчатом зацеплении равен 1,5 мм, т. е. зазор на одну сторону $y_0 = 0,75$ мм, то $\alpha = \frac{0,75}{0,25 + 0,75} = 0,75$ и из формулы (195) определится значение

$\rho_{\text{нелин}} = \frac{1 - 0,75}{1 - 0,363 \cdot 0,75} \rho_{\text{нлин}} = 0,35 \rho_{\text{нлин}}$, иначе говоря, частота свободных колебаний якоря в этом случае будет равна 17 Гц. Разумеется, при меньших значениях динамического момента или при больших значениях зазора между зубьями частота свободных крутильных колебаний якоря станет еще меньше.

Выясним теперь, какова частота поперечных колебаний якоря на его валу. Причина этих колебаний — те же динамические толчки, воспринимаемые колесной парой при проходе по неровностям пути и передающиеся в виде вертикальных импульсов на зубья шестерни. На рис. 163 изображена схема якоря двигателя ЭД107 и указаны основные необходимые для расчета размеры. Частота свободных поперечных колебаний якоря определится из обычной формулы

$$\rho_{\text{н}} = \sqrt{\frac{j_{\text{н}}}{m_{\text{я}}}},$$

где $j_{\text{н}}$ — жесткость вала якоря при поперечном изгибе;
 $m_{\text{я}}$ — масса якоря.

Изгибная жесткость определяется как обратная величина прогиба вала якоря под единичной нагрузкой, приложенной в центре тяжести якоря. При размерах, приведенных на рис. 163, получим $j_{\text{н}} = 5 \cdot 10^7$ кгс/м и при $m_{\text{я}} = 90$ кгс·м⁻¹с² найдем $\rho_{\text{н}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^7}{90}} = 745$ 1/с, или 119 Гц.

Следует отметить, что как крутильные, так и поперечные колебания могут быть вынужденными, причем в качестве периодической возмущающей силы действуют динамические импульсы, возникающие при сопряжении каждой пары зубьев вследствие погрешностей зацепления. Эти погрешности особенно велики при значительном износе зубьев, когда их рабочие поверхности потеряли свою эвольвентную форму. Частота приложения импульсов (часто применяется термин «зубцовая частота») определяется как произведение частоты вращения вала якоря в секунду на число зубьев шестерни. Для тепловоза 2ТЭ10Л эта частота при скорости движения 100 км/ч будет равна $8,4 \cdot 68 = 570$ Гц, меньших скоростях — пропорционально меньше. При совпадении частоты приложения импульсов (зубцовой частоты) с частотой собственных крутильных либо поперечных колебаний якоря могут возникнуть резонансы. Величины резонансных амплитуд будут зависеть от значений импульсов, возникающих при сопряжении зубьев (следовательно, от степени искажения профилей и от ошибки в шаге), и будут определяться величиной затухания, значение которого, на основании экспериментальных данных, составляет примерно $D = 0,1$ ($\gamma = 0,2$). При испытаниях тяговых двигателей с редукторами, имевшими значительный износ зубьев, были зафиксированы значительные ускорения остова, во много раз превосходящие ускорения, возникающие при неизношенных зубьях.

Крутильные свободные колебания шестерни на валу якоря — высокочастотные, поскольку крутильная жесткость вала велика, а момент инерции шестерни мал. Эти колебания могут возникать от динамических нагрузок, приложенных к зубу шестерни при наличии зазоров в зацеплении, причем эти зазоры могут быть небольшими. При определении частоты в формулу (129) вместо $I_{\text{я}}$ необходимо подставить $I_{\text{ш}} + \frac{1}{3} I_{\text{з}}$; здесь, как и при крутильных колебаниях якоря, значение частоты может зависеть от длины свободного участка вала,

входящего в состав колебательной системы. Для двигателя ЭД107 $I_{ш} + \frac{1}{3} I_{в} = 0,012 + \frac{0,003}{3} = 0,013$ кгс · м · с² и соответствующее значение частоты будет $p_k = 4280$ 1/с, или 680 Гц. При более коротком скручиваемом участке вала значение частоты возрастет до $p_k = 7340$ 1/с, или до 1170 Гц.

72. Влияние динамических процессов в тяговом приводе на износ бандажей и рельсов

Износ бандажа и головки рельса является нормальным, если он равномерен. Однако, помимо нормального износа бандажей и рельсов, в процессе эксплуатации нередко обнаруживаются, в особенности на рельсах, периодические неровности с длиной волн $0,2 \div 0,4$ м, обычно называемые волнообразным износом. Начавшийся волнообразный износ быстро прогрессирует, что приводит к усилению взаимодействия пути и подвижного состава, под влиянием которого увеличивается количество контактных повреждений рельсов и существенно снижается долговечность подвижного состава. Влияние волнообразного износа тем более неблагоприятно, чем выше скорость движения.

Исследования износа привели к выводу, что износ I пропорционален нагрузке колеса на рельс P , коэффициенту трения μ и величине относительного скольжения σ , представляющего отношение пути контактной точки бандажа, пройденного скольжением, к пути, пройденному качением. То же самое значение будет иметь отношение скорости скольжения к окружной скорости колеса или скорости движения локомотива, $\sigma = \frac{dx}{v dt}$. Таким образом,

$$I \approx P \mu \frac{dx}{v dt}. \quad (130)$$

Относительное или упругое скольжение (и его скорость) зависят от силы F_k , действующей в контакте бандажа с рельсом (см. гл. XX).

По результатам опытов ЦНИИ МПС [30] эта зависимость может быть определена выражением

$$\frac{dx}{v dt} = \frac{1}{800} \operatorname{tg} 1,57 \frac{F_k}{\psi_k P}, \quad (131)$$

а при $F_k \leq 0,5 \psi_k P$ — более простой формулой

$$\frac{dx}{v dt} = \frac{1}{400} \cdot \frac{F_k}{\psi_k P}, \quad (132)$$

где ψ_k — коэффициент сцепления;

P — фактическое (статическое или динамическое) давление колеса на рельс.

Рассмотрим движение локомотивного колесно-моторного блока по поверхности рельса, на которой уже имеется волнообразный износ, определяемый зависимостью $z = a \sin \omega_n t$, где $\omega_n = \frac{2\pi v}{l}$ (через l обозначена длина волны износа). Очевидно, сила тяги на контактной площадке бандажа с рельсом определится из выражения

$$400 \frac{dx}{v dt} \psi_k P = \frac{1}{2} F_{тд} - \frac{I_k}{2R_k} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (133)$$

где $F_{тд}$ — сила тяги на ободе, создаваемая мгновенным значением крутящего момента на валу тягового двигателя;

I_k — момент инерции колесной пары;

R — радиус колеса.

В свою очередь сила тяги $F_{\text{тд}}$ может быть определена, исходя из суммы рабочего крутящего момента M_p на валу якоря и динамического момента, определяемого из формулы (90):

$$M_d = - \frac{I_A(i+1)}{c} \omega.$$

Вертикальное ускорение колеса ω может быть найдено по формуле

$$\omega = -\beta_2 a \omega_n^2 \sin \omega_n t,$$

где β_2 — коэффициент усиления колебаний (см. гл. XVIII). Так как круговая частота ω_n при малых длинах волн достаточно велика, например, при $l = 0,3_m$ и $v = 80$ км/ч $\omega_n = 460$ 1/с, то отношение $\frac{\omega_n}{\omega_p}$ (при значении круговой частоты свободных колебаний рельса с находящимся на нем колесом, $\omega_p \approx 150$ 1/с) будет равно 3, т. е. колебания будут происходить в зарезонансной зоне. В связи с этим можно считать, что угол сдвига фазы колебаний близок к 180° , чем и объясняется знак минус в формуле для ускорения ω .

Исходя из изложенного

$$0,5F_{\text{тд}} = \frac{M_p i \eta}{2R} - \beta_2 \frac{I_A i(i+1) \eta}{2Rc} a \omega_n^2 \sin \omega_n t, \quad (134)$$

где η — к. п. д. передачи, и после подстановки в (133) получим

$$\frac{I_R}{2R^2} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{400 \psi_R P}{v} \frac{dx}{dt} = \frac{M_p i \eta}{2R} - \beta_2 \frac{I_A i(i+1) \eta}{2Rc} a \omega_n^2 \sin \omega_n t. \quad (135)$$

Значение коэффициента усиления β_2 зависит от типа привода и отношения частот $\frac{\omega_n}{\omega_p}$. При $\frac{\omega_n}{\omega_p} = 3$ расчет и эксперимент дают для серийного опорно-осевого привода тепловоза 2ТЭ10Л $\beta_2 = 0,2$, для опорно-осевого привода с упругим зубчатым колесом $\beta_2 = 0,065$, для опорно-рамного привода $\beta_2 \approx 0,01$. Давление колеса на рельс определится из выражения

$$P = P_{\text{ст}} + P_{\text{дин}} = P_{\text{ст}} + \frac{q}{g} \omega = P_{\text{ст}} - \beta_2 \frac{q a \omega_n^2}{g} \sin \omega_n t. \quad (136)$$

Как видно из сопоставления (134) и (136), законы изменения $F_{\text{тд}}$ и P сходны. Это подтверждается и на осциллограмме (рис. 164), из которой видно, что вертикальные ускорения буксы (ВУБ) и динамический момент на валу якоря (M_d) изменяются почти синхронно. Эта осциллограмма была снята при движении тепловоза 2ТЭ10Л со скоростью 80 км/ч по участку с волнообразным износом рельсов.

Подставляя (136) в (135), получим

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{800R^2 \psi_R P_{\text{ст}}}{I_R} \left(1 - \frac{\beta_2 q a \omega_n^2}{P_{\text{ст}} g} \sin \omega_n t \right) \frac{dx}{v dt} = \\ = \frac{M_p i R \eta}{I_R} - \frac{\beta_2 R I_A i(i+1) a \omega_n^2}{I_R c} \sin \omega_n t, \end{aligned} \quad (137)$$

или, обозначая

$$\begin{aligned} \frac{800R^2 \psi_R P_{\text{ст}}}{I_R} = m; \quad \frac{\beta_2 q a \omega_n^2}{P_{\text{ст}} g} = n; \\ \frac{M_p i R \eta}{I_R} = p; \quad \frac{\beta_2 R I_A i(i+1) a \omega_n^2}{I_R c} = s, \end{aligned}$$

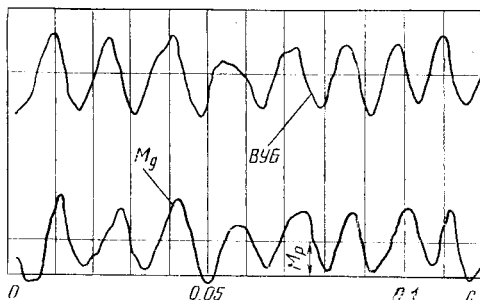


Рис. 164. Движение колеса тепловоза 2ТЭ10Л по рельсу с волнообразным износом

получим

$$\frac{d^2x}{dt^2} + m(1 - n \sin \omega t) \frac{dx}{v dt} = p - s \sin \omega_n t. \quad (138)$$

Это дифференциальное уравнение может быть решено относительно $\frac{dx}{dt}$. Не приводя общего решения, рассмотрим частный случай, когда вертикальная нагрузка от колеса на рельс изменяется по тому же закону, что и сила тяги на контактной площадке, т. е. когда величиной касательного ускорения $\frac{d^2x}{dt^2}$ можно пренебречь в связи с его малостью. Тогда

$$\frac{dx}{v dt} \cong \frac{p}{m} = \frac{M_p i \eta}{800 \Phi_R R P_{ст}} = \text{const.} \quad (139)$$

Как видно, в этом случае скорость относительного скольжения будет оставаться постоянной величиной. Подставляя ее значение в выражение (130) и имея в виду, что значение коэффициента трения μ при постоянном значении скорости скольжения также будет постоянным, найдем, что износ I будет пропорционален вертикальной нагрузке P , передаваемой колесом на рельс и определяемой выражением (136). Из этого выражения следует, что при проходе колеса по вершине волны $P < P_{ст}$, а при проходе по впадине $P > P_{ст}$. Таким образом, начавшийся волнообразный износ будет еще более прогрессировать, причем существенным фактором износа является неподдрессоренный вес, приходящийся на колесо. При его уменьшении, естественно, уменьшается и интенсивность волнообразного износа [29]. Важную роль играет также величина амплитуды вибраций колеса на рельсе, определяемая коэффициентом усиления β_2 и зависящая от типа привода. Обычный опорно-осевой привод является, исходя из сказанного, наиболее неблагоприятным. Применение в этом приводе упругого зубчатого колеса позволяет примерно в 3 раза снизить волнообразный износ. Наиболее эффективное средство — применение опорно-рамного привода, разумеется с учетом его особенностей (см. п. 73).

73. Особенности динамического воздействия локомотива на путь при опорно-рамном подвешивании

Выше уже упоминалось о том, что современные пассажирские локомотивы должны иметь опорно-рамное подвешивание тяговых двигателей. Известно несколько конструкций такого подвешивания, среди них наиболее распространены конструкции Эрликон, Сешерон, Шкода, Альстом, Жакмен и др. Так, например, на пассажирских тепловозах ТЭП60 применяется подвешивание по типу Альстом. Это позволило прежде всего существенно уменьшить вес неподдрессоренных частей, приходящийся на колесо. Для тепловоза ТЭП60 этот вес равен 1450 кг, тогда как для тепловоза ТЭЗ он составляет 2330 кг. Кроме того, применение опорно-рамной подвески существенно уменьшает динамическое давление P_d в зубьях тягового редуктора, возникающее при проходе колеса локомотива по неровности пути.

Следует отметить, что некоторое небольшое дополнительное усилие в зубьях P_d все же будет иметь место вследствие того, что при перемещении оси колесной пары относительно рамы локомотива в рычажных передачах типа Альстом возникает небольшое угловое перемещение зубчатого колеса относительно колесного центра [31]. Если бандаж катится по рельсу без скольжения, то вследствие инерции якоря в зубьях тягового редуктора появится дополнительное динамическое давление P_d .

Схема привода Альстом при смещении колесной пары относительно рамы тележки на величину $h = OO'$ приведена на рис. 165, а на рис. 166 показана величина относительного углового перемещения зубчатого венца или, что то же самое, относительного изменения передаточного числа для передачи типа

Альстом при взаимном перемещении колесной пары относительно рамы тележки на величину ± 10 мм (за один период колебаний) и движении локомотива с небольшой скоростью.

Одновременно с этим произойдет поворот ведущих и ведомых поводков, сопровождаемый скручиванием резино-металлических втулок в шарнирах. Если колесная пара локомотива будет продолжать вращаться с постоянной угловой скоростью (что будет иметь место до тех пор, пока коэффициент использования силы тяги не достигнет предельной величины, равной единице), то упомянутые изменения кинематических параметров шарнирно-поводковой муфты вследствие значительной величины моментов инерции системы якорь — редуктор — полый вал приведут к изменению угловой скорости и появлению динамических моментов на валу якоря, а также динамических усилий в зубчатой передаче, в поводках и т. п.

Изменения динамических силовых факторов будут происходить с частотой вращения колес локомотива, на которую наложена частота колебаний рамы тележки относительно колесных пар (частота подпрыгивания либо галопирования).

Результаты проведенных ВНИТИ динамических испытаний тепловоза ТЭП60 с приводом этого типа показали, что максимальные перемещения рамы тележки относительно колесных пар наблюдаются при большой скорости движения и достигают 25 мм, что близко к величине радиального зазора между осью колесной пары и полым валом (35 мм). Эти перемещения могут стать еще большими, если полый вал смещен относительно колесной пары в результате плохой центровки.

Динамические усилия в элементах шарнирно-поводковой муфты достигали 30—40% от наибольших рабочих усилий при движении с малой скоростью и большой силой тяги.

При боксовании колесной пары в элементах шарнирно-поводковой муфты начинают развиваться автоколебания с частотой до 90 Гц и значениями динамических усилий, достигающими до 50% от наибольших усилий в рабочем режиме. После прекращения боксования возникают низкочастотные свободные колебания системы якорь — редуктор — полый вал. Частота этих колебаний определяется величиной крутильной жесткости, зависящей от упругости резиновых втулок, $J_{кр} \approx 180\,000$ кгс·м/рад и величиной приведенного к оси полого вала момента инерции системы $I_c = 32$ кгс·м·с². Тогда

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{J_{кр}}{I_c}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{180\,000}{32}} \approx 12 \text{ Гц.}$$

Значения динамических усилий зависят при этом от интенсивности замедления и при резком прекращении боксования могут достичь 70% от наибольших рабочих усилий.

При приведенных данных следует, что, хотя динамические нагрузки в приводе рассматриваемого типа могут оказаться при высокой скорости движения или при боксовании довольно значительными, они все же в 2—3 раза меньше, чем при обычной опорно-осевой подвес-

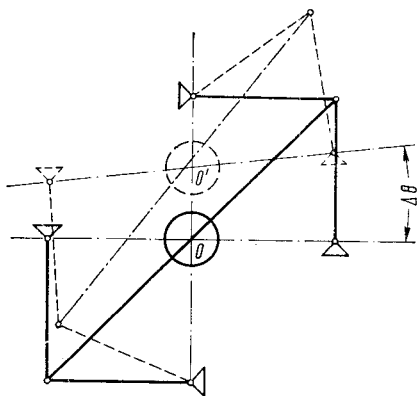


Рис. 165. Схема привода Альстом при смещении колесной пары

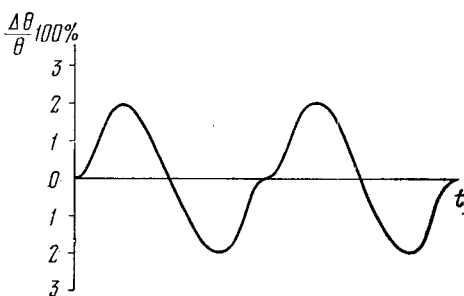


Рис. 166. Относительное изменение передаточного числа при смещении колесной пары

ке с передачей жесткого типа. Что же касается ускорений тягового двигателя, то они уменьшаются примерно в 5—10 раз. Все это обеспечивает значительно более надежную работу узлов и деталей тягового электродвигателя и сокращает, как показали наблюдения над работой тяговых двигателей на тепловозах ТЭП60 и ТЭП10, число отказов и повреждений примерно в 2—3 раза. Исходя из этого можно попытаться применить опорно-рамную подвеску тяговых двигателей на грузовых тепловозах, однако здесь встречаются значительные трудности в связи с необходимостью увеличения диаметра колес.

Напомним, что наряду с упоминавшимися выше требованиями уменьшения динамических нагрузок в колесно-моторном блоке и связанной с этим обстоятельством возможностью повышения межремонтных пробегов, к тепло-возному тяговому приводу предъявляются также и другие не менее существенные требования. В частности, привод любого типа должен обеспечивать полное использование сцепного веса для создания большой силы тяги. Кроме того, привод должен дать возможность компоновки экипажной части с наименьшим весом и габаритами.

Напишем основные соотношения, определяющие параметры опорно-рамного тягового привода типа, эксплуатируемого на тепловозах ТЭП60, применительно к грузовым тепловозам 2ТЭ10Л. Прежде всего должно быть обеспечено наименьшее возможное межцентровое расстояние b . Двигатель ЭД107 тепловоза 2ТЭ10Л имеет $b = 469$ мм, у двигателя той же мощности ЭД108 тепловоза ТЭП60 это расстояние больше ($b = 520$ мм) из-за необходимости при- менения полого вала. Длина централи

$$b = 0,5(i + 1)z_{ш\min}m + \Delta, \quad (140)$$

где Δ — раздвиг центров, применяемый при числе зубьев шестерни $z_{ш} < 18$. Ориентировочно можно принять $\Delta = 10$ мм, тогда при $b = 520$ мм, получим $(i + 1)z_{ш}m = 1,02$.

Для сохранения силы тяги F_R на прежнем уровне должно выполняться условие $F_R = \frac{M_{я}i\eta}{R} = idem$,

где R — радиус колеса; η — к. п. д. редуктора. Отсюда следует, что

$$\frac{R}{i} = idem. \quad (141)$$

В данном случае получим $R = 0,1156 i$. Кроме того, кожух редуктора не должен выступать за линию габарита приближения строений, проходящую для подрессоренных частей на высоте 140 мм над головкой рельса. Принимая высоту головки зуба равной модулю (10—11 мм), расстояние от наружной окружности зубьев колеса до наружной поверхности кожуха — 14 мм и учитывая раздвиг центров, получим условие

$$R = 0,5z_{ш}mi + 0,173. \quad (142)$$

В трех приведенных уравнениях фигурируют три параметра: передаточное число тягового редуктора i , условный расчетный диаметр шестерни $z_{ш}m$ и радиус колеса R . Исключая два последних, получим уравнение для определения i : $i^2 - 4,9i - 1,496 = 0$, откуда $i = 5,19$. Далее легко найти $z_{ш}m = 0,165$, откуда следует $z_{ш} = 15$, $m = 11$ мм и, наконец, $R = 0,6$ м. Прибавляя на износ бандажа 25 мм, получим минимальный диаметр колеса, равный 1250 мм.

Таким образом, применение опорно-рамной подвески на грузовых тепловозах потребует увеличения диаметра колес с 1050 до 1250 мм. Это приведет к увеличению колесной базы и веса экипажной части тепловоза, что, в свете тенденции к увеличению секционной мощности, при существующем ограничении статической нагрузки на ось $2R_{ст} = 23$ тс нежелательно. По-видимому, вопрос может быть решен при условии увеличения допустимого значения нагрузки на ось. Наряду с этим заслуживает широкого применения более простая и достаточно совершенная в динамическом отношении конструкция зубчатого колеса с упругими элементами.

КОЛЕБАНИЯ НАДРЕССОРНОГО СТРОЕНИЯ ТЕПЛОВОЗА

74. Виды колебаний наддресорного строения.
Собственные колебания при одноступенчатом
рессорном подвешивании

Чтобы уменьшить динамическое воздействие колес на рельсы при движении их по неровностям пути, а также избежать передачи значительных динамических усилий и ударных импульсов тяговым двигателям, силовой установке и прочему оборудованию тепловоза, тележки опираются на буксы колесных пар (а во многих случаях и кузова на рамы тележек) через упругие элементы рессорного подвешивания. Рессоры поглощают часть энергии толчков, вызываемых неровностями, и постепенно превращают эту энергию в энергию колебаний наддресорного строения. Частота собственных колебаний наддресорного строения при достаточной гибкости рессор невелика, во всяком случае во много раз меньше частоты приложения нагрузок, вызываемых неровностями рельсового пути. При этом амплитуды колебаний наддресорного строения будут небольшими и ускорения также будут невелики по сравнению с ускорениями колесных пар.

Колебания наддресорного строения сопровождаются непрерывным рассеиванием энергии за счет трения между листами рессор, трения в демпферах и других внутренних сопротивлений, что и приводит к быстрому затуханию колебаний и устраняет опасность перехода через резонансные зоны. Наддресорное строение тепловоза представляет собой колебательную систему со многими степенями свободы. Однако некоторые виды колебательных движений, например, периодические перемещения вдоль оси пути (или подергивание) в тепловозах практически не имеют места.

Такие виды колебаний наддресорного строения, как периодические вращения вокруг вертикальной оси (или виляние), обычно происходят совместно с аналогичными движениями тележек и будут рассмотрены в главе XX. Это же относится и к перемещениям поперек оси пути (так называемый относ). Если при этом считать, что тепловоз имеет одинарное рессорное подвешивание, то число степеней свободы уменьшается до трех, а именно: перемещение вдоль оси z (рис. 167), или подпрыгивание; вращение вокруг оси y , или галопирование, и вращение вокруг оси x , или боковая качка. Начало координат помещено в так называемом центре колебаний. Он находится на пересечении плоскости продольной симметрии с плоскостью, проходящей через оси колесных пар. Если диаметры колес движущих и бегунковых колесных пар неодинаковы, то положение центра колебаний определяется путем деления расстояния между горизонтальными плоскостями, проходящими через оси движущих и бегунковых колес, обратно пропорционально суммарным жесткостям рессор этих обеих групп колесных пар.

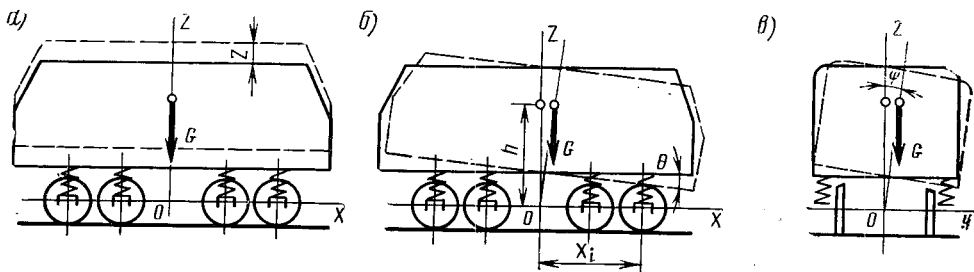


Рис. 167. Подпрыгивание (а), галопирование (б) и поперечная качка (в)

Что касается координаты $\bar{x}$ центра колебаний вдоль оси x , то она определяется из выражения

$$\bar{x} = \frac{\sum j_i x_i}{\sum j_i}, \quad (143)$$

где j_i — жесткость отдельной рессоры;

x_i — расстояние ее от поперечной вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести надрессорного строения.

Формулой (143) математически записано то положение, что любая вертикальная нагрузка, приложенная в центре колебаний, вызывает только параллельное перемещение надрессорного строения (без вращения).

Так как надрессорное строение тепловоза обладает симметрией в продольной плоскости, то колебания боковой качки могут существовать независимо от двух других. Если имеет также место и симметрия относительно плоскости zOy (точнее, если центр тяжести надрессорного строения совпадает с центром колебаний), то все три вида могут существовать независимо друг от друга, т. е. каждый раз можно рассматривать колебания системы с одной степенью свободы, что чрезвычайно упрощает решение задачи. В противном случае необходимо совместно решать дифференциальные уравнения колебаний и находить частоты главных видов колебаний, как это будет показано ниже.

Определим частоты собственных колебаний надрессорного строения (при одноступенчатом подвешивании и раздельном существовании колебаний).

Подпрыгивание. Пусть надрессорное строение переместилось параллельно самому себе на величину z в положение, изображенное на рис. 167, а пунктиром. Тогда дифференциальное уравнение движения центра тяжести может быть записано (при отсутствии других внешних сил) в следующем виде:

$$-\frac{G}{g} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} - z \sum j_i = 0.$$

Первый член представляет собой силу инерции, второй — реакцию от дополнительной деформации рессор на величину z . Что касается собственного веса G , то он не фигурирует в уравнении, так как уничтожается статической реакцией рессор

$$G = z_{ct} \sum j_i.$$

Здесь через z_{ct} обозначен прогиб рессор под статической нагрузкой (при неподвижно стоящем тепловозе).

Производя обычно принятые в теории колебаний преобразования, получим

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + p^2 z = 0, \quad (144)$$

где

$$p = \sqrt{\frac{g \sum j_i}{G}}.$$

Решение уравнения (144) может быть записано в виде

$$z = A \sin pt + B \cos pt,$$

где A и B определяются из начальных условий.

Частота¹ собственных колебаний подпрыгивания:

$$f_1 = \frac{p}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{z_{ct}}} = \frac{0,5}{\sqrt{z_{ct}}}. \quad (145)$$

Следует заметить, что действительное значение жесткости рессорного подвешивания всегда больше расчетного за счет неучитываемых обычно сил трения в листовых рессорах, а также сил трения между буксами и буксовыми

¹ Для величины p принят термин «круговая» или «угловая» частота.

направляющими (или сил сопротивления буксовых поводков) и других внутренних сопротивлений. Это обстоятельство приводит к увеличению значений частоты собственных колебаний локомотива, что и обнаруживается при ее экспериментальном определении путем сбрасывания локомотива с клиньев или при динамических испытаниях локомотива. Обычно это увеличение составляет около 20%, т. е. формулу (145) правильнее употреблять в такой транскрипции

$$f_1 \approx \frac{0,6}{\sqrt{z_{ст}}}. \quad (145a)$$

При наличии в подвешивании листовых рессор и малой скорости движения частота возрастет еще значительно (см. стр. 265).

Так, например, для тепловозов ТЭЗ старого выпуска, у которых статический прогиб рессор равен 59 мм, $f_1 = \frac{0,6}{\sqrt{0,059}} = 2,47$ Гц. Обычно частота собственных колебаний подпрыгивания 1,5—2,5 Гц.

Галопирование. Дифференциальное уравнение собственных колебаний для этого случая, как легко видно из рис. 167, б, может быть представлено в виде

$$I_y \frac{d^2\theta}{dt^2} + \theta (\sum ж_i x_i^2 - Gh) = 0, \quad (146)$$

что дает для частоты формулу

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum ж_i x_i^2 - Gh}{I_y}}. \quad (147)$$

Здесь h — высота центра тяжести надрессорного строения над центром колебаний;

I_y — момент инерции надрессорного строения вокруг оси y ;

x_i — координата рессоры относительно центра колебаний.

Если, как это часто встречается, рессоры на тележках сбалансированы продольными балансирами, то частоту собственных колебаний продольной качки определяют по формуле

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\sum ж_i x_i^2 - \sum ж_k x_k^2 - Gh}{I_y}}, \quad (148)$$

где первая сумма в числителе распространяется на все рессоры, а вторая сумма распространяется на рессоры сбалансированной группы. Через $ж_k$ обозначена жесткость какой-либо рессоры этой группы, а через x_k — координата рессоры относительно центра колебаний сбалансированной группы. Из формулы видно, что сопряжение рессор балансирами несколько уменьшает частоту собственных колебаний продольной качки.

Численные значения частоты галопирования локомотивов обычно лишь незначительно превышают значения частоты подпрыгивания, что объясняется приблизительно равномерным распределением массы локомотива по длине рамы и значительной величиной колесной базы локомотива (примерно 80% от длины рамы).

Боковая качка. Формулы частоты собственных колебаний боковой или поперечной качки аналогичны формулам (147) и (148) и могут быть получены из них путем замены координат и индексов x на y и наоборот. Частота обычно находится в пределах 0,75—1,5 Гц.

75. Собственные колебания более сложных систем рессорного подвешивания

Если рессоры размещаются в двух ярусах — между буксами и тележками и между тележками и кузовом, то надрессорное строение, даже при раздельном существовании колебаний, например при подпрыгивании, имеет две степени

свободы и соответственно две частоты собственных колебаний. На рис. 168 представлена расчетная схема для такого экипажа. Обозначим через m_K и m_T соответственно массы кузова и рам обеих тележек, а через $ж_K$ и $ж_T$ — суммарные жесткости рессорного подвешивания кузова и тележек. Тогда для свободных колебаний подпрыгивания тепловоза с двумя ступенями рессорного подвешивания можно написать:

$$\left. \begin{aligned} m_T \frac{d^2 z_T}{dt^2} + ж_T z_T - ж_K (z_K - z_T) &= 0, \\ m_K \frac{d^2 z_K}{dt^2} + ж_K (z_K - z_T) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (149)$$

Решение системы уравнений (149) можно написать в виде

$$\left. \begin{aligned} z_T &= A \sin(pt + \alpha), \\ z_K &= B \sin(pt + \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (150)$$

Подставляя (150) в (149) и отбрасывая одинаковый множитель $\sin(pt + \alpha)$, получим:

$$\left. \begin{aligned} A(ж_T + ж_K - p^2 m_T) - B ж_K &= 0, \\ -A ж_K + B(ж_K - p^2 m_K) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (151)$$

Приравнивая отношения $\frac{A}{B}$, найденные из каждого уравнения (151), получим так называемое уравнение частот

$$(ж_T + ж_K - m_T p^2)(ж_K - m_K p^2) - ж_K^2 = 0. \quad (152)$$

Решая его, найдем

$$p_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \left(\frac{ж_T + ж_K}{m_T} + \frac{ж_K}{m_K} \right)} \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{ж_T + ж_K}{m_T} + \frac{ж_K}{m_K} \right)^2 - \frac{ж_T}{m_T} \cdot \frac{ж_K}{m_K}}. \quad (153)$$

Как видно из этой формулы, оба значения p положительны. Меньшее из них представляет собой частоту первого главного колебания системы; оно характеризуется тем, что и кузов, и тележки перемещаются в одном и том же направлении (колеблются синфазно). более высокая частота соответствует второму главному колебанию, в этом случае кузов и тележки движутся навстречу друг другу, т. е. их колебания отличаются по фазе на 180° . Соотношение амплитуд $\frac{z_K}{z_T}$ для каждого главного колебания постоянно и не зависит от начальных условий. В общем случае оба главных колебания протекают совместно, создавая сложное колебательное движение наддрессорного строения локомотива.

Для определения форм главных колебаний необходимо найти соотношения амплитуд колебаний кузова и тележек. Эти соотношения могут быть получены из уравнений (150), (151) и (152) и имеют следующий вид:

для первого главного колебания (меньшей частоты)

$$\lambda_1 = \frac{B}{A} = \frac{z_K}{z_T} = \frac{ж_K}{ж_K - p_1^2 m_K}; \quad (154)$$

для второго главного колебания (большей частоты)

$$\lambda_2 = \frac{z_K}{z_T} = \frac{ж_K}{ж_K - p_2^2 m_K}. \quad (155)$$

Влияние параметров рессорного подвешивания на величины частот свободных колебаний и обоснования для выбора значений этих параметров рассмотрены ниже.

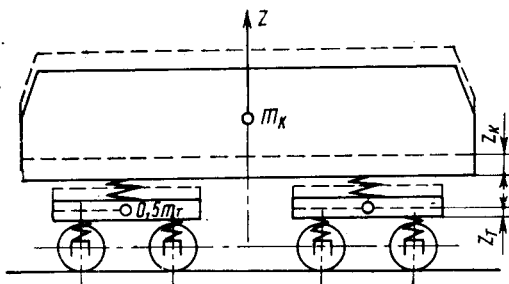


Рис. 168. Колебания экипажа с двухступенчатым рессорным подвешиванием

76. Частота собственных колебаний при комбинированном рессорном подвешивании

Необходимо отметить, что при комбинированном подвешивании, состоящем из листовых рессор и пружин, частота собственных колебаний наддрессорного строения не остается постоянной, а зависит от амплитуды колебаний. На рис. 169 приведена такая зависимость для тепловоза ТЭЗ, полученная экспериментально¹.

Увеличение частоты при малых амплитудах объясняется тем, что в этих случаях колебание наддрессорного строения происходит только на спиральных пружинах, в то время как листовые рессоры, обладающие большим внутренним трением, не работают. Они начинают деформироваться лишь по мере увеличения скорости движения и связанного с ним роста динамической нагрузки на рессору. Тогда динамическая жесткость листовых рессор, а вместе с этим и общая жесткость подвешивания начинают уменьшаться, что приводит к уменьшению собственной частоты. Покажем это на примере тепловоза 2ТЭ10Л (см. рис. 84). При такой схеме общая жесткость подвешивания одной тележки

$$j_T = \frac{3j_p j_{pr}}{3j_p + 4j_{pr}}.$$

При расчетной (без учета трения) жесткости листовой рессоры $j_{po} = 173$ кгс/мм и жесткости пружины $j_{pr} = 107$ кгс/мм, расчетная жесткость подвешивания тележки будет равна 708 кгс/мм, статический прогиб рессорного подвешивания составит 71 мм, а частота собственных колебаний подпрыгивания по формуле (145а) будет равна 2,25 Гц. Однако 8-листовая рессора обладает коэффициентом внутреннего трения $\varphi_p = 0,078$, при этом сила трения, отнесенная к хомуту, $F_{тр} = \varphi_p P_{р ст} = 0,078 \cdot 8600 = 670$ кгс при статической нагрузке на рессору $P_{р ст} = 8600$ кгс.

Легко показать, что при небольших значениях динамических нагрузок (что имеет место при движении локомотива с малой скоростью) колебания наддрессорного строения будут происходить только на пружинах, без участия листовых рессор. Действительно, рессора не будет деформироваться во всех случаях, когда $P_{дин} < F_{тр}$, т. е. когда динамическая нагрузка на колесо не превосходит 670 кгс. В этом случае каждая пружина будет деформироваться под действием силы 335 кгс на величину $z^* = \frac{335}{107} = 3,1$ мм. Общая жесткость подвешивания тележки сильно возрастет и составит $j_T^* = 12 j_{pr} = 12 \cdot 107 = 1285$ кгс/мм, а эквивалентный условный статический прогиб соответственно уменьшится до величины $z_{ст}^* = \frac{51\,000}{1285} = 40$ мм. Это приведет к увеличению

частоты колебаний подпрыгивания до $f_1^* = \frac{0,6}{\sqrt{0,040}} = 3,0$ Гц. При увеличении динамических нагрузок листовые рессоры начнут деформироваться, причем по мере увеличения их деформаций динамическая жесткость как самих рессор, так и подвешивания в целом будет уменьшаться, а вместе с ней будет уменьшаться и частота свободных коле-

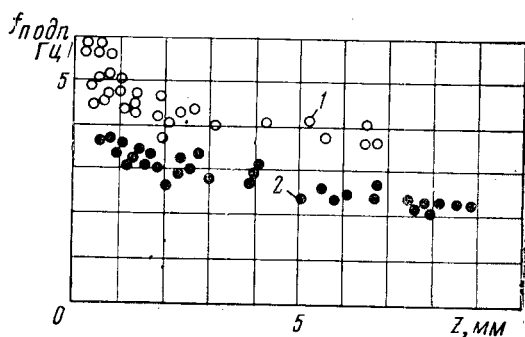


Рис. 169. Влияние амплитуды на частоту колебаний:

1 — подвешивание с 18-листовыми рессорами; 2 — подвешивание с 7-листовыми рессорами

¹ Рессорное подвешивание было выполнено в первоначальном варианте с 18-листовыми рессорами.

Параметры	Варианты расчета			
	I	II	III	IV
Прогиб листовой рессоры $z_{рд}$, мм .	0	3,8	11,8	14,2
Динамическая жесткость рессоры $ж_{рд}$, кгс/мм	~	350	230	220
Динамическая жесткость подвешивания тележки $ж_{тд}$, кгс/мм	1285	912	793	780
Динамическая нагрузка на колесо $P_{дин}$, кгс	≤ 670	1340	2705	3130
Амплитуда свободных колебаний подвешивания (смещение рамы тележки) $z_{тд}$, мм	3,1	8,8	20,5	24,1
Коэффициент динамики $\kappa_d = \frac{P_{дин}}{P_{бст}}$.	0,078	0,156	0,315	0,365
Частота колебаний подпрыгивания f_1 , Гц	3,0	2,53	2,36	2,34

баний наддресорного строения. Задаваясь значением динамической жесткости рессоры $ж_{рд}$, можно, используя формулу (56), определить значение динамической нагрузки

$$P_{дин} = F_{тр} \frac{ж_{рд}}{ж_{рд} - ж_{ро}} . \quad (156)$$

После этого определяется фактический прогиб рессоры $z_{рд} = \frac{P_{дин}}{ж_{рд}}$, динамическая жесткость подвешивания тележки $ж_{тд} = \frac{36ж_{рд}ж_{пр}}{3ж_{рд} + 4ж_{пр}}$ и фактический прогиб рессорного подвешивания в целом $z_{тд} = \frac{6P_{дин}}{ж_{тд}}$. Попутно определяются величина коэффициента динамики $\kappa_d = \frac{P_{дин}}{P_{бст}}$, где $P_{бст}$ — статическая нагрузка на буксу, а также частота собственных колебаний

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{ж_{тд}g}{P_{нс}}} \cdot 1,2.$$

Результаты соответствующих расчетов для тепловоза 2ТЭ10Л приведены в табл. 25.

Как видно, по мере увеличения динамических нагрузок и амплитуд колебания наддресорного строения деформации листовых рессор увеличиваются и частота свободных колебаний снижается, постепенно приближаясь к расчетному значению. Аналогично могут быть определены динамические параметры и для других схем рессорного подвешивания, если в них применяются листовые рессоры. Результаты расчетов совпадают с опытными данными, полученными при сбрасывании локомотивов с клиньев.

77. Вынужденные колебания наддресорного строения. Резонанс. Влияние затухания

Возмущающие периодические силы, могущие вызвать вынужденные колебания наддресорного строения тепловоза, делятся на две группы:

- 1) неуравновешенные силы инерции (или их моменты), возникающие при работе дизеля;
- 2) толчки, передаваемые наддресорному строению при прохождении колесных пар по неровности рельсового пути, стыкам и т. п.

Дифференциальное уравнение колебаний надressорного строения при возмущающей силе и затухании, пропорциональном скорости колебаний, имеет следующий вид¹:

$$- \frac{G d^2 z}{dt^2} - \kappa \frac{dz}{dt} - \sum \kappa_i z + Q_0 \sin \omega t = 0. \quad (157)$$

Здесь κ — коэффициент сопротивления, пропорционального скорости, кгс·м⁻¹·с;

Q_0 — наибольшее значение периодической силы;

ω — круговая частота ее приложения.

Вводя обозначения

$$\frac{g \sum \kappa_i}{G} = p^2; \quad \frac{\kappa g}{G} = 2n \quad \text{и} \quad \frac{Q_0 g}{G} = q_0,$$

получим

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + 2n \frac{dz}{dt} + p^2 z = q_0 \sin \omega t. \quad (158)$$

Решение складывается из общего решения z_1 однородного уравнения [если положить правую часть уравнения (158), равной нулю] и частного решения z_2 неоднородного уравнения. Решение z_1 дает картину свободных затухающих колебаний, решение z_2 изображает вынужденные колебания при наличии затухания. Итак,

$$z = z_1 + z_2 = e^{-nt} (A \sin p_1 t + B \cos p_1 t) + C \sin (\omega t - \alpha), \quad (159)$$

где $p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$ — круговая частота свободных затухающих колебаний;

ω — круговая частота вынужденных колебаний.

При колебаниях надressорного строения обычно $p > n$, в противном случае, т. е. при большом сопротивлении, движение системы будет аperiodическим. Свободные или собственные колебания по прошествии нескольких периодов затухнут (рис. 170) вследствие быстро убывающего по величине множителя e^{-nt} , поэтому ограничимся рассмотрением установившегося режима вынужденных колебаний. Подставляя z_2 в уравнение (158), найдем:

$$C = \frac{Q_0}{\sum \kappa_i} \beta_1 = \frac{Q_0}{\sum \kappa_i} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\omega}{p}\right)^2 \gamma^2}} \quad (160)$$

и

$$\alpha = \arctg \frac{\frac{\omega}{p} \gamma}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}, \quad (161)$$

где $\gamma = \frac{2n}{p}$ — так называемый коэффициент затухания.

Часто величину затухания оценивают отношением D фактического значения коэффициента сопротивления κ в уравнении (157) к критическому его значению, т. е. к такому, при котором колебательное движение переходит в аperiodическое. Очевидно, что будет иметь место при $p_1 = \sqrt{p^2 - n^2} = 0$, т. е. при $p = n$, откуда $\kappa_{\text{крит}} = 2 p \frac{G}{g} = 2 p m$. Учитывая, что $\kappa = 2 n m$, получим

$$D = \frac{\kappa}{\kappa_{\text{крит}}} = \frac{n}{p} = 0,5 \gamma,$$

¹ Уравнение (157) написано для колебаний подпрыгивания. Аналогичную форму имеют уравнения и для других видов колебаний.

иначе говоря, численные значения D в два раза меньше значений γ . Тогда формулы для β_1 и α получают вид

$$\beta_1 = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\omega}{p}\right)^2 D^2}}; \quad (162)$$

$$\alpha = \arctg \frac{2 \frac{\omega}{p} D}{1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}. \quad (163)$$

Коэффициент β_1 принято называть передаточным коэффициентом колебаний или коэффициентом усиления¹. Если обозначить перемещение наддресорного строения при статическом действии силы Q_0 через z_0 , т. е.

$$z_0 = \frac{Q_0}{\Sigma \kappa_i},$$

то

$$z_2 = z_0 \beta_1 \sin(\omega t - \alpha).$$

Таким образом, β_1 представляет собой масштаб увеличения так называемой статической амплитуды z_0 при действии периодически изменяющейся возмущающей силы. Из (162) видно, что при резонансе ($\omega = p$) коэффициент β_1 , а вместе с ним и амплитуда колебаний не обращаются в бесконечность, как это имело бы место при отсутствии затухания, т. е. при $n = 0$, а получает конечное значение

$$\beta_1 = \frac{1}{\gamma} = \frac{1}{2D}.$$

Графики значений коэффициента β_1 в зависимости от соотношения частот $\frac{\omega}{p}$ при различных значениях демпфирования D приведены на рис. 171, а. Легко видеть, что в зоне резонанса амплитуда вынужденных колебаний ограничивается лишь затуханием системы, а в удаленной от резонанса области затухание сказывается мало. После перехода через резонанс по мере увеличения частоты возмущающей силы амплитуда вынужденных колебаний резко уменьшается.

На рис. 171, б приведен график изменения фазового угла α запаздывания вынужденных колебаний (по сравнению с законом изменения возмущающей силы). Этот угол при малых частотах ω невелик, но увеличивается по мере роста отношения частот $\frac{\omega}{p}$ и при резонансе ($\omega = p$) становится равным 90° , а в зарезонансной зоне, при значениях $\frac{\omega}{p} > 2$, фазовый угол близок к 180° ,

¹ В некоторых работах применяется также термин «передаточная функция».

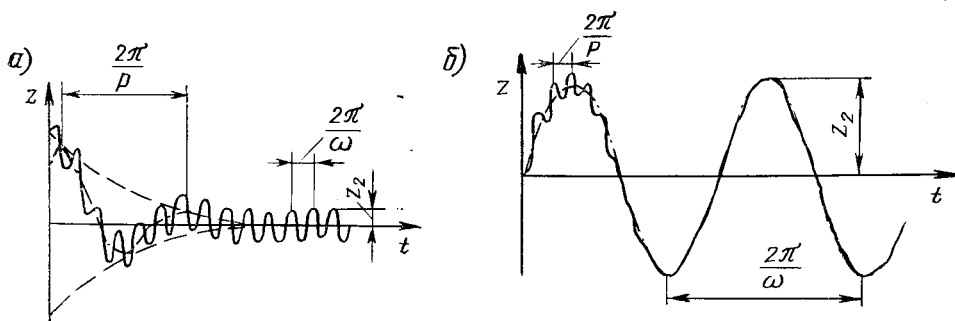


Рис. 170. Затухание свободных колебаний:

а — при $\omega > p$; б — при $\omega < p$

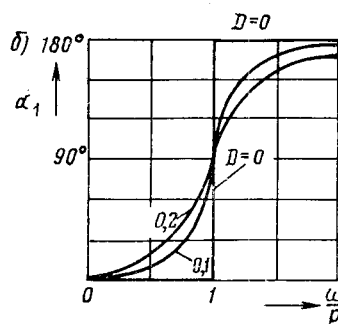
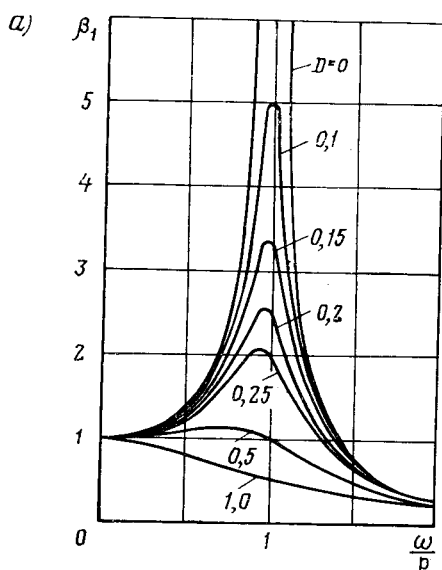


Рис. 171. Передаточная функция вынужденных колебаний β_1 (а) и фазовый угол запаздывания вынужденных колебаний α (б)

т. е. максимальная амплитуда перемещения имеет место в тот момент, когда наибольшая возмущающая сила направлена противоположно этому перемещению.

Значение коэффициента затухания γ в случае вязкого трения, что имеет место при применении гидродемпферов, может быть определено из соотношения соседних амплитуд свободных затухающих колебаний, протекающих по закону

$$z_1 = e^{-nt} (A \sin p_1 t + B \cos p_1 t)$$

[см. формулу (159)]. Натуральный логарифм этого отношения принято называть логарифмическим декрементом δ . Очевидно, он будет равен

$$\begin{aligned} \delta &= \ln \frac{e^{-nt} (A \sin p_1 t + B \cos p_1 t)}{e^{-n(t+T)} [A \sin p_1 (t+T) + B \cos p_1 (t+T)]} = \\ &= nT = 2\pi \frac{n}{p_1} = 2\pi \frac{n}{\sqrt{p^2 - n^2}}. \end{aligned} \quad (164)$$

При небольших сопротивлениях колебаниям, если коэффициент затухания $\gamma = \frac{2n}{p} \leq 0,4$, частота собственных колебаний меняется незначительно и можно принимать $p_1 = p$ (с точностью до 2,0%). В этом случае $\delta \approx 2\pi \frac{n}{p} = \pi\gamma$ или $\gamma \approx \frac{\delta}{\pi}$, т. е., определив из записи свободных затухающих колебаний величину декремента, можно найти значение коэффициента затухания. В свою очередь значение декремента δ может быть связано с рассеиванием энергии ΔE за один полупериод колебаний по отношению к запасу энергии E_1 в начале данного периода. Если амплитуда колебаний в этот момент равна A , то запас энергии в деформированных упругих элементах определится из

$$E_1 = \sum \kappa_i \frac{A^2}{2}.$$

После одного полупериода колебаний запас энергии будет равен

$$E_2 = \sum \kappa_i \frac{\left(A e^{-n \frac{T}{2}} \right)^2}{2} = \sum \kappa_i \frac{A^2 e^{-nT}}{2}.$$

Таким образом,

$$\Delta E = E_1 - E_2 = E_1(1 - e^{-nT}) = E_1(1 - e^{-\delta})$$

и

$$\frac{\Delta E}{E_1} = 1 - e^{-\delta}. \quad (165)$$

Разлагая выражение (165) в ряд, получим

$$\frac{\Delta E}{E_1} = 1 - 1 + \frac{\delta}{1!} - \frac{\delta^2}{2!} + \frac{\delta^3}{3!} - \dots \quad (166)$$

При малых значениях декрементов ($\delta < 0,3$) можно принимать $\frac{\Delta E}{E_1} \approx \delta$.

Определим силу Q_K , которая будет передаваться, при вынужденных колебаниях надрессорного строения локомотива, на колеса. Очевидно, эта сила будет передаваться как через упругие звенья (рессорное подвешивание), так и через демпфирующие устройства. Таким образом,

$$Q_K = z \sum \dot{z}_i + \kappa \frac{dz}{dt}. \quad (167)$$

Подставим в это выражение $z = \beta_1 z_0 \sin(\omega t - \alpha)$ и $\frac{dz}{dt} = \beta_1 \omega z_0 \cos(\omega t - \alpha)$.

Тогда с учетом того, что $\kappa = \frac{2n}{p^2} \sum \dot{z}_i$, получим

$$Q_K = \beta_1 z_0 \sum \dot{z}_i \left[\sin(\omega t - \alpha) + \frac{2n\omega}{p^2} \cos(\omega t - \alpha) \right].$$

Наибольшее значение этой силы $Q_{K \max}$ определится из

$$Q_{K \max} = \beta_1 z_0 \sum \dot{z}_i \sqrt{1 + \frac{4n^2 \omega^2}{p^4}} = Q_0 \beta_1 \sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{p}\right)^2 \gamma^2}. \quad (168)$$

Из формулы (168) следует, что наибольшая сила, передающаяся на колеса, больше силы Q_0 в β_2 раз, где

$$\beta_2 = \beta_1 \sqrt{1 + \left(\frac{\omega}{p}\right)^2 \gamma^2}. \quad (169)$$

Таким образом, коэффициент β_2 может быть назван коэффициентом передачи силы. График значений коэффициента β_2 в зависимости от $\frac{\omega}{p}$ для разных значений коэффициента демпфирования D приведен на рис. 172, а. Интересно отметить, что все кривые проходят через точку с абсциссой $\frac{\omega}{p} = 1,41$ и ординатой $\beta_2 = 1$. Из графика видно, что при $\frac{\omega}{p} > 1,41$ увеличение демпфирования

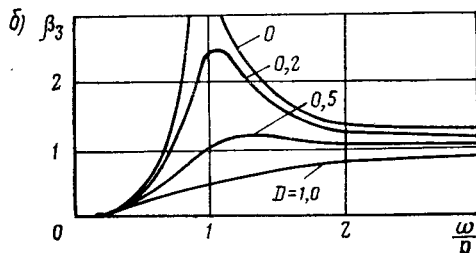
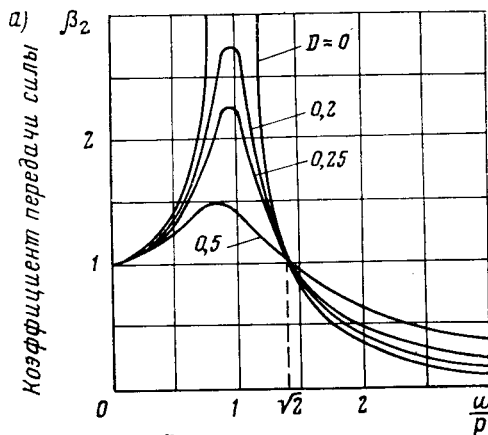


Рис. 172. Амплитудная передаточная функция β_2 (а) и динамическая передаточная функция β_3 (б)

увеличивает нагрузку, передающуюся колесным парам. Оптимальное значение коэффициента демпфирования D , при котором переход через резонанс происходит без значительного увеличения амплитуд колебаний, а коэффициент передачи силы не слишком велик, может быть принято 0,2—0,3.

Рассмотрим вопрос о так называемом «кинематическом» возмущении. Этот термин употребляется в том случае, когда периодически действующая на наддресорное строение возмущающая сила передается на него через рессорное подвешивание в связи с движениями колес тепловоза со скоростью v по периодически повторяющимся неровностям рельсового пути с амплитудой a и длиной L . Если колебания каждого из колес описываются законом $z_k = a \sin \omega t$, где частота $\omega = \frac{2\pi v}{3,6L}$, то наддресорное строение будет совершать вынужденные колебания подпрыгивания точно такие же, какие оно совершало бы, если бы путь был абсолютно ровный, но на кузов действовала бы периодическая возмущающая сила $Q = a \sum z_i \sin \omega t + ka \cos \omega t$, наибольшее значение которой Q_0 легко вычислить, геометрически суммируя воздействие на кузов амплитудных значений сил упругости и сопротивления $Q_0 = a \sqrt{(\sum z_i)^2 + (k\omega)^2}$. Подставляя это значение Q_0 в (160), получим

$$C = \frac{Q_0}{\sum z_i} \beta_1 = a \sqrt{1 + \gamma^2 \left(\frac{\omega}{p} \right)^2} \beta_1 = a \beta_2,$$

где β_2 определяется по графику рис. 172, а. Таким образом, амплитуда перемещений кузова C будет равна $C = a \beta_2$, т. е. увеличится в β_2 раз по сравнению с амплитудой перемещений колес локомотива. Кстати сказать, это объясняет, почему при кинематическом возмущении β_2 называют коэффициентом усиления колебаний¹.

Определим теперь динамический прогиб рессорного подвешивания (перемещение наддресорного строения относительно неровности пути) $z_{nc} - z_k$ для данного случая. Из теории колебаний известно, что относительное движение колеблющейся массы M и перемещающейся плоскости подвешивания происходит так же, как абсолютное движение массы, когда на нее действует гармоническая сила с амплитудой $Q_0 = Ma\omega^2$. Тогда из (160) легко определить, что

$$|z_{nc} - z_k|_{\max} = \frac{Q_0}{\sum z_k} \beta_1 = a \left(\frac{\omega}{p} \right)^2 \beta_1 = a \beta_3,$$

где

$$\beta_3 = \frac{\left(\frac{\omega}{p} \right)^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{\omega}{p} \right)^2 \gamma^2}}. \quad (170)$$

График изменения коэффициента β_3 (называемого иногда динамической передаточной функцией) приведен на рис. 172, б. Заметим, что этим же коэффициентом можно пользоваться для того, чтобы определить наибольшее ускорение кузова при действии на него периодической возмущающей силы с постоянным модулем по уравнению (160). В этом случае исходное значение ускорения $z_0 p^2$ достаточно умножить на коэффициент β_3 . Что касается рассматриваемого случая кинематического возбуждения, то наибольшее ускорение кузова $\ddot{z}_{nc \max}$ будет определяться как произведение ускорения колесных пар при движении их по неровностям пути, т. е. $\ddot{z}_{k \max} = a\omega^2$, на коэффициент β_2 или,

¹ Иногда также применяется термин «амплитудная передаточная функция».

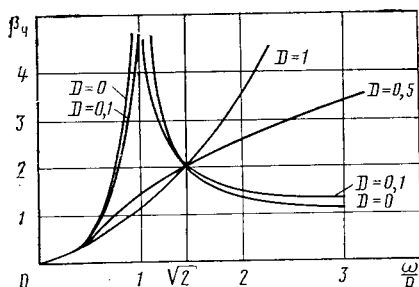


Рис. 173. Динамическая передаточная функция β_4

после преобразований:

$$\ddot{z}_{\text{нс max}} = a\omega^2\beta_2 = ap^2 \left(\frac{\omega}{p} \right)^2 \beta_2 = ap^2 \beta_4, \quad (171)$$

где

$$\beta_4 = \left(\frac{\omega}{p} \right)^2 \beta_2.$$

Таким образом, ускорение кузова легко получить, умножая исходное условное значение ускорения колесных пар ap^2 на динамическую передаточную функцию β_4 , график изменения которой приведен на рис. 173. Этой же функцией можно воспользоваться, чтобы получить коэффициент динамической нагрузки на буксы колесных пар (часто называемый просто коэффициентом динамики)

$$\kappa_d = \frac{P_{\text{дин}}}{P_{\text{бст}}} = \frac{a\ddot{z}}{P_{\text{бст}}} \beta_4 = \frac{ap^2}{g} \beta_4 = \frac{\ddot{z}_{\text{нс max}}}{g} = \frac{a}{z_{\text{ст}}} \beta_4. \quad (172)$$

Значения коэффициента динамики κ_d обычно не превышают 0,3—0,35, однако при большой жесткости подвешивания и плохом содержании рельсового пути могут достигать величины 0,5.

Рассмотрим встречающийся в практике случай, когда возмущающая сила действует в виде периодически повторяющихся импульсов (рис. 174, а) с очень малой продолжительностью действия $t_0 \approx 0$ по сравнению с периодом T . Пусть в результате действия очередного импульса масса m совершает гармонические колебания с круговой частотой p , начальным смещением z_0 и начальной скоростью колебаний v_0 по закону

$$z = z_0 \cos pt + \frac{v_0}{p} \sin pt$$

со скоростью

$$v = \frac{dz}{dt} = -pz_0 \sin pt + v_0 \cos pt.$$

После приложения следующего импульса скорость получит мгновенное приращение $\Delta v = \frac{S}{m}$ (из условия $S = Ft_0 = m\Delta v$), и в момент t_2 мы будем иметь:

$$z_2 = z_0 \cos pT + \frac{v_0}{p} \sin pT = z_1;$$

$$v_2 = -pz_0 \sin pT + v_0 \cos pT + \frac{S}{m} = v_1 + \frac{S}{m}.$$

Так как при вынужденных колебаниях установятся стабильные (при данной частоте действия импульсов $\omega = \frac{2\pi}{T}$) значения амплитуд и скоростей коле-

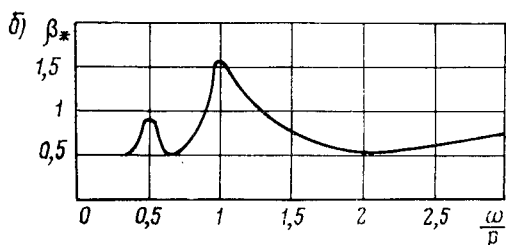
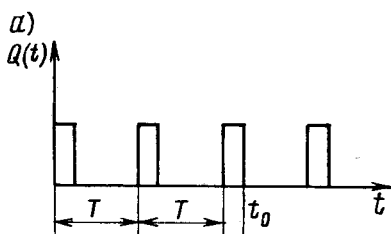


Рис. 174. Действие периодически повторяющихся импульсов (а) и коэффициент влияния повторных импульсов β_* (б)

баний, напишем условия $z_0 = z_2$ и $v_0 = v_2$, откуда найдем

$$z_0 = \frac{S}{2pm} \operatorname{ctg} \frac{pT}{2} \text{ и } v_0 = \frac{S}{2m}.$$

Тогда, подставляя $T = \frac{2\pi}{\omega}$, получим

$$z = \frac{S}{2pm} \left(\sin pt + \cos pt \operatorname{ctg} \pi \frac{p}{\omega} \right). \quad (173)$$

Наибольшая амплитуда этих колебаний $z_{\max}$ определится из выражения

$$z_{\max} = \frac{S}{2pm} \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \pi \frac{p}{\omega}} = \frac{S}{2pm} \operatorname{cosec} \pi \frac{p}{\omega}. \quad (174)$$

Учитывая, что $z_S = \frac{S}{mp}$ выражает перемещение в результате действия одного импульса, можно написать

$$z_{\max} = z_S \beta_*, \quad (175)$$

где $\beta_* = 0,5 \operatorname{cosec} \pi \frac{p}{\omega}$ можно назвать коэффициентом влияния повторности импульсов.

Величина этого коэффициента при значениях $\omega = p$, $\omega = \frac{p}{2}$, $\omega = \frac{p}{3}$ и т. д. будет обращаться в бесконечность, т. е. при этих условиях, если затухание отсутствует, будут возникать резонансные состояния. Физический смысл полученного результата заключается в том, что при импульсном возбуждении усиливающие смещения направлены в одну сторону и поэтому приводят к «раскачиванию» системы даже в том случае, когда они повторяются через два периода, через три периода и т. п. Анализ вынужденных колебаний, при наличии в системе вязкого сопротивления, показывает, что наибольшее значение амплитуды при резонансе может быть в этом случае найдено по формуле

$$z_{\max} = \frac{S}{2\pi mn}.$$

Заменяя $\frac{S}{mp} = z_S$, получим (для случаев резонансов $\omega = p$, $\omega = \frac{p}{2}$ и т. д.)

$$z_{\max} = z_S \frac{p}{2\pi n} \cdot \frac{\omega}{p} = z_S \frac{1}{2\pi D} \cdot \frac{\omega}{p} = z_S \beta_* \frac{\omega}{p}. \quad (176)$$

Значения резонансных амплитуд здесь, как и при гармоническом возмущении, будут тем меньше, чем больше величина демпфирования D . На рис. 174, б приведен график коэффициента влияния повторных импульсов β_* для значения $D = 0,1$. Из графика видно, что при таком, сравнительно умеренном, демпфировании резонанс будет практически ощущаться только при $\omega = p$, а при меньших кратностях частот $\frac{\omega}{p} = \frac{1}{2}$, $\frac{\omega}{p} = \frac{1}{3}$ и т. д. амплитуды колебаний, вызванных приложением импульсов, будут быстро уменьшаться, приближаясь к значению $\frac{z_S}{2}$.

В рессорном подвешивании тепловозов рассеивание энергии при колебаниях происходит в основном вследствие трения между листами рессор, внутреннего трения в пружинах, трения между буксами и буксовыми направляющими за счет работы, поглощенной резиновыми прокладками, и за счет работы, поглощенной демпферами, если они имеются. Относительное рассеивание энергии системы подвешивания за полупериод при колебаниях подпрыгивания может быть приближенно найдено из выражения

$$\frac{\Delta E}{E_1} = \frac{n P \varphi_p z_p (1 + e^{-0,5\delta}) \eta}{0,5 j_{\text{тд}} z_{\text{т1}}^2}. \quad (177)$$

Здесь n — число листовых рессор на тележке;
 P — статическая нагрузка на рессору;
 φ_p — коэффициент внутреннего трения рессоры;
 z_p — деформация рессоры;
 $z_{т1}$ — начальное смещение рамы тележки;
 $ж_{тд}$ — жесткость подвешивания тележки в целом (см. гл. VIII).

Коэффициент $1 + e^{-0,5\delta}$ учитывает то обстоятельство, что амплитуда колебаний по прошествии полупериода уменьшается, а в связи с этим уменьшится и работа трения в рессоре.

Рассеивание энергии в резиновых прокладках, а также за счет внутреннего трения в пружинах и трения между буксами и буксовыми направляющими учитывается коэффициентом η , примерное значение которого может быть принято равным 1,2.

Как известно из механики, амплитуда колебаний при постоянном сопротивлении уменьшается за каждую четверть периода на величину так называемой «стрелы трения», т. е. деформации, возникающей под действием силы, равной силе трения. При этом амплитуды затухающих колебаний будут убывать по закону арифметической прогрессии, а величина декремента не останется постоянной и будет возрастать по мере уменьшения амплитуд. Для суждения о том, какова степень рассеивания энергии и каковы значения декрементов колебаний надрессорного строения тепловозов при листовых рессорах в этом подвешивании, можно воспользоваться приближенным приемом, заключающимся в приравнении друг другу выражений (165) и (177), полученных для случая вязкого и сухого трения.

В результате такого сравнения могут быть получены приближенные значения декрементов колебаний.

Применим этот прием к колебаниям подпрыгивания надрессорного строения тепловоза 2ТЭ10Л с рессорным подвешиванием, состоящим из 8-листовых рессор и спиральных пружин. Если принять коэффициент трения между листами рессоры равным $\mu = 0,4$, то коэффициент внутреннего трения рессоры будет равен $\varphi_p = 0,078$.

Соотношение между деформацией рессоры $z_{рд}$ и перемещением рамы тележки z_t было найдено в табл. 25; в частности, для схемы рессорного подвешивания тепловоза 2ТЭ10Л эта связь такова:

$$z_{рд} = \frac{6ж_{пр}}{4ж_{пр} + 3ж_{рд}} z_t.$$

Здесь $ж_{пр}$ — жесткость спиральной пружины;

$ж_{рд}$ — динамическая жесткость рессоры, о которой упоминалось в предыдущем параграфе.

Таблица 26

Параметры	Деформация рессоры $z_{рд}$, мм	
	14,2	3,8
Динамическая жесткость рессоры, $ж_{рд}$, кгс/мм	220	350
Начальная амплитуда колебаний тележки $z_{т1}$, мм	24,1	8,8
Жесткость подвешивания тележки $ж_{тд}$, кгс/мм	780	912
Декремент колебания δ	0,44	0,7
Диссипация энергии за полупериод $\frac{\Delta E}{E_1}$	0,34	0,46
Отношение соседних амплитуд $\frac{z_{т1}}{z_{т2}}$	1,55	2,02
Амплитуда через полупериод $z_{т2}$, мм	15,5	4,3
Условный коэффициент затухания γ	0,14	0,223

Из (165) и (177) получим

$$\frac{6440 z_{\text{рд}}}{\kappa_{\text{тд}} z_{\text{т1}}^2} = 1 - e^{-0,5\delta}.$$

Отсюда можно найти значение δ и определить коэффициент затухания. Результаты расчетов приведены в табл. 26.

Из приведенных в таблице данных видно, что трение в листовых рессорах быстро, примерно, через один период, уменьшит их деформации до значения, соответствующего стреле трения (в данном случае до 3,8 мм), после чего листовые рессоры выключатся из работы. Следует иметь в виду, что после прекращения деформаций листовых рессор, тепловоз продолжает совершать, в течение примерно 5—7 периодов, небольшие колебания на пружинах. Результаты расчетов хорошо совпадают с экспериментальными данными [15].

78. Вынужденные колебания локомотива с двухступенчатой системой рессорного подвешивания

Пусть колеса движутся по периодически повторяющимся неровностям рельсового пути, перемещаясь по закону $z_{\text{в}} = a \sin \omega t$. Тогда дифференциальные уравнения колебаний системы будут иметь вид (в предположении, что в каждой ступени имеется вязкое демпфирующее сопротивление):

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{т}} \ddot{z}_{\text{т}} + \kappa_{\text{т}} (\dot{z}_{\text{т}} - \dot{z}_{\text{в}}) - \kappa_{\text{к}} (\dot{z}_{\text{к}} - \dot{z}_{\text{т}}) + \kappa_{\text{т}} (z_{\text{т}} - z_{\text{в}}) - \kappa_{\text{к}} (z_{\text{к}} - z_{\text{т}}) &= 0; \\ m_{\text{к}} \ddot{z}_{\text{к}} + \kappa_{\text{к}} (\dot{z}_{\text{к}} - \dot{z}_{\text{т}}) + \kappa_{\text{к}} (z_{\text{к}} - z_{\text{т}}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (178)$$

Свободные колебания такой системы при отсутствии демпфирования и при $z_{\text{в}} \equiv 0$ были рассмотрены выше. Для случая вынужденных колебаний значения амплитуд колебаний можно вычислить через передаточные коэффициенты, определяемые по формулам:

$$z_{\text{т}} = \alpha_{\text{т}} z_{\text{в}}; \quad \beta_{\text{т}} = \sqrt{\frac{(\kappa_{\text{т}}^2 + \kappa_{\text{к}}^2 \omega^2) [(\kappa_{\text{к}} - m_{\text{к}} \omega^2)^2 + \kappa_{\text{к}}^2 \omega^2]}{N}}; \quad (179)$$

$$z_{\text{к}} = \alpha_{\text{к}} z_{\text{в}}; \quad \beta_{\text{к}} = \sqrt{\frac{(\kappa_{\text{т}}^2 + \kappa_{\text{к}}^2 \omega^2) (\kappa_{\text{к}}^2 + \kappa_{\text{к}}^2 \omega^2)}{N}}, \quad (180)$$

где

$$N = [(\kappa_{\text{т}} - m_{\text{т}} \omega^2) (\kappa_{\text{к}} - m_{\text{к}} \omega^2) - \kappa_{\text{к}} m_{\text{к}} \omega^2 - \kappa_{\text{т}} \kappa_{\text{к}} \omega^2]^2 + [\kappa_{\text{т}} (\kappa_{\text{к}} - m_{\text{к}} \omega^2) + \kappa_{\text{к}} (\kappa_{\text{т}} - m_{\text{т}} \omega^2 - m_{\text{к}} \omega^2)]^2 \omega^2.$$

Знаменатель N в выражениях передаточных коэффициентов не обращается в нуль при равенстве частот свободных и вынужденных колебаний, иначе говоря, амплитуды колебаний тележки и кузова в моменты резонансов имеют конечные величины, зависящие от степени демпфирования. Из приведенных выше выражений для β следует, что даже если демпфирующие устройства будут размещены только в одной ступени подвешивания, тем не менее в обеих резонансных зонах амплитуды вынужденных колебаний как тележки, так и кузова будут ограничены по своей величине. Это обстоятельство позволяет сделать важный для практики вывод: демпфирующие устройства могут быть размещены только в одной ступени рессорного подвешивания, обычно в той, где статический прогиб больше (примерно около 70% от суммарного статического прогиба).

79. Выбор основных параметров рессорного подвешивания

К основным параметрам рессорного подвешивания относятся: жесткость подвешивания или обратно пропорциональное ей значение статического прогиба; распределение этого прогиба по ступеням (если подвешивание двухступенчатое) и величина затухания (демпфирования). Выбору оптимальных значений этих параметров посвящен ряд исследований [15, 36, 37, 38], хотя единой точки зрения по ряду вопросов не имеется. Общепринятым можно считать требование достаточно большого общего статического прогиба, значение которого, взятое в миллиметрах, должно примерно соответствовать значению конструкционной скорости локомотива, взятому в километрах в час. Однако по вопросу о том, должно ли быть рессорное подвешивание одно-или двухступенчатым, — единого мнения нет. Официальная точка зрения главного управления локомотивного хозяйства МПС, отраженная в технических требованиях к проектируемым локомотивам [39], сводится к тому, что на магистральных локомотивах рессорное подвешивание должно быть двухступенчатым, однако отдельные исследователи [38] приходят к выводу, что двухступенчатое подвешивание приводит к ухудшению динамических показателей экипажа, в частности возрастают ускорения кузова, увеличивается коэффициент динамики и т. д., по сравнению с одноступенчатым подвешиванием. Эти недостатки становятся особенно заметными, если общий статический прогиб $z_{ст}$ распределен между ступенями подвешивания поровну:

$$z_{кст} = z_{тст} = 0,5 z_{ст},$$

где $z_{кст}$ — статический прогиб верхней ступени;

$z_{тст}$ — то же нижней ступени подвешивания.

Пусть m , m_T и m_K обозначают величины общей массы надрессорного строения, суммарной массы надрессорного строения обеих тележек и массы кузова, а j , j_T и j_K — соответствующие значения жесткостей.

Рассмотрим вопрос о влиянии распределения статических прогибов в верхней (кузовной) и нижней (тележечной) ступенях рессорного подвешивания на некоторые динамические параметры локомотива. Обозначим отношение масс $\frac{m_T}{m_K} = a$ и суммарных жесткостей $\frac{j_K}{j_T} = b$. Тогда, учитывая, что

$$z_{тст} + z_{кст} = z_{ст}, \quad z_{кст} = \frac{m_K g}{j_K} \quad \text{и} \quad z_{тст} = \frac{(m_K + m_T) g}{j_T},$$

получим отношение статических прогибов подвешивания тележки и кузова в виде

$$c = \frac{z_{тст}}{z_{кст}} = (1 + a) b.$$

Определим теперь значения частот собственных колебаний подпрыгивания тележки и кузова. Подставляя приведенные выше обозначения в формулу (153), получим

$$p_{1,2}^2 = 0,5 \frac{j_T}{j_K} \left[c + 1 \mp \sqrt{(c + 1)^2 - \frac{4ac}{1 + a}} \right]. \quad (181)$$

$$\text{Имея в виду, что } z_{тст} = z_{ст} \frac{c}{c + 1}; \quad j_T = \frac{(m_K + m_T) g}{z_{тст}} = \frac{mg}{z_{ст}} \cdot \frac{c + 1}{c}$$

и $m_T + m_K = m_T + \frac{m_T}{a} = m$, откуда $m_T = m \frac{a}{a + 1}$, можно написать

$$\frac{j_T}{m_T} = \frac{g}{z_{ст}} \cdot \frac{(a + 1)(c + 1)}{a}.$$

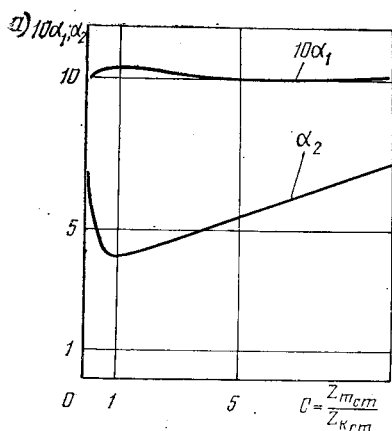
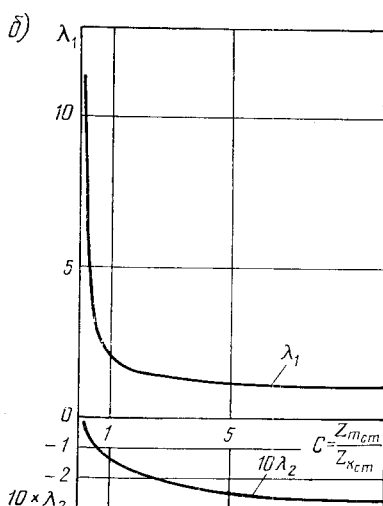


Рис. 175. Коэффициенты частот главных видов колебаний (а) и формы колебаний (б) при двухступенчатом рессорном подвешивании



Обозначим через p_0 — частоту собственных колебаний подпрыгивания надрессорного строения локомотива при одинаковой массе надрессорного строения m и том же общем статическом прогибе $z_{ст}$. Очевидно, что $p_0 = \sqrt{\frac{g}{z_{ст}}}$. Тогда формулу (181) можно привести к виду

$$p_{1,2} = p_0 \sqrt{\frac{(a+1)(c+1)}{2ac} \left[c+1 \mp \sqrt{(c+1)^2 - \frac{4ac}{a+1}} \right]} \quad (181a)$$

или

$$p_1 = \alpha_1 p_0 \text{ и } p_2 = \alpha_2 p_0,$$

где α_1 и α_2 — коэффициенты, зависящие от отношений a и c .

Если выбрать типичное для тепловозов значение отношения $a = \frac{m_T}{m_K} = 0,3$, то для коэффициентов α получим формулу

$$\alpha_{1,2} = \sqrt{2,16 \frac{c+1}{c} [c-1 \mp \sqrt{(c+1)^2 - 0,923c}]}. \quad (182)$$

Графики значений α_1 и α_2 в функции отношения статических прогибов $c = \frac{z_{т ст}}{z_{к ст}}$, вычисленные по формуле (182), приведены на рис. 175, а. Как видно, значения α одинаковы для отношений прогибов c и $\frac{1}{c}$. Значение коэффициента α_1 (низкой частоты) близко к единице, т. е. низкая частота такая же, как и при одноступенчатом подвешивании и не зависит от распределения статического прогиба между ступенями. Наименьшее значение коэффициента высокой частоты $\alpha_2 = 4,03$ соответствует случаю равенства статических прогибов в верхней и нижней ступенях; при увеличении или уменьшении отношения c частота p_2 возрастает и притом существенно; так, например, при $c = 10$ или $c = 0,1$ $\alpha_2 = 7,17$, т. е. на 78% больше, чем при $c = 1$. Поскольку значение $f = 2\pi p_0$ для современных магистральных локомотивов находится в пределах 1,5—1,7 Гц, то значение высокой частоты при $0,5 < c < 2$ будет находиться в интервале 6—7 Гц, т. е. в интервале частот, резонансных для человеческого организма и поэтому нежелательных. Здесь необходимо отметить, что наблюдения над физиологическим воздействием колебаний на человеческий организм выявлены три нежелательных интервала частот колебаний. К первому из них относятся колебания с частотой меньше 1 Гц, вызывающие явления укачи-

вания. Второй интервал: колебания с частотой от 4 до 8 Гц вызывают резонансные явления в области головного мозга и, как следствие, быстрое утомление. Вибрации высокой частоты в интервале 16—32 Гц, возникающие, например, при работе дизеля, также неблагоприятно действуют на человеческий организм и нуждаются в демпфировании. О влиянии вибраций на утомляемость человека будет сказано ниже.

Как было показано, формы главных колебаний определяются постоянными значениями отношения амплитуд колебаний кузова и тележки λ_1 и λ_2 . Определим значения этих отношений в зависимости от отношения статических прогибов c :

$$\lambda = \frac{z_K}{z_T} = \frac{Ж_K}{Ж_K - p^2 m_K} = \frac{1}{1 - p^2 \frac{m_K}{Ж_K}}.$$

Но

$$\frac{m_K}{Ж_K} = \frac{m_T}{Ж_T ab} = \frac{z_{CT}}{g} \cdot \frac{c}{b(a+1)(c+1)} = \frac{z_{CT}}{g(c+1)}.$$

Тогда

$$\lambda = \frac{1}{1 - p^2 \frac{z_{CT}}{g(c+1)}} = \frac{1}{1 - \frac{p^2}{p_0^2(c+1)}} = \frac{c+1}{c+1-\alpha^2}. \quad (183)$$

Имея ввиду, что $\alpha_1 \approx 1$, получим

$$\lambda_1 = \frac{c+1}{c+1-\alpha_1^2} \approx \frac{c+1}{c}; \quad (184)$$

$$\lambda_2 = \frac{c+1}{c+1-\alpha_2^2}. \quad (185)$$

Графики значений λ_1 и λ_2 для тепловоза с $a = \frac{m_T}{m_K} = 0,3$ нанесены на рис. 175, б. Заметим, что при колебаниях низкой частоты перемещения кузова больше, чем перемещения тележек. При колебаниях высокой частоты, наоборот, колебания кузова составляют лишь небольшую долю колебаний тележек. Это обстоятельство с учетом того, что высокочастотные колебания быстро затухают, служит объяснением того факта, что при динамических испытаниях высокочастотные колебания кузова проявляются слабо [40].

Для более полного суждения о влиянии распределения прогибов c на динамику локомотива следует определить значение ускорений кузова и динамических давлений на шейки колесных пар при кинематическом возбуждении со стороны рельсового пути. Расчеты такого рода, выполненные на аналоговых и цифровых вычислительных машинах [38], показывают, что упомянутые динамические показатели для двухступенчатого подвешивания несколько хуже, чем для одноступенчатого.

Особенно неблагоприятны значения ускорений кузова для случая равенства статических прогибов (при $c = 1$). В этом смысле предпочтительнее отношение $c = 0,5$, при котором большая часть статического прогиба реализуется в верхней (кузовной) ступени.

Однако двухступенчатое подвешивание обладает некоторыми конструктивными преимуществами, делающими его желательным для применения на локомотивах.

К их числу относится: 1) более удобное размещение рессор и пружин при больших значениях статического прогиба; 2) более удобное конструктивное оформление механизма горизонтальных перемещений кузова относительно тележек; 3) меньшее воздействие на кузов высокочастотных вибраций, возникающих при ударном воздействии колес во время прохода по стыкам; 4) меньшие взаимные перемещения элементов опорно-рамного привода, что улучшает

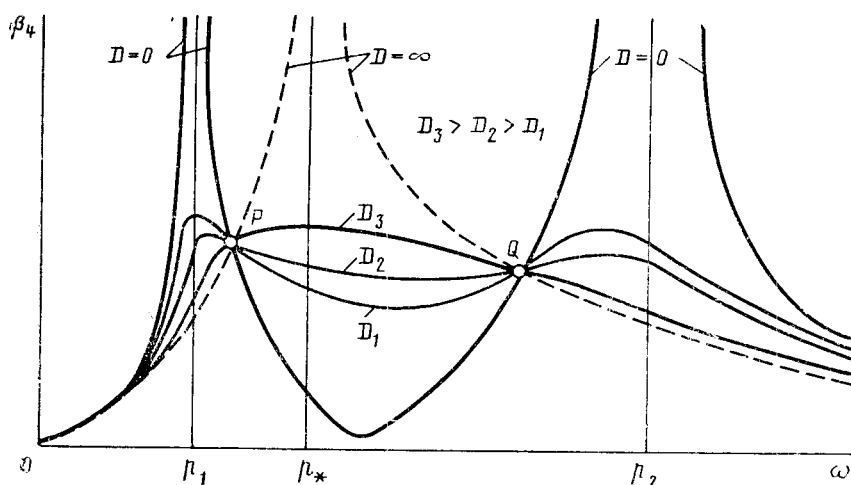


Рис. 176. Динамическая передаточная функция для тележки локомотива с двойным подвешиванием и демпфированием в верхней ступени

его работу. Суммарную величину статического прогиба следует принимать примерно на 20% больше, чем при одноступенчатом подвешивании.

В заключение остановимся на вопросе выбора величины оптимального демпфирования; на рис. 176 приведен характерный вид динамической передаточной функции β_4 , определяющей ускорение тележки локомотива с двухступенчатым подвешиванием и с гидравлическим демпфером в верхней (кузовной) ступени подвешивания при движении по периодически повторяющимся неровностям рельсового пути. Эта же передаточная функция служит и для определения коэффициента динамики. На кривых указаны значения коэффициента демпфирования, начиная от $D = 0$ и до $D = \infty$, т. е. для случая, когда верхняя ступень подвешивания не деформируется. В теории колебаний показывается [35], что все эти кривые пересекаются в двух характерных точках P и Q независимо от величины демпфирования. Положение этих точек определяется путем совместного решения уравнения $\beta_4 = \varphi(\omega)$ для граничных случаев при $D = 0$ и $D = \infty$ (в этом случае система будет иметь одну степень свободы с частотой ρ_* при $z_{ст} = z_{ст}$).

После этого можно найти такие значения D , при которых либо значения динамических передаточных функций в точках P и Q были бы одновременно минимальны, либо касательная к кривой в более высокой из них была бы горизонтальна¹. В практике может встретиться случай, когда область второго резонанса и точка Q лежат за пределом конструкционной скорости локомотива. Тогда, очевидно, следует добиваться минимальных значений β_4 в точке P и при значении ω , соответствующем конструкционной скорости движения локомотива. Диаграмма такого же типа будет иметь место и для динамической передаточной функции, определяющей ускорения кузова. Выполненные расчеты показывают, что оптимальное значение демпфирования $D_{опт} = 0,2 \div 0,3$ с постановкой гидродемпфера, как указывалось выше, в ступень подвешивания с большим статическим прогибом. Установку фрикционных демпферов в буксовой ступени подвешивания следует выполнять, включая их последовательно с упругими (лучше резиновыми) элементами для предохранения от повреждений и для гашения высокочастотных вибраций, возникающих вследствие ударов колес при проходе стыков.

¹ Строго говоря, одновременно с выбором $D_{опт}$ можно подобрать и $c_{опт}$ таким образом, чтобы ординаты точек P и Q были одинаковы. Однако, в практике локомотивостроения значения c ограничены, с одной стороны, величиной $z_{ст}$, которая не должна быть менее 60 мм во избежание значительных толчков, передающихся обычно на раму тележки; с другой стороны, общий прогиб подвешивания обычно не превышает 160—180 мм. Иначе говоря, значения c ограничены интервалом $0,5 < c < 2$.

80. Возмущающие силы, действующие на наддресорное строение. Ускорение кузова и тележек при колебаниях. Степень плавности хода

Возмущающие силы, действующие на наддресорное строение тепловоза, могут возникать либо в виде неуравновешенных сил инерции дизеля и вспомогательных агрегатов тепловоза, либо передаваться через рессоры вследствие толчков, получаемых колесными парами на стыках рельсов и неровностях пути. Следует сразу же отметить, что неуравновешенные силы инерции при работе дизеля чрезвычайно малы и не могут служить источником сколько-нибудь заметных колебаний кузова на рессорах. Однако они вызывают неприятные вибрации рамы тепловоза и наряду с шумом являются одной из причин повышенной утомляемости тепловозной бригады.

Вибрации рамы и кузова тепловоза могут происходить без ощутимых перемещений кузова на рессорах (чем они и отличаются от колебаний кузова), достигая максимальных значений при совпадении частоты возмущающей силы с частотой одной из форм свободных колебаний рамы или кузова. Обычно эти вибрации совершаются с частотой 8÷16 Гц. Заметим, что иногда источником возмущения, вызывающим вибрации, может служить внутренняя неуравновешенность такого вспомогательного агрегата, как тормозной компрессор, в связи с чем желательно не размещать этот агрегат по соседству с кабиной машиниста. Уменьшение вибраций может быть достигнуто путем подбора соответствующих значений частот свободных колебаний рамы и кузова. Кроме того, целесообразно применять амортизацию кабины в целом на раме тепловоза, а также амортизирующие конструкции сидений для локомотивной бригады. Необходимо также более тщательный подбор веса поршневой группы при постройке и ремонте дизеля. Положительное влияние оказывает также применение противовесов на коленчатом валу дизеля. Из сказанного выше следует, что основной источник колебаний наддресорного строения — толчки, воспринимаемые колесами при проходе по стыкам и неровностям пути.

Экспериментальные наблюдения над перемещениями колесных пар и перемещениями рам тележек относительно букс на стыках [41] показали, что неравноупругость рельсового пути проявляется в местах стыков весьма резко. Так, например, на пути, уложенном рельсами Р65 (1840 шпал на километр, балласт — щебень), жесткость пути в середине звена составила $j_p = 5330$ кгс/мм, а на стыке — 2540 кгс/мм. Такая неравноупругость, а также относительные перемещения концов рельсов в стыке приводят к тому, что колесная пара при проходе с большой скоростью через стык получает перемещения с амплитудой ± 3 мм относительно линии статических прогибов рельсов.

Эти перемещения передаются через рессорное подвешивание, причем амплитуда колебаний наддресорного строения окажется тем большей, чем ближе подходят друг к другу значения частот возмущающих толчков и собственных колебаний наддресорного строения. При равенстве частот возникает явление резонанса, и амплитуды получают наибольшие значения, определяемые величиной коэффициента демпфирования D . Значение критической скорости движения может быть легко определено по формуле, вытекающей из условия равенства частот

$$v_{кр} = 3,6 L f_c. \quad (186)$$

Здесь $v_{кр}$ — км/ч;

L — длина рельсового звена (расстояние между стыками), м;
 f_c — частота собственных колебаний наддресорного строения, определяемая по формулам (145) и (147).

Если рассматривать колебания подпрыгивания, то

$$f_c \approx \frac{0,6}{\sqrt{z_{ст}}} \text{ и } v_{кр} \approx \frac{2,17L}{\sqrt{z_{ст}}},$$

где $z_{ст}$ — статический прогиб рессорного подвешивания, м.

При длине рельсовых звеньев $L = 25$ м и статическом прогибе $z_{ст} = 0,071$ м (тепловоз 2ТЭ10Л) значение критической скорости будет равно 203 км/ч. Листовые рессоры с большим коэффициентом демпфирования D в системе рессорного подвешивания делают переход через резонанс практически безопасным, хотя амплитуды колебаний с повышением скорости возрастают. Заметим, что переход на длинные 25-метровые рельсы благоприятно влияет на уменьшение амплитуд колебаний. Это вполне согласуется и с приведенной выше теорией.

Если известны частота f и амплитуда колебаний z_0 кузова или тележки, то, считая колебания гармоническими, легко определить величину наибольших ускорений кузова (или тележки) в вертикальном направлении

$$\omega = (2\pi)^2 f^2 z_0 = 39,5 f^2 z_0. \quad (187)$$

Для предварительных расчетов можно пользоваться эмпирическими формулами, полученными в тепловозном отделении ЦНИИ МПС в результате обработки многочисленных опытов над различными локомотивами:

$$\omega_T = \left(0,5 + \frac{v}{z_H + 1,5 z_B} \right) g; \quad (188)$$

$$\omega_K = \left(0,05 + \frac{0,2v}{z_H + 1,5 z_B} \right) g. \quad (189)$$

В этих формулах ω_T — ускорение рамы тележки; ω_K — ускорение кузова; g — ускорение силы тяжести; z_H и z_B — статические прогибы нижней и верхней (между кузовом и тележкой) ступеней подвешивания, мм; v — скорость движения, км/ч. Наибольшие значения ускорений (при конструкционной скорости движения локомотива) обычно не превышают значений:

$\omega_T = 30$ м/с² для рамы тележки и $\omega_K = 3$ м/с² для кузова локомотива.

Коснемся вопроса о критерии плавности хода, часто употребляющемся в вагоностроении. Поскольку моторные вагоны дизель-поезда или автотрициклы по своим параметрам сходны с пассажирскими вагонами, критерий плавности хода иногда употребляется и для этих единиц подвижного состава.

Для оценки степени комфортабельности часто применяется выражение $\frac{d^3 z}{dt^3}$, называемое мерой толчка, поскольку само значение скорости вертикального перемещения или даже ускорения этого перемещения еще ни о чем не говорит (если ускорение изменяется плавно). При синусоидальном колебании с амплитудой a и частотой f мера толчка будет определяться выражением $a (2\pi f)^3$. Шперлинг предложил в качестве критерия плавности хода произведение меры толчка на величину, пропорциональную энергии колебаний $a^2 (2\pi f)^2$. Таким образом, получилось выражение типа $ca^3 f^5$, которое и было положено в основу критерия плавности хода. Исходя из физиологических особенностей восприятия колебаний человеческим организмом, в качестве такого критерия было предложено выражение

$$W_z = 2,7 \sqrt{a^3 f^5 F(f)}, \quad (190)$$

где a — амплитуда колебаний, см;

f — частота, Гц;

$F(f)$ — корректирующий множитель, учитывающий особо неблагоприятное воздействие на человеческий организм частот, лежащих в интервале 4—8 Гц. График значений этого множителя приведен на рис. 177.

Для суждения о качестве хода предложена, на основе рекомендаций немецких железных дорог, следующая шкала оценок.

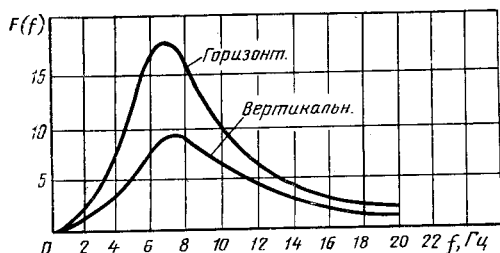


Рис. 177. Корректирующий множитель для критерия плавности хода

Значение W_z	Оценка качества хода
1	очень хорошо
2	хорошо
3	удовлетворительно
4	практически допустимо
5	опасно

Предельное значение W_z для пассажирских вагонов не должно превышать 3—3,25.

Из изложенного видно, что критерий W_z не дает возможности судить о совершенстве ходовых качеств же-

лезнодорожного экипажа, поскольку его значение зависит не только от этих качеств, но и от состояния рельсового пути. С другой стороны, он не учитывает влияния на утомляемость человеческого организма повторяемости вибраций и их продолжительности¹. Разрабатываются нормы допустимого уровня вибраций на полу кабины и на сиденье машиниста с учетом упомянутых выше факторов.

81. Нелинейные колебания в динамике локомотивов

Нелинейные колебательные системы характеризуются тем, что зависимость силы от деформации упругого элемента следует не линейному, а более сложному закону.

На рис. 178 представлены упругие характеристики такого рода. Так, например, сопротивление перемещению буксы, создаваемое буксовыми поводками, приводит к упругой характеристике типа *a*; при последовательном включении в работу рессор и пружин будет иметь место характеристика типа *b*; характеристика типа *в* встречается при наличии люфтов (зазоров) y_0 в колеблющейся системе; характеристика типа *г* имеет место в системах, где упругие элементы смонтированы с предварительной затяжкой P_0 , например, в упругих буксовых упорах.

В нелинейных системах частота свободных колебаний не остается постоянной, а зависит от амплитуды колебаний и от начальных условий. Нелинейность может иметь место также и вследствие того, что силы демпфирующих сопротивлений изменяются по более сложным законам, чем рассмотренные в п. 77. Однако в этом случае влияние нелинейности на изменение частоты невелико [33, 34].

Свободные колебания. В связи со сложностью решения нелинейных дифференциальных уравнений обычно приходится ограничиваться только опре-

¹ При учете продолжительности вибраций в качестве критерия следует принимать время утомляемости человека.

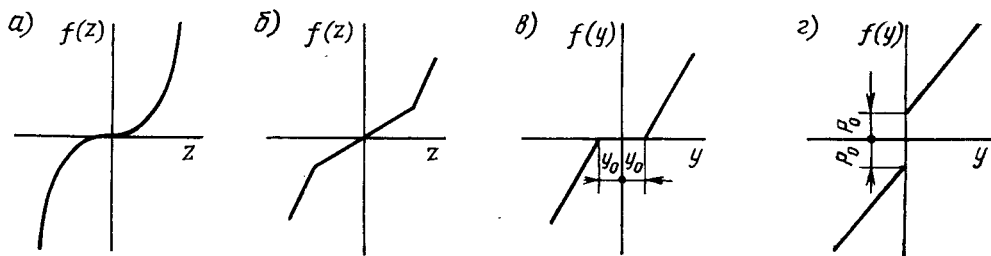


Рис. 178. Типы нелинейных упругих характеристик

делением собственных частот, не выясняя особенностей колебательного движения в целом. Напишем уравнение свободных колебаний

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + f(z) = 0 \quad (191)$$

в виде $mv \frac{dv}{dz} + f(z) = 0$ или $mv dv = -f(z) dz$, где v — скорость колебательного движения. Тогда, интегрируя от параметров крайнего положения системы ($v = 0$, $z = A$), найдем

$$\int_0^v mv dv = - \int_A^z f(z) dz$$

или

$$\frac{mv^2}{2} = \int_z^A f(z) dz,$$

где z — текущее значение перемещения, A — амплитуда колебаний. Отсюда

$$v = \frac{dz}{dt} = - \sqrt{\frac{2}{m}} \sqrt{\int_z^A f(z) dz}.$$

Знак минус здесь принят в связи с отрицательным значением v . Тогда

$$t = \sqrt{\frac{m}{2}} \int_z^A \frac{dz}{\sqrt{\int_z^A f(z) dz}}. \quad (192)$$

Интегрируя в пределах от $z = 0$ до $z = A$ и умножая результат на 4 (для симметричной характеристики), получим значение периода свободных колебаний T , а следовательно, и частоты $f = \frac{1}{T}$:

$$T = \sqrt{8m} \int_0^A \frac{dz}{\sqrt{\int_z^A f(z) dz}}. \quad (193)$$

Определим, например, частоту свободных колебаний массы m на упругом элементе с симметричной характеристикой $f(z) = cz^3$. В этом случае

$$\int_z^A cz^3 dz = \frac{c}{4} (A^4 - z^4)$$

и

$$\int_0^A \frac{dz}{\sqrt{0,25c(A^4 - z^4)}} = \frac{2}{\sqrt{c} A} \int_0^1 \frac{d\xi}{\sqrt{1 - \xi^4}},$$

где $\xi = \frac{z}{A}$. Значение эллиптического интеграла может быть найдено с помощью таблиц и равно 1,312. Тогда $T = \frac{7,42}{A} \sqrt{\frac{m}{c}}$, а частота $f = \frac{1}{T} = 0,135A \times \sqrt{\frac{c}{m}}$, т. е. пропорциональна амплитуде.

Следует подчеркнуть, что полученная зависимость частоты колебаний от их амплитуды будет иметь место при симметричных колебаниях системы относительно положения равновесия, при котором упругие элементы не нагружены.

Если же колебания происходят относительно положения равновесия, при котором упругие элементы продеформированы на величину $z_{\text{ст}}$, а амплитуда колебаний невелика по сравнению с $z_{\text{ст}}$ (как это имеет место в локомотивах), тогда необходимо пользоваться значением фактической жесткости подвешивания $ж_*$, соответствующей значению статического прогиба. Для условий рассматриваемой нелинейной характеристики $P = f(z) = cz^3$ значение фактической (мгновенной) жесткости при прогибе $z_{\text{ст}}$ равно

$$ж_* = \left. \frac{dP}{dz} \right|_{z=z_{\text{ст}}} = 3cz_{\text{ст}}^2,$$

где величина статического прогиба $z_{\text{ст}} = \sqrt[3]{\frac{P_{\text{нс}}}{c}} = \sqrt[3]{\frac{mg}{c}}$. Тогда, применяя в предположении небольшой амплитуды вертикальных колебаний обычную формулу для линейных систем, получим

$$f_* = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3cz_{\text{ст}}^2}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3c}{m} \sqrt[3]{\left(\frac{mg}{c}\right)^2}} = 0,591 \sqrt[6]{\frac{c}{m}}. \quad (194)$$

Из полученной формулы следует, что применение упругих элементов с нелинейно возрастающей жесткостью (с «жесткой» характеристикой) приводит к большей стабильности частот свободных колебаний массы, подвешенной на таких элементах (при изменении массы и параметра упругости).

Для решения задач о нелинейных колебаниях с успехом могут быть применены приближенные методы, из которых в последнее время получили довольно широкое распространение методы Н. М. Крылова—Н. Н. Боголюбова [42] и Н. Н. Боголюбова—Ю. А. Митропольского [43].

Приведем (опуская вывод) формулы для подсчета круговых частот симметричных свободных колебаний систем с характеристиками, приведенными на рис. 178, *в* и *г*. Для первой из них (система с люфтом) упругая характеристика имеет вид $f(y) = c(y - y_0)$ при $y > y_0$; $y < -y_0$ и $f(y) = 0$ при $-y_0 < y < y_0$. Обозначая отношение $\frac{y_0}{A} = \alpha$, где A — амплитуда колебаний, можно написать (в предположении, что $\alpha < 1$)

$$p = \frac{1 - \alpha}{1 - 0,363\alpha} \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (195)$$

Для системы с преднатягом P_0 напомним упругую характеристику в виде $f(y) = P_0 + cy$. Тогда, обозначая отношение $\frac{P_0}{P_0 + cA} = \beta$, будем иметь (при $\beta < 1$)

$$p = \sqrt{\frac{1 + 0,25\beta}{1 - \beta}} \cdot \sqrt{\frac{c}{m}}. \quad (196)$$

Значения частот, найденные по формулам (195) и (196), приведены на рис. 179.

Что касается частот малых колебаний масс, подвешенных на упругих элементах с нелинейными характеристиками, то они

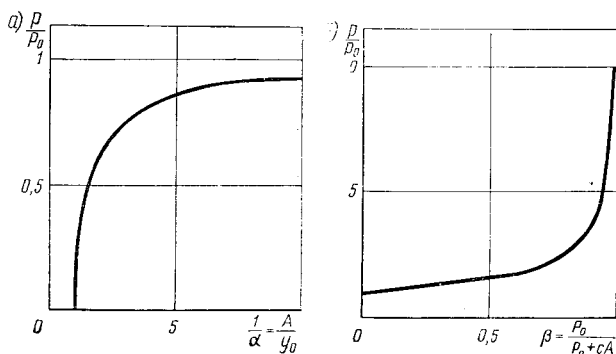


Рис. 179. Значение частот свободных колебаний для нелинейной системы:

a — с зазором; *b* — с преднатягом

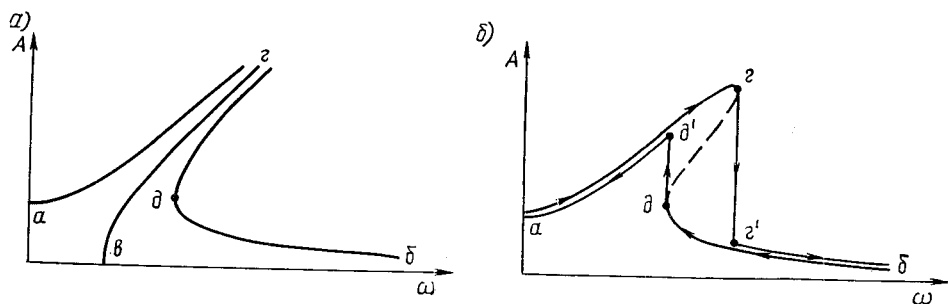


Рис. 180. Амплитудно-частотные характеристики нелинейной системы:
а — без затухания; б — с затуханием

не будут отличаться от частоты линейных колебаний, т. е. $p_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$, где c — жесткость, соответствующая равновесному положению массы m .

Вынужденные колебания нелинейных систем. Решение задач о вынужденных колебаниях нелинейных систем представляет значительные математические трудности. Приближенные методы решения таких задач уже были упомянуты выше [42, 43]. Поэтому ограничимся в основном качественным анализом колебаний такого рода.

На рис. 180 приведена приближенная амплитудно-частотная характеристика для системы без затухания с упругими элементами, имеющими «жесткую» характеристику типа рис. 178, а, в предположении, что на массу действует с частотой ω гармоническая возмущающая сила, а начальная деформация упругих элементов отсутствует.

Кривая $вг$ характеризует закон изменения частоты свободных колебаний системы в зависимости от их амплитуды. Ветви амплитудно-частотной характеристики так же, как и при колебаниях линейной системы, расположены по обе стороны от кривой собственных частот $вг$ (сравни рис. 171, а).

Отличие нелинейных вынужденных колебаний от линейных состоит прежде всего в том, что, несмотря на отсутствие затухания, амплитуда колебаний остается конечной, хотя и возрастает с ростом возмущающей частоты. В зарезонансной зоне (правее точки д) колебания становятся неустойчивыми, поскольку на правой ветви кривой какому-либо значению частоты ω соответствуют два значения амплитуды колебаний A . При наличии в системе демпфирующего сопротивления (например, вязкого) характеристика вынужденных колебаний будет иметь вид, показанный на рис. 180, б. Здесь значения амплитуды ограничены величиной затухания. Практически неустойчивость будет проявляться в скачкообразном изменении амплитуды колебаний в точках д и г. При постепенном увеличении частоты амплитуды будут меняться по закону $агг'б$, при постепенном уменьшении — по закону $бдд'а$, что показано на рис. 180, б стрелками. В точках г и д будет происходить скачкообразное уменьшение (соответственно увеличение) амплитуд; таким образом, ветвь характеристики $гд$ не будет существовать в действительности и поэтому показана на рис. 180, б пунктиром. О применении теории нелинейных колебательных процессов при исследовании горизонтальных колебаний локомотивного экипажа см. [44].

ДВИЖЕНИЕ ПО КРИВЫМ. ГЕОМЕТРИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ ВПИСЫВАНИЯ. КРИТЕРИЙ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПО КРИВЫМ

82. Движение локомотива по кривым

Чтобы обеспечить движение локомотива по кривому участку пути, приходится учитывать особенности такого движения как при укладке пути, так и при конструировании локомотивного экипажа. При большой жесткой базе локомотива может произойти заклинивание (зашемление) гребней бандажей внутри рельсовой колеи в кривых малого радиуса. Для того чтобы этого не произошло, крутые кривые укладывают с увеличенной шириной колеи. Правила технической эксплуатации устанавливают для кривых, радиус которых меньше 350 м, увеличение ширины колеи на 10 мм, а при радиусе, меньшем 300 м, уширение колеи составляет 15 мм. Уширение колеи более чем 15 мм не применяется, поскольку при изношенных гребнях бандажей возникает опасность провала внутрь колеи колеса, катящегося по внутреннему рельсу в момент, когда гребень колеса, катящегося по наружному рельсу, прижимается к его головке. Положение бандажей вагонной (ширина бандажа равна 130 мм, а у локомотива — 140 мм) колесной пары с изношенными гребнями в кривой, уложенной с уширением $\delta = 15$ мм и наибольшим плюсовым допуском в 6 мм, представлено на рис. 181, а. При укладке рельсовой колеи наибольшие допуски в сторону уширения составляют +6 мм и в сторону сужения — 4 мм. Легко подсчитать, что величина покрытия головки рельса бандажем составляет всего лишь 52 мм. Если учесть, что рельсы деформируются (отжимаются) в перпендикулярном по отношению к оси пути направлении, а вагонные оси в свою очередь деформируются (что ведет к сближению бандажей в плоскости головок рельсов), то станет ясно, что при уширении колеи, превышающем 15 мм, ребро пересечения поверхности катания бандажа, имеющей уклон в 1 : 20, с поверхностью, имеющей уклон в 1 : 7, может перейти на боковое закругление головки рельса, очерченное радиусом 13 мм. Это опасно, так как может привести к отжатию рельсов наружу и к провалу бандажа внутрь колеи.

В числе мероприятий, облегчающих вписывание локомотивного экипажа в крутые кривые, прежде всего надо отметить применение поворотных тележек. Кроме того, часто практикуется устройство поперечных разбегов (перемещений, перпендикулярных к продольной оси экипажа) колесных пар по отношению к раме тележки. При большой жесткой базе иногда применяются бандажи с гребнями уменьшенной

толщины или даже совсем без гребней, например, бандажи ведущих колесных пар грузовых паровозов. В этом случае ширина бандажей увеличивается обычно до 150 мм.

Для оценки целесообразности применения мероприятий, обеспечивающих прохождение локомотивов по кривым, необходимо прежде всего рассмотреть геометрические соотношения между размерами рельсовой колеи и локомотивного экипажа. Решение этих вопросов состав-

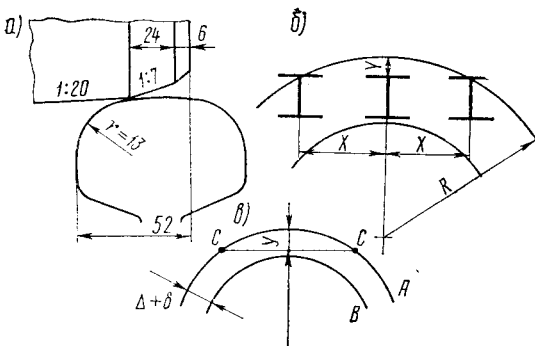


Рис. 181. Перекрытие бандажом рельса в кривой (а); трехосная тележка в кривой (б); условная схема геометрического вписывания (в)

ляет предмет расчетов, называемых геометрическим вписыванием в кривые. Однако расчеты такого рода служат лишь для предварительного суждения о возможности движения локомотива по кривой. Для окончательного заключения о процессе такого движения необходимо вычислить усилия взаимодействия между бандажами и рельсами. Чтобы уменьшить это взаимодействие, при укладке рельсовой колеи применяются такие мероприятия, как устройство переходных кривых, возвышение наружного рельса и др. Что касается локомотивных экипажей, то здесь применяются тележки, имеющие возможность бокового перемещения под тепловозом, упругие упоры в буксах, различные разновидности возвращающих устройств, приспособления для смазки гребней. Комплекс вопросов взаимодействия локомотива и пути в кривой решается, как принято говорить, методами динамического вписывания.

83. Геометрическое вписывание в кривые. Круговая и параболическая диаграммы

Зазоры между гребнями и головками рельсов невелики: при неизношенных гребнях и отсутствии уширения в кривой (когда $R > 350$ м) они составляют в сумме для обеих рельсовых нитей $\Delta = 14$ мм. Поэтому применение обычного уменьшающего (чертежного) масштаба для решения задач геометрического вписывания графическим способом невозможно; при уменьшении даже только в 100 раз величины зазоров оказываются меньше точности вычерчивания. Чтобы применить графический метод исследования, приходится прибегать к специальным приемам. Один из них, называемый круговой диаграммой, заключается в том, что для базы локомотива и радиуса кривой выбирают различные, но связанные между собой масштабы. На рис 181, б изображена трехосная тележка тепловоза с базой $2X$ в кривой радиусом R . Расстояние Y между гребнем средней колесной пары и наружным рельсом может быть легко найдено из известного геометрического соотношения,

$$Y(2R - Y) = X^2.$$

Если учесть, что Y весьма мало по сравнению с $2R$, то можно написать $Y = \frac{X^2}{2R}$. Пусть при вычерчивании база уменьшается в n раз, а радиус кривой — в n^2 раз, т. е.

$$x = \frac{X}{n} \quad \text{и} \quad r = \frac{R}{n^2}.$$

Тогда зазор между гребнем и рельсом

$$y = \frac{x^2}{2r} = \frac{X^2 n^2}{2R n^2} = \frac{X^2}{2R} = Y,$$

т. е. этот зазор (как и другие поперечные размеры) будет изображаться в натуральную величину.

Для упрощения чертежа на нем изображаются лишь внутренние грани головок рельсов A и B , причем расстояние между ними принимается равным суммарному зазору между гребнями бандажей и головками рельсов, состоящему из зазора в прямом участке пути Δ и уширения кривой δ . Соответственно с этим экипаж локомотива также изображается схематически в виде одной линии CC , представляющей собой горизонтальный след совмещенных плоскостей наружных граней гребней. Точки на прямой CC изображают оси колесных пар, а расстояния от этих точек до кривых A или B , измеренные по перпендикулярам к продольной оси экипажа CC , будут представлять собой расстояния между гребнями и рельсами на уровне головок рельсов (рис. 181, в). Если точка, изображающая колесную пару, лежит на кривой A или B , то это означает, что колесная пара прижата гребнем соответствующего колеса к наружному или внутреннему рельсу. Если точка, изображающая колесную

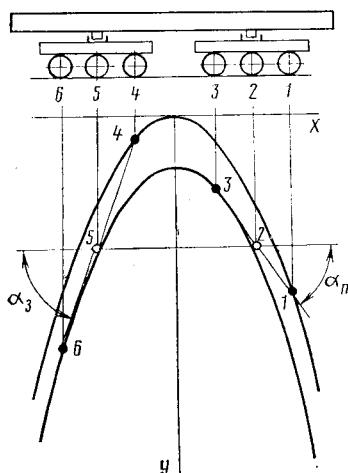


Рис. 182. Вписывание тепловоза 2ТЭ10Л в кривую радиуса 200 м способом параболической диаграммы

пару, оказалась вне кривых, то такая колесная пара должна получить боковое (поперечное) перемещение относительно рамы тележки или гребни бандажей должны иметь уменьшенную толщину; иначе движение по кривой невозможно.

Круговая диаграмма дает довольно наглядное представление о положении локомотивного экипажа в кривой, однако при большой базе экипажа поперечные перемещения или отклонения тележек от главной рамы будут изображаться с некоторой ошибкой. Точные значения могут быть получены, если выбрать для стрелок (поперечных перемещений) и для хорд (базы локомотива) различные, не связанные друг с другом масштабы. При этом окружность, изображающая рельс, преобразуется в эллипс, который на участке, необходимом для вписывания локомотива, с большой точностью может быть заменен параболой, в связи с чем этот способ вписывания называется параболической диаграммой. Пусть абсцисса какой-либо точки кривой на местности X , а ордината Y (см. рис. 181, б).

Тогда между ними, как было указано выше, существует соотношение $Y = \frac{X^2}{2}$. Если принять $y = Ym_y$ и $x = Xm_x$, то получим уравнение параболы, изображающей наружный рельс на чертеже:

$$y = \frac{m_y}{m_x^2 \cdot 2R} x^2. \quad (197)$$

Изображение внутреннего рельса будет получено, если параболу наружного рельса сдвинуть параллельно самой себе вдоль оси y на величину $(\Delta + \delta)m_y$. Схема экипажа размечается в масштабе m_x на прямой, параллельной оси абсцисс; отклонения осей, шкворней и т. п. измеряются по вертикалям, проведенным через точки, изображающие колесные пары, шкворни и т. д. На рис. 182 изображен экипаж тепловоза 2ТЭ10Л, вписанный по этому способу в кривую радиусом 200 м. Масштабы $m_x = 1 : 400$ и $m_y = 1 : 4$ приводят к уравнению параболы на чертеже $y = 0,1x^2$. Парабола внутренне-го рельса сдвинута вниз на величину $(14 + 15) \cdot 0,25 = 7,25$ мм.

Каждая из тележек изображена в так называемой установке наибольшего перекаса, когда передняя колесная пара набегаает одним из гребней на наружный рельс, а задняя колесная пара — на внутренний. Тележки повернуты относительно главной рамы на углы α_n и α_z . Базы тележек изображены в несколько искаженном виде, тем не менее все отклонения колесных пар могут быть измерены с большой степенью точности. Для определения истинных значений углов поворота тележек нужно разделить величину отклонения колесной пары от оси главной рамы на расстояние этой колесной пары от шкворня.

84. Предпосылки метода динамического вписывания в кривые. Центр поворота

При динамическом вписывании определяются горизонтальные усилия, передаваемые колесами локомотивного экипажа на головки рельсов. Реакции со стороны головок рельсов, равные по величине этим усилиям, но противоположно направленные, являются внешними силами, вызывающими поворот тепловоза в кривой. Что касается сил, препятствующих повороту, то они могут быть определены, если представить действительное движение тепло-

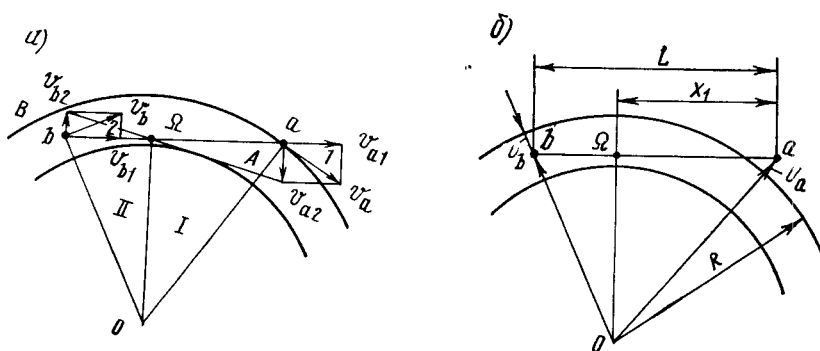


Рис. 183. Определение центра поворота (а); определение полюсного расстояния (б)

за по кривой в виде непрерывной суммы двух движений: поступательного вдоль продольной оси экипажа (тележки) и вращательного вокруг точки, называемой центром поворота. Положение центра поворота может быть найдено из следующих рассуждений.

Предположим, что какой-либо локомотивный экипаж (тележка) движется по кривой, занимая положение ab , где точки a и b изображают переднюю и заднюю колесные пары (рис. 183, а). Тогда скорости точек a и b будут изображаться векторами v_a и v_b , перпендикулярными радиусам Oa и Ob . Проектируя эти скорости на направление оси экипажа ab и на перпендикуляры к нему, получим продольные составляющие v_{a1} и v_{b1} и поперечные составляющие v_{a2} и v_{b2} . Векторы v_{a1} и v_{b1} представляют собой скорости поступательного движения, и, поскольку экипаж не деформируется, должны быть равны друг другу $v_{a1} = v_{b1}$. Опустим из центра кривой O перпендикуляр $O\Omega$ на продольную ось экипажа ab . Из подобия треугольников $\Delta I \sim \Delta II$ и $\Delta 2 \sim \Delta III$ следует, что

$$\frac{v_{a1}}{O\Omega} = \frac{v_{a2}}{a\Omega} \text{ и } \frac{v_{b1}}{O\Omega} = \frac{v_{b2}}{b\Omega}.$$

Так как

$$v_{a1} = v_{b1}, \text{ то } \frac{v_{a2}}{a\Omega} = \frac{v_{b2}}{b\Omega}.$$

Полученное соотношение является условием подобия треугольников ΔA и ΔB , а из их подобия следует, что их гипотенузы лежат на одной прямой, соединяющей концы поперечных составляющих векторов скорости v_{a2} и v_{b2} и проходящей через точку Ω . Для этой точки поперечная составляющая вектора скорости равна нулю, следовательно, точка Ω и является центром поворота локомотивного экипажа.

Положение центра поворота Ω удобно определить величиной отрезка $x_1 = a\Omega$, называемого полюсным расстоянием. Предположим, что экипаж с базой L занимает в кривой радиуса R положение, приведенное на рис. 183, б. Передняя колесная пара набегает гребнем левого колеса на наружный рельс, причем рама тележки сместилась наружу на величину u_a (что может иметь место при поперечном разбеге колесной пары относительно рамы тележки). Задняя колесная пара идет внутри рельсового зазора, не касаясь гребнями колес ни наружного, ни внутреннего рельсов, так что зазор между гребнем левого колеса и головкой наружного рельса равен u_b . Отклонение рамы тележки, измеряемое относительно наружного рельса и направленное к центру кривой, будем считать положительным, а наружу кривой — отрицательным. Тогда можно написать:

$$\overline{O\Omega}^2 = (R + |u_a|)^2 - x_1^2 = (R - u_b)^2 - (L - x_1)^2,$$

откуда, пренебрегая малыми величинами u_a^2 и u_b^2 , получим

$$x_1 = \frac{L}{2} + R \frac{u_b + |u_a|}{L} = \frac{L}{2} + R \frac{u_b - u_a}{L}. \quad (198)$$

Для того чтобы упростить решение задачи динамического вписывания, принято делать ряд допущений, а именно: все горизонтальные силы принимаются действующими в плоскости головок рельсов; трение гребней бандажей о головки рельсов не учитывается; давления гребней бандажей на рельсы считаются направленными вдоль проекций осей соответствующих колесных пар на плоскость головок рельсов; коничность поверхности катания бандажей не учитывается; рассматривается движение одного только тепловоза (без вагонов); действие силы тяги в расчет не принимается; кривая считается уложенной без искажений, а рельсы принимаются недеформируемыми. Все эти допущения делают результаты расчетов лишь сравнительными. Однако влияние большинства перечисленных выше факторов может быть учтено в порядке уточнения полученных результатов. С учетом этих уточнений результаты расчетов и экспериментальных наблюдений достаточно хорошо согласуются между собой.

85. Силы, действующие на локомотивный экипаж в кривой. Уравнения равновесия экипажа

Динамическое вписывание тепловозного экипажа в целом будет зависеть от расположения тележек в рельсовой колее и от силовых факторов, действующих на экипажи тележек. Поэтому вначале рассмотрим соотношения сил в трехосной тележке тепловоза, набегающей гребнем левого колеса передней колесной пары на головку наружного рельса, а гребнем правого колеса третьей колесной пары — на внутренний рельс (рис. 184, а). Все силы изображены действующими на тележку.

Силы трения между бандажами и рельсами, возникающие при вращении тележки вокруг центра поворота Ω , будут действовать противоположно направлениям скольжения бандажей, т. е. перпендикулярно лучам, соединяющим точки контакта бандажей с центром поворота Ω . Если считать коэффициент трения скольжения μ одинаковым для всех бандажей¹, а в качестве вертикальной нагрузки принять в целях упрощения подсчетов статическую нагрузку колеса на рельс $P_{ст}$, то сила трения в каждой точке контакта будет равна $P_{ст} \mu$.

Для дальнейших расчетов удобнее пользоваться продольными (H_i) и поперечными (Q_i) составляющими сил трения. Они могут быть определены по формулам, вытекающим из условий подобия силовых и размерных треугольников на рис. 184, з (индекс i обозначает номер колесной пары);

$$H_i = P_{ст} \mu \frac{0,5l_k}{\sqrt{x_i^2 + 0,25l_k^2}}, \quad (199)$$

$$Q_i = P_{ст} \mu \frac{x_i}{\sqrt{x_i^2 + 0,25l_k^2}}. \quad (200)$$

Центробежная сила Π от массы самой тележки и части массы кузова, опирающегося на нее, при симметричном расположении шкворня относительно колесных пар

$$\Pi = \frac{Gv^2}{gR}, \quad (201)$$

¹ Обычно принимается $\mu = 0,25$, что подтверждено опытами ЦНИИ МПС 1947 г. В более пологих кривых ($R > 600$ мм) значение коэффициента трения, по-видимому, правильнее брать равным 0,2. Другие представления о величине сил трения при повороте экипажа рассмотрены в главе XX.

где G — суммарная статическая нагрузка на все колесные пары тележки, кгс;
 R — радиус кривой, м;
 v — скорость движения тепловоза, м/с.

Точка приложения силы Π в этом случае определяется положением равнодействующей всех статических нагрузок на рельсы от колесных пар тележки, т. е. совпадает с центром шкворня. В том случае, когда шкворень тележки сдвинут в продольном направлении относительно середины тележки, а сопротивление трения в скользунах, передающих вертикальную нагрузку от кузова на тележку, невелико, приходится учитывать отдельно центробежную силу тележки $\Pi_T = \frac{G_T}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$, приложенную в ее центре тяжести, и центробежную силу Π_K части кузова G_K , опирающейся на тележку $\Pi_K = \frac{G_K}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$, приложенную к шкворню.

Горизонтальная составляющая T веса тепловоза G , приходящегося на тележку, возникающая при укладке наружного рельса с превышением h ,

$$T = G \frac{h}{l_K}, \quad (202)$$

всегда приложена в точке, находящейся на равнодействующей статических нагрузок от колесных пар на рельсы. Величина наибольшего превышения наружного рельса установлена для железных дорог СССР в 150 мм.

Если на тележке имеются возвращающие устройства, в группу действующих сил включается возвращающая сила B или возвращающий момент M_B (либо оба эти силовые факторы), величина которых определяется исходя из размеров возвращающего устройства. Место их приложения зависит от расположения возвращающих устройств, а направление действия противоположно отклонениям и поворотам тележки. Так, например, для передней тележки возвращающий момент имеет знак «—», а для задней — знак «+». Если возвращающий аппарат размещен в той же плоскости, в которой нагрузка от кузова передается на тележку, то возвращающая сила B входит в состав центробежной силы Π , а самостоятельно не фигурирует.

Неизвестными усилиями, подлежащими определению, являются давления гребней направляющих колес, в данном случае левого колеса передней колесной пары и правого колеса задней колесной пары, на внутренние грани головок рельсов. Эти усилия Y_1 и Y_3 называются направляющими усилиями. На рис. 184, а показаны реакции со стороны головок рельсов на гребни колес, равные направляющим усилиям, но противоположного направления.

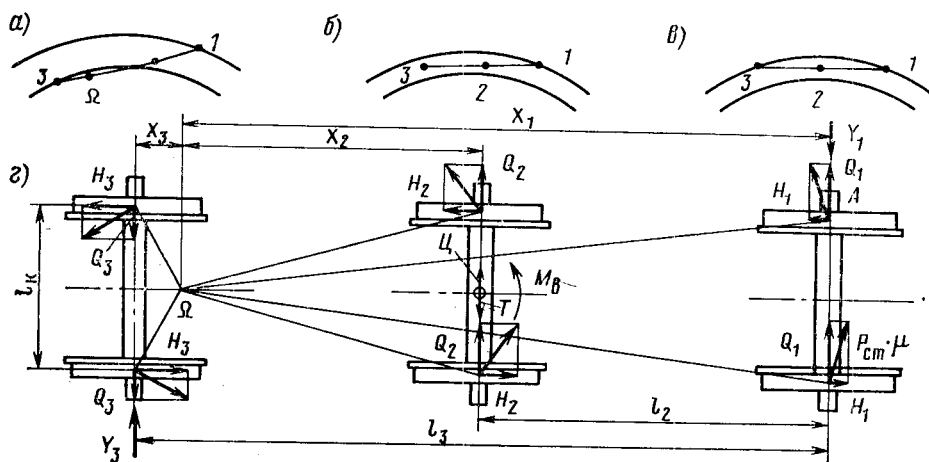


Рис. 184. Установка наибольшего перекоса (а); свободная установка (б); установка высоких скоростей (в); силы, действующие на тележку (г)

Изображенное на рис. 184, а положение тележки в рельсовой колее называется установкой наибольшего перекоса. Напишем уравнения равновесия сил, действующих на тележку, и их моментов, проектируя эти силы на направление продольной оси экипажа, на перпендикулярное к ней направление и выбирая в качестве полюса для уравнения моментов точку набегания левого колеса передней колесной пары на рельс А. Поскольку продольные составляющие сил трения H_i попарно равны и противоположно направлены, первое уравнение равновесия обращается в тождество $0 = 0$. Остальные уравнения имеют следующий вид:

$$-Y_1 + Y_3 + C - T + \Sigma Q = 0; \quad (203)$$

$$Y_3 l_3 + Cl_{\text{ц}} - Tl_{\text{ц}} \mp M_{\text{в}} + \Sigma M_{\text{тр}} = 0. \quad (204)$$

Здесь через ΣQ обозначена сумма проекций всех сил трения на поперечную ось экипажа, а через $\Sigma M_{\text{тр}}$ — суммарный момент сил трения относительно точки А. Для положения центра поворота Ω между 2-й и 3-й осями (см. рис. 184, з) будем иметь:

$$\Sigma Q = 2Q_1 + 2Q_2 - 2Q_3; \quad (205)$$

$$\Sigma M_{\text{тр}} = 2Q_2 l_2 - 2Q_3 l_3 - (H_1 + H_2 + H_3) l_{\text{к}}. \quad (206)$$

Помимо установки наибольшего перекоса, тележка часто занимает в рельсовой колее положение, называемое свободной установкой (рис. 184, б), когда задняя колесная пара не касается гребнями своих колес ни наружного, ни внутреннего рельсов. При большой скорости тележка может набегать гребнями бандажей крайних колес на наружный рельс; такое положение тележки называется установкой высоких скоростей. Уравнения равновесия для этих установок видоизменяются следующим образом:

для свободной установки:

$$-Y_1 + C - T + \Sigma Q = 0; \quad (207)$$

$$Cl_{\text{ц}} - Tl_{\text{ц}} \mp M_{\text{в}} + \Sigma M_{\text{тр}} = 0; \quad (208)$$

для установки высоких скоростей:

$$-Y_1 - Y_3 + C - T + \Sigma Q = 0; \quad (209)$$

$$-Y_3 l_3 + Cl_{\text{ц}} - Tl_{\text{ц}} \mp M_{\text{в}} + \Sigma M_{\text{тр}} = 0. \quad (210)$$

Заметим, что для симметричного экипажа значение ΣQ в уравнении (209) равно нулю, так как центр поворота Ω располагается в этом случае на середине хорды 1—3, изображающей тележку (рис. 184, в).

86. Случай, когда возвращающие силы и моменты имеют постоянное значение. Влияние поперечных разбегов осей

В тех часто распространенных случаях, когда $B = \text{const}$ и $M_{\text{в}} = \text{const}$, решение уравнений равновесия не представляет затруднений и выполняется в следующем порядке. Сначала рассматривается установка наибольшего перекоса. Полюсное расстояние x_1 определяется по формуле (198). Полагая $v = 0$ и $C = 0$, решаем уравнения (203) и (204) относительно Y_1 и Y_3 . Положительные значения этих усилий служат подтверждением правильности выбора исследуемой установки тележки. В этом случае можно определить скорость движения тепловоза, при которой тележка переходит из установки наибольшего перекоса в свободную установку; для этого приравняем $Y_3 = 0$ и решаем уравнения (203) и (204) относительно Y_1 и C , а по значению C определяем скорость v_1 , соответствующую смене установки.

Следующий этап — исследование свободной установки. В этом случае неизвестными, определяемыми из уравнений равновесия, будут направляющее усилие Y_1 и положение тележки в рельсовой колее, определяемое значением полюсного расстояния x_1 . Для удобства решения задачи предварительно необходимо построить графики зависимости суммарных сил трения ΣQ и суммарных моментов трения $\Sigma M_{тр}$ от величины полюсного расстояния x_1 . Для этого при различных значениях полюсного расстояния (обычно в пределах от $x_1 = l_2$ до $x_1 = l_3$) необходимо рассчитать по формулам (199) и (200) составляющие сил трения, а затем по формулам (205) и (206) определить ΣQ и $\Sigma M_{тр}$. Графики $\Sigma Q = f_1(x_1)$ и $\Sigma M_{тр} = f_2(x_1)$, построенные для тележки тепловоза 2ТЭ10Л, приведены на рис. 185.

Пользуясь подобными графиками, легко найти положение тележки в рельсовой колее для какого-либо значения скорости движения тепловоза v^* и соответствующего ему значения C , подставляя которое в уравнение (208), определим значение $\Sigma M_{тр}$, а затем по графику находим соответствующие значения полюсного расстояния x_1 и суммарной силы трения ΣQ . После этого из уравнения (207) определяется направляющее усилие Y_1 .

В качестве третьего этапа вписывания (в том случае, если при свободной установке не достигается значение конструкционной скорости тепловоза) исследуется установка высоких скоростей. В этом случае из уравнений (209) и (210) при соответствующих значению $x_1 = 0,5l_3$ величинах ΣQ и $\Sigma M_{тр}$ определяются направляющие усилия Y_1 и Y_3 . Значение скорости v_2 , при которой установка высоких скоростей становится возможной, легко находится из уравнения (210), если в нем положить $Y_3 = 0$ и, определив C , найти затем v_2 .

Изложенная методика, разумеется, применима и тогда, когда возвращающие устройства на тележках отсутствуют, т. е. когда $B = 0$ и $M_B = 0$. В этом случае расчеты упрощаются, так как обе тележки будут занимать одинаковое положение в рельсовой колее и значения направляющих усилий для каждой из них будут одними и теми же. Если же возвращающие устройства имеются, то, например, при $M_B = \text{const}$ различие в знаках этого момента при составлении уравнений равновесия для передней и задней тележек приводит к необходимости выполнить вписывание каждой тележки в отдельности. Значения направляющих усилий передней колесной пары при одной и той же скорости движения оказываются в связи с этим различными, причем при движении вперед Y_1 оказывается больше, чем Y_4 , т. е. применение возвращающего устройства увеличивает воздействие передней колесной пары передней тележки по сравнению с воздействием аналогичной колесной пары задней тележки.

Рассмотрим в заключение вопрос о том, как учитывать при динамическом вписывании влияние поперечных разбегов колесных пар относительно рамы тележки. Чтобы определить положение центра поворота, разбеги крайних осей тележки учитываются так, как изложено в п. 84. При составлении уравнений равновесия необходимо помнить о том, что поперечные составляющие сил трения Q_i учитываются лишь в том случае, когда поперечный разбег соответствующей колесной пары исчерпан и ее силы трения передаются на раму тележки. Так, например, если задняя колесная пара тележки, набегающая при

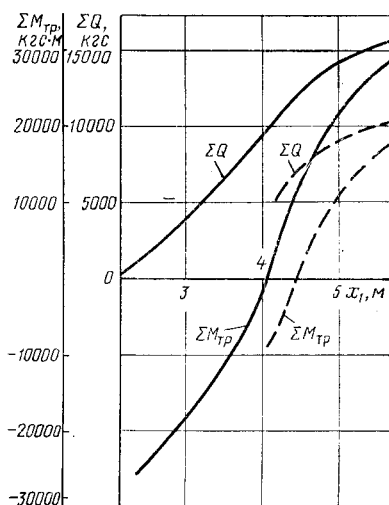


Рис. 185. Вспомогательный график суммарных сил и моментов трения для тележки тепловоза 2ТЭ10Л. Пунктир — для случая, когда 2-я колесная пара передает силы трения на наружный рельс

* Разумеется, значение v должно быть взято большим, чем значение v_1 , соответствующее смене установок.

установке наибольшего перекоса на внутренний рельс, имеет свободный поперечный разбег σ_3 , то скорость v_1 , при которой произойдет переход тележки к свободной установке, будет определяться уже не условием $Y_3 = 0$ (как это было изложено выше), а условием $Y_3 = 2Q_3$. С этого момента при составлении уравнений (207) и (208) для свободной установки тележки силы трения $2Q_3$ не включаются в состав слагаемых ΣQ и $\Sigma M_{тр}$ вплоть до того, когда рама тележки сместится в сторону наружного рельса на величину двойного разбега, т. е. на $2\sigma_3$.

Особое значение имеет в свете сказанного свободный поперечный разбег σ_2 второй колесной пары трехосной тележки. При достаточно большой величине этого разбега поперечные силы трения $2Q_2$, увлекающие вторую колесную пару к наружному рельсу, будут восприниматься непосредственно этим рельсом, что приведет к существенному уменьшению направляющего усилия Y_1 . Очевидно, для этого необходимо, чтобы свободный разбег σ_2 был больше, чем расстояние от точки 2, лежащей на продольной оси рамы тележки, до условной линии, изображающей наружный рельс (см. рис. 184, а). Это расстояние u_2 будет равно

$$u_2 = \frac{a^2}{2R} + \frac{\Delta + \delta}{2}, \quad (211)$$

где a — расстояние между осями колесных пар;

$\Delta + \delta$ — суммарный зазор в рельсовой колее с учетом уширения.

Если радиус кривой R будет больше 350 м, то уширение не делается, и тогда, принимая расстояние между соседними колесными парами a равным примерно 2 м, получим

$$u_2 = \frac{2^2}{2 \cdot 350} + \frac{0,014}{2} = 0,013 \text{ м.}$$

Возможный износ гребней будет увеличивать размер u_2 , однако это компенсируется отжатием рельса под действием бокового давления при набегании передней колесной пары. Поэтому в технических требованиях к вновь проектируемым локомотивам указано, что средние оси трехосных тележек должны иметь свободное перемещение (разбег) не менее 15 мм на сторону. Следует иметь в виду, что наличие упругих упоров в буксах или применение поводковых букс позволяет несколько уменьшить свободный разбег средней оси. Серийные тепловозы 2ТЭ116, ТЭП60 и 2ТЭ10Л имеют величину свободного разбега средней колесной пары ± 14 мм.

Уменьшение направляющего усилия Y_1 за счет передачи сил трения средней оси $2Q_2$ непосредственно на рельс приведет к уменьшению напряжений в рельсе и позволит повысить допускаемую скорость движения в кривой.

87. Случай, когда возвращающие силы и моменты переменны по величине

В ряде случаев возвращающие устройства тележек выполнены так (с применением горизонтальных пружин, резиновых опор, люлечных подвесок и т. п.), что возвращающая сила B и возвращающий момент M имеют тем большие значения, чем больше поперечное отклонение или соответственно угол поворота тележки. Если вертикальные нагрузки от кузова на тележки передаются в тех же плоскостях, в которых размещены и возвращающие устройства, то значения возвращающих сил для обеих тележек будут одинаковы и равны

$$B_{II} = B_3 = C_K = \frac{G_K v^2}{gR}.$$

Рассмотрим случай свободных установок обеих тележек. При равенстве возвращающих сил и отсутствии возвращающих моментов ($M_B = 0$) тележки будут одинаково расположены относительно рельсовой колее, полюсные рас-

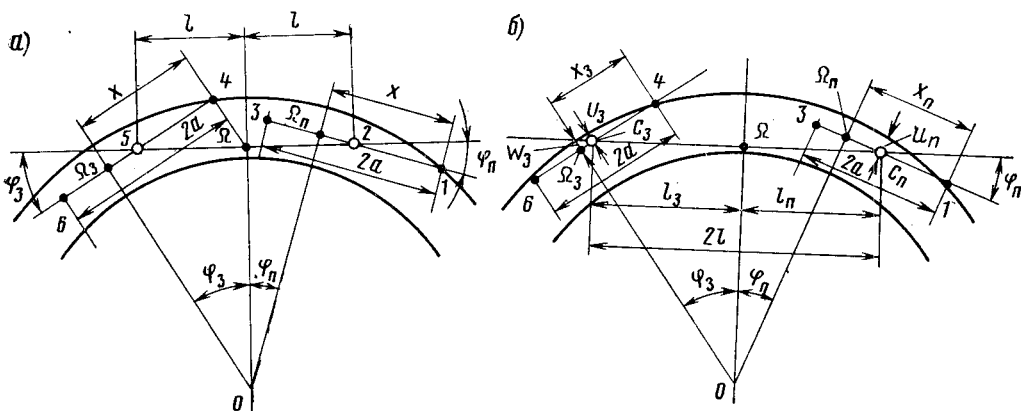


Рис. 186. Расположение тележек в кривой при отсутствии возвращающих моментов (а); расположение тележек при возвращающих моментах, пропорциональных углам поворота (б)

стояния их будут одинаковы $x_{\text{п}} = x_{\text{з}} = x$, но углы поворота тележек относительно главной рамы будут различны, как это показано на рис. 186, а. В этом случае центр поворота кузова будет лежать на поперечной оси симметрии.

Определим значения углов поворота передней ($\varphi_{\text{п}}$) и задней ($\varphi_{\text{з}}$) тележек относительно главной рамы. Из схемы, изображенной на рис. 186, а, следует, что

$$\left. \begin{aligned} \text{и} \quad \left. \begin{aligned} \text{tg } \varphi_{\text{п}} &\approx \varphi_{\text{п}} \approx \frac{l+a-x}{R} \\ \text{tg } \varphi_{\text{з}} &\approx \varphi_{\text{з}} \approx \frac{l-a+x}{R} \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (212)$$

Необходимо помнить, что передняя тележка поворачивается по часовой стрелке, а задняя — против часовой.

Рассмотрим теперь более сложный случай, когда при повороте тележки относительно главной рамы возникает возвращающий момент, пропорциональный углу поворота, с коэффициентом пропорциональности c , кгс·м/рад. Тогда на главную раму будут действовать моменты

$$M_{\text{гп}} = M_0 + c\varphi_{\text{п}} = M_0 + \frac{c}{R} (l+a-x); \quad (213)$$

$$M_{\text{вз}} = M_0 + c\varphi_{\text{з}} = M_0 + \frac{c}{R} (l-a+x), \quad (214)$$

где M_0 — постоянная составляющая возвращающего момента.

При этом $M_{\text{вз}} > M_{\text{вп}}$. Это приведет к воздействию на шкворни тележек (действительные или воображаемые) дополнительных нагрузок ΔIII , причем нагрузка на переднюю тележку будет направлена наружу кривой, а на заднюю тележку — внутрь кривой. Значение ΔIII определится из выражения

$$\Delta III = \frac{M_{\text{вз}} - M_{\text{вп}}}{2l} = \frac{c}{Rl} (x-a), \quad (215)$$

где $2l$ — расстояние между шкворнями тележек.

Уравнения равновесия получают теперь следующий вид для передней тележки:

$$-Y_1 + U_{\text{п}} - T + \Delta III + \sum Q = 0; \quad (216)$$

$$U_{\text{п}} l_{\text{ц}} - T l_{\text{ц}} - M_{\text{вп}} + \Delta III l_{\text{ц}} + \sum M_{\text{тр}} = 0 \quad (217)$$

и для задней тележки

$$-Y_4 + C_3 - T - \Delta H + \sum Q = 0; \quad (218)$$

$$C_3 l_{\text{ц}} - T l_{\text{ц}} + M_{\text{вз}} - \Delta H l_{\text{ц}} + \sum M_{\text{тр}} = 0. \quad (219)$$

В этом случае задачу приходится решать методом последовательных приближений.

Задаемся несколькими значениями $x = x_{\text{п}} = x_3$, подходящими для свободной установки тележек. По графику типа, изображенного на рис. 185, находим значения $\sum M_{\text{тр}}$ и $\sum Q$. Пользуясь выражениями (213) и (214), находим $M_{\text{вп}}$ и $M_{\text{вз}}$, а из выражения (215) определяем ΔH . Затем, решая каждую пару уравнений (216) и (217), (218) и (219), находим значения Y_1 и $C_{\text{п}}$ и соответственно Y_4 и C_3 . По значениям центробежных сил $C_{\text{п}}$ и C_3 определяем значения скоростей движения $v_{\text{п}}$ и v_3 , соответствующие свободным установкам каждой из тележек при принятых значениях полюсного расстояния. Эти скорости будут неодинаковыми, причем $v_3 < v_{\text{п}}$. Полученные результаты позволяют построить графики $x_{\text{п}}(v)$, $x_3(v)$, $Y_1(v)$ и $Y_4(v)$, из которых для любого значения v можно определить в первом приближении значения $x_{\text{п}}$, x_3 , Y_1 и Y_4 .

Для того чтобы перейти ко второму приближению, необходимо уточнить значения углов поворота тележек относительно главной рамы. При различных значениях $x_{\text{п}}$ и x_3 (обычно, при одной и той же скорости, $x_{\text{п}} > x_3$) центр поворота главной рамы уже не будет делить пополам расстояние между серединами тележек $C_{\text{п}}$ и C_3 . Обозначая расстояния от центра поворота передней тележки $\Omega_{\text{п}}$ и от ее средней точки (или шкворня) $C_{\text{п}}$ до наружного рельса через $w_{\text{п}}$ и $u_{\text{п}}$, а для задней тележки соответственно через w_3 и u_3 , получим (рис. 186, б):

$$w_{\text{п}} = \frac{x_{\text{п}}^2}{2R}; \quad u_{\text{п}} = w_{\text{п}} - \frac{(x_{\text{п}} - a)^2}{2R} = \frac{2x_{\text{п}}a - a^2}{2R};$$

$$w_3 = \frac{x_3^2}{2R}; \quad u_3 = \frac{2x_3a - a^2}{2R}.$$

Тогда по формуле (198) найдем:

$$l_{\text{п}} = l + \frac{R}{2l} (u_3 - u_{\text{п}}) = l - \frac{a}{2l} (x_{\text{п}} - x_3); \quad (220)$$

$$l_3 = 2l - l_{\text{п}} = l + \frac{a}{2l} (x_{\text{п}} - x_3). \quad (221)$$

Теперь можно уточнить значения углов поворота тележек и значения возвращающих моментов:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{\text{п}} &\approx \frac{l_{\text{п}} + a - x_{\text{п}}}{R}; \\ \varphi_3 &\approx \frac{l_3 - a + x_3}{R}. \end{aligned} \right\} \quad (212a)$$

$$M_{\text{вп}} = M_0 + \frac{c}{R} (l_{\text{п}} + a - x_{\text{п}}); \quad (213a)$$

$$M_{\text{вз}} = M_0 + \frac{c}{R} (l_3 - a + x_3). \quad (214a)$$

Из выражения (215) получим уточненное значение дополнительных нагрузок на шкворни ΔH . Решая вторично системы уравнений (216) и (217), (218) и (219) при уточненных значениях $M_{\text{вп}}$, $M_{\text{вз}}$ и ΔH , получим новые, уточненные значения Y_1 , $v_{\text{п}}$, Y_4 и v_3 для значений $x_{\text{п}}$ и x_3 , взятых из первоначального решения, после чего можно вновь построить графики значений $Y_1(v)$, $Y_4(v)$, $x_{\text{п}}(v)$ и $x_3(v)$, представляющие собой результаты второго

приближения. Практика показывает, что третьего приближения не требуется. При исследовании установок наибольшего перекаса и установок высоких скоростей расчеты упрощаются, так как необходимость во втором приближении отпадает. В этих случаях изложенное выше первое приближение является в то же время и окончательным решением, так как полюсные расстояния обеих тележек в каждом случае одинаковы: $x_{II} = x_3 = x$.

Изложенная методика может быть применена, например, при вписывании тележек типа Альстом (тепловоз ТЭП60). В тележках такого типа различные отклонения каждой из двух центральных опор y_1 и y_2 вызывают появление двух различных по величине возвращающих сил B_1 и B_2 . Тогда система этих двух сил может быть заменена одной возвращающей силой $B = B_1 + B_2$ и возвращающим моментом $M_B = \frac{B_1 - B_2}{2} d$, где d — расстояние между двумя центральными опорами тележки. Так как возвращающие силы пропорциональны отклонениям опор y_1 и y_2 , то возвращающий момент будет пропорционален величине $\frac{y_1 - y_2}{d}$, т. е. углу поворота тележки относительно главной рамы.

88. Направляющие усилия, равные давления и боковые давления. Деформации рельсов. Влияние упругих упоров в буксах

Действующие на колесную пару силы в кривой показаны на рис. 187, а. От гребня набегающего на рельс колеса на головку рельса в точке А действует направляющее усилие Y (на рис. 187, а показана равная ему, но действующая на гребень реакция со стороны головки рельса). В точках В и В', в которых на рельс передаются вертикальные нагрузки, к бандажам приложены поперечные составляющие сил трения Q_B и $Q_{B'}$, величины которых пропорциональны вертикальным нагрузкам от колес на рельсы P_B и $P_{B'}$. Направления сил трения противоположны направлению усилия Y в том случае, когда угол набегания колеса на рельс положителен, т. е. таков, что гребень бандажа в своем движении стремится пересечь головку рельса. Если же гребень в своем движении стремится уйти внутрь колена, то силы трения Q_B и $Q_{B'}$ будут действовать в ту же сторону, что и направляющее усилие Y .

К торцу оси колесной пары через упорную шайбу, укрепленную в крышке буксы, приложено усилие Y_p , представляющее собой результат действия группы горизонтальных сил через раму тележки на направляющую колесную пару, в связи с чем оно называется рамным давлением. Очевидно,

$$Y = Y_p \pm Q_B \pm Q_{B'} = Y_p \pm 2Q. \quad (222)$$

Знак «+» употребляется при положительном знаке угла набегания, знак «—» — при отрицательном.

Направляющее усилие Y — одна из причин бокового износа головок рельсов и гребней бандажей. Что же касается сдвига рельса и его опрокидывания наружу колена, то они происходят под действием алгебраической суммы сил Y и Q_B , обозначаемой Y' и называемой боковым давлением колеса на рельс. Таким образом,

$$Y' = Y \mp Q_B = Y_p \pm Q_B. \quad (223)$$

Здесь верхние знаки относятся к случаю положительного набегания гребня, нижние — к отрицательному набеганию.

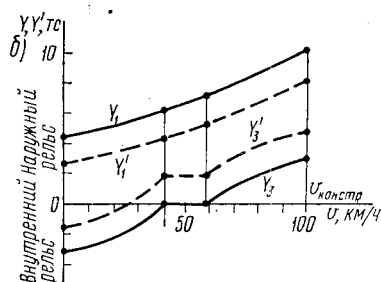
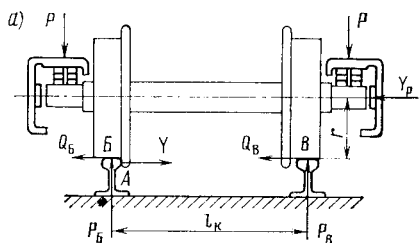


Рис. 187. Усилия, действующие на колесную пару (а); динамический паспорт для горизонтальной плоскости (б)

При подсчете величины поперечной составляющей силы трения Q_B набегающего колеса целесообразно учесть то обстоятельство, что нагрузки на оба колеса рассматриваемой колесной пары будут неодинаковы. Вертикальная нагрузка на набегающие колеса будет равна

$$P_B = P_{ст} \pm \frac{(C - T)h}{l_n n} + \frac{Y_p r}{l_n}. \quad (224)$$

Она складывается из статической нагрузки $P_{ст}$, из дополнительной нагрузки от действия центробежной силы C и составляющей силы тяжести T , приложенных в центре тяжести тепловоза на высоте h над уровнем головок рельсов (n — общее число колесных пар, знак «+» — для наружного рельса; «—» — для внутреннего) и из дополнительной нагрузки от действия рамного давления Y_p на торец оси. Нагрузка на соседнее колесо будет равна

$$P_B = 2P_{ст} - P_B.$$

Теперь уточненное значение Q_B может быть подсчитано по формуле (200) в которую вместо $P_{ст}$ необходимо подставить P_B .

Графики изменения направляющих усилий и боковых давлений в функции скорости движения иногда называются горизонтальным динамическим паспортом тепловоза. Образец такого графика приведен на рис. 187, б.

По значениям боковых давлений Y' могут быть вычислены деформации $\bar{y}$ (боковые отжатия головок) рельсов в горизонтальной плоскости. Для этой цели пригодна эмпирическая формула, предложенная проф. К. П. Королевым [45]:

$$\bar{y} = \left(\alpha Y' + \frac{Y' - P_{ст} \mu_n}{\beta} \right) \kappa_{гд}. \quad (225)$$

В этой формуле μ_n — коэффициент трения между подкладкой и шпалой, принимаемый равным 0,15. Коэффициенты α и β зависят от типа рельсов, для рельсов Р50 $\alpha = 0,0001$; $\beta = 1200$.

При определении боковых отжатий головок рельсов можно также воспользоваться обычной зависимостью $\bar{y} = \frac{Y'}{j_{рг}}$, где $j_{рг}$ — поперечная жесткость рельса, значение которой для рельсов Р50 на деревянных шпалах может быть принято равным 1500 кгс/мм [46].

Следует иметь в виду, что в изложенной выше методике динамического вписывания рассматривалось движение локомотива по идеальной круговой кривой. В действительности рельсовые нити уложены на кривом участке пути с неизбежными отступлениями от дуги круга, которые могут быть рассматриваемы, как неровности в плане. Такие неровности приводят к возникновению горизонтальных динамических нагрузок, увеличивающих значения направляющих усилий, боковых давлений и боковых отжатий рельсов в кривой. Увеличивающим множителем и является введенный в формулу (225) коэффициент горизонтальной динамичности $\kappa_{гд}$. Значения $\kappa_{гд}$ могут быть, по данным К. П. Королева, определены следующим образом:

для одноосной бегунковой тележки $\kappa_{гд} = 1 + 0,01v$;

для передней (направляющей) оси тележки при отсутствии поперечной упругости $\kappa_{гд} = 1 + 0,006 v$;

при наличии поперечной упругости (упругие упоры или поводки с жесткостью от 500 до 1000 кгс/мм) $\kappa_{гд} = 1 + 0,002 v$;

для последующих (ненаправляющих) осей $\kappa_{гд} = 1$. Здесь v — скорость, км/ч.

Обращает на себя внимание то обстоятельство, что применение упругих упоров в буксах (их роль играют также и поводки в поводковых буксах) уменьшает, как и следовало ожидать, значения коэффициента горизонтальной динамичности. Опыты, проведенные ВНИТИ с тепловозами в кривых, показали,

что применение упругих упоров на 25—30% уменьшает боковые отжатия рельсов при большой скорости движения; поэтому на тепловозах ТЭЗ и 2ТЭ10Л применены упругие упоры с предварительной затяжкой в 1600 кгс и жесткостью поперечного перемещения в 400 кгс/мм.

Вычисление упругих отжатий y по формуле (225) позволяет уточнить положение центра поворота тележки в кривой при установках наибольшего перекаса и высоких скоростей. Найденные отжатия алгебраически суммируются со смещениями σ колесных пар относительно наружного рельса и с деформациями упругих упоров s , после чего по формуле (198) вычисляется уточненное значение полюсного расстояния x_1 . Если оно разнится от прежде вычисленного не более, чем на 100 мм, то необходимость в пересчете усилий отпадает. Поэтому при расчетах целесообразно заранее примерно оценить величины деформаций упругих упоров и отжатия рельсов.

Необходимо отметить, что могут встретиться случаи, когда деформация упругого упора направляющей колесной пары вместе с отжатием рельса может привести к набеганию на наружный рельс следующей колесной пары, если ее поперечный разбег в раме тележки невелик. Тогда распределение направляющих усилий и боковых давлений между этими двумя колесными парами будет зависеть от деформаций в горизонтальном направлении и проще всего определяется методом последовательных приближений. Для ускорения расчетов можно воспользоваться заранее подготовленными вспомогательными графиками [46].

Для иллюстрации изложенной методики проведем динамическое вписывание тепловоза 2ТЭ10Л в кривую радиусом $R = 600$ м при превышении наружного рельса 70 мм. Экипаж симметричный, база тележки 4200 мм, статическая нагрузка от колеса на рельс 10 750 кгс. Свободные поперечные разбеги колесных пар относительно рамы тележки

$$\sigma_1 = \sigma_3 = \pm 1,5 \text{ мм}; \sigma_2 = \pm 14 \text{ мм}.$$

Крайние колесные пары имеют упругие упоры в буксах с предварительной затяжкой усилием 1600 кгс и жесткостью пружин 400 кгс/мм. Возвращающий момент $M_{\text{в}}$, создаваемый роликовым возвращающим устройством с углом наклона опорных плоскостей в 2° и с отклонением оси ролика от радиуса, проведенного через центр шкворня на 5° , составляет 3170 кгс. м, из них на долю момента трения приходится 1435 кгс. м. Рельсы типа Р50 на деревянных шпалах; поперечная жесткость рельсовой нити составляет $\mathcal{K}_{\text{рп}} = 1500$ кгс/мм. При радиусе кривой $R = 600$ м, уширение колеи не производится, т. е. зазор между головками рельсов и гребнями бандажей будет таким же, как и в прямой, $\Delta = 14$ мм.

Определим положение рамы передней тележки при установке наибольшего перекаса, когда первая колесная пара набегает на наружный рельс, а третья колесная пара — на внутренний рельс. Ось рамы тележки отклоняется относительно первой колесной пары наружу на $\sigma_1 = 1,5$ мм, а относительно третьей колесной пары внутрь то же на 1,5 мм, т. е.

$u_1 = -1,5$ мм и $u_3 = 15,5$ мм. Тогда полюсное расстояние будет равно (198)

$$x_1 = \frac{4,2}{2} + \frac{600}{4,2} (0,0155 + 0,0015) = 4,54 \text{ м}.$$

Расстояние от оси тележки над второй колесной парой до наружного рельса u_2 будет равно (211)

$$u_2 = \frac{2,1^2}{2 \cdot 600} + \frac{0,014}{2} = 0,0106 \text{ м} < 0,014 \text{ м}.$$

таким образом, вторая колесная пара, по-видимому, исчерпает свой разбег и будет набегать на наружный рельс, в связи с чем поперечные составляющие

сил трения ее колес $2Q_2$ в уравнение равновесия входить не будут. Центробежная сила, действующая на тележку, будет равна

$$Ц = \frac{64 \cdot 500 v^2}{9,81 \cdot 600 \cdot 3,6^2} = 0,843 \text{ в}^2.$$

Составляющая сила тяжести за счет превышения наружного рельса равна

$$T = \frac{64 \cdot 500 \cdot 0,07}{1,58} = 2855 \text{ кгс.}$$

Истинное значение полюсного расстояния x_1 при учете деформаций рельсов и упругих упоров будет больше вычисленного выше. Легко подсчитать, что если сумма упругих деформаций рельсов под давлением реборд бандажей 1-й и 3-й колесных пар и деформаций упругих упоров в буксах осей этих колесных пар будет равна 10 мм, то полюсное расстояние увеличится на $\frac{600}{4,2} \times 0,01 = 1,427$ м. Поэтому при исследовании установки наибольшего перекаса необходимо задаться значением x_1 порядка 5,5—5,6 м. При таком значении x_1 направляющее усилие Y_3 получится со знаком минус, что будет означать невозможность существования установки наибольшего перекаса в кривой радиусом $R = 600$ м. Обратимся к случаю свободной установки. Здесь процесс расчета упрощается, поскольку деформация упругого упора и наружного рельса под действием поперечных сил первой колесной пары вызовет лишь параллельное самой себе смещение оси рамы тележки наружу кривой. Таким образом, для расчета можно воспользоваться изложенной выше методикой. Зададимся значением скорости движения $v = 40$ км/ч. Тогда

$$Ц = 0,843 \cdot 40^2 = 1350 \text{ кгс.}$$

Определяем значение суммарного момента сил трения (за вычетом поперечных составляющих сил трения 2-й колесной пары $2Q_2$), полагая $Y_3 = 0$:

$$\Sigma M_{\text{тр}} = 2,1Ц + 2,1T + M_{\text{в}} = -2840 + 6000 + 3170 \cong 6330 \text{ кгс. м.}$$

По графику (рис. 185) находим, что этому значению $\Sigma M_{\text{тр}}$ соответствует $x_1 = 4,71$ м и $\Sigma Q = 8100$ кгс. Тогда $Y_1 = -2855 + 8100 + 1350 = 6595$ кгс. Находим боковое давление $Y'_1 = Y_1 - Q_1 = 6595 - 2640 = 3955$ кгс и рамное давление $Y_{1\text{р}} = Y_1 - Q_1 = 1315$ кгс (перераспределение нагрузок между правыми и левыми колесами для упрощения расчета не учитывается). Теперь можно найти отжатие наружного рельса $\bar{y}_1 = \frac{3955}{1500} = 2,6$ мм.

Упругий упор не деформируется, $s_1 = 0$, так как рамное давление $Y_{1\text{р}}$ меньше усилия предварительной затяжки. Таким образом, $u_1 = -\sigma_1 - \bar{y}_1 = -1,5 - 2,6 = -4,1$ мм. Выясним положение третьей колесной пары в рельсовой колее, определяя величину u_3 из формулы

$$u_3 = \frac{L}{R} \left(x_1 - \frac{L}{2} \right) + u_1 = \frac{600}{4,2} (4,71 - 2,1) - 0,0041 = 0,0176 - 0,0041 = 0,0135 \text{ м.}$$

Это значение u_3 меньше зазора $\Delta = 0,014$ м: таким образом, установка тележки является свободной¹. Вторая колесная пара, как было отмечено выше, не использует свой свободный разбег, в связи с чем силы трения $2Q_2$ будут передаваться от гребня этой колесной пары на наружный рельс.

Аналогичным образом можно определить положение тележки при более высокой скорости движения. Приведем лишь итоговые данные этих расчетов

$$v = 60 \text{ км/ч; } Ц = 3170 \text{ кгс; } \Sigma M_{\text{тр}} = 2520 \text{ кгс/м;}$$

$$x = 4,51 \text{ м; } \Sigma Q = 7300 \text{ кгс; } Y_1 = 7625 \text{ кгс;}$$

$$\bar{y}_1 = 3,3 \text{ мм; } s_1 = 1,8 \text{ мм; } u_1 = -6,6 \text{ мм;}$$

¹ Полный зазор между гребнем 3-й колесной пары и внутренним рельсом будет равен $\Delta + u_1 + s_3 + y_3 - u_3 = 14 + 1,5 + 3 + 1 - 13,5 = 6$ мм.

$u_3 = 10,3$ мм; 3-я колесная пара, кроме того, сдвинута наружу относительно оси тележки на величину $\sigma_3 + s_3 = 1,5 + 1,3 = 2,8$ мм.

$$v = 80 \text{ км/ч}; C = 5400 \text{ кгс}; \Sigma M_{\text{тр}} = 2180 \text{ кгс}\cdot\text{м}$$

$$x_1 = 4,32 \text{ м}, \Sigma Q = 6\cdot 50 \text{ кгс}; Y_1 = 8795 \text{ кгс};$$

$$\bar{y}_1 = 4,1 \text{ мм}; s_1 = 4,8 \text{ мм}; u_1 = 10,4 \text{ мм};$$

$u_3 = 5,1$ мм; 3-я колесная пара, кроме того, сдвинута наружу на величину свободного разбега, т. е. на $\sigma_3 = 1,5$ мм.

$$v = 100 \text{ км/ч}; C = 8430 \text{ кгс}; \Sigma M_{\text{тр}} = -8530 \text{ кгс}\cdot\text{м};$$

$$x_1 = 4,15 \text{ м}; \Sigma Q = 4900 \text{ кгс}; Y_1 = 10\,575 \text{ кгс};$$

$$\bar{y}_1 = 5,3 \text{ мм}; s_1 = 9,3 \text{ мм}; u_1 = -16,1 \text{ мм};$$

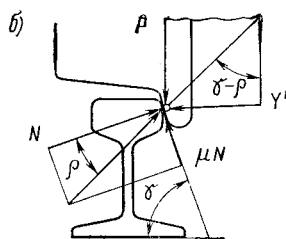
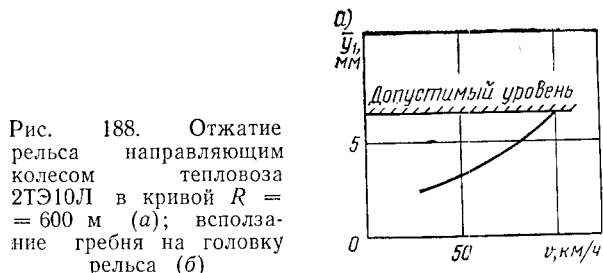
$u_3 = 0,3$ мм; кроме этого, 3-я колесная пара сдвинута внутрь на величину свободного разбега, т. е. на $\sigma_3 = 1,5$ мм, поскольку силы $2Q_3$ направлены внутрь кривой (при расположении центра поворота между 2-й и 3-й осями).

Вписывание задней тележки аналогично. Заметим, что направляющие усилия для передней тележки при прочих равных условиях (т. е. в той же кривой и при той же скорости движения) оказываются большими, чем для задней тележки. Это объясняется различием в знаке возвращающего момента. При движении в обратном направлении картина, естественно, меняется.

Следует, однако, иметь в виду, что та часть возвращающего момента, которая создается силами трения, приводит к увеличению горизонтальных динамических нагрузок главным образом во время движения локомотива по переходной кривой. При движении по круговой кривой момент сил трения действует как возвращающий момент при проходе колес по горизонтальным неровностям пути или при изменении величины горизонтальной жесткости пути (например, на стыках). Момент сил трения не должен в то же время быть слишком большим (не более 7% от момента трения колес по рельсам при $x_1 = 0,5L$) во избежание остаточного перекоса тележки относительно оси пути [47] после выхода из кривой.

Полученные параметры представляют собой результаты динамического вписывания в идеальную (т. е. без горизонтальных неровностей) круговую кривую. Для учета качества и состояния пути в реальных условиях полученные значения упругих отжатий рельсовой нити $\bar{y}$ надо умножить на коэффициенты горизонтальной динамичности, величины которых могут быть определены по приведенным выше формулам проф. К. П. Королева. На рис. 188, а приведен график значений упругих отжатий наружного рельса под передним колесом тепловоза 2ТЭ10Л, на котором также нанесено допустимое значение отжатия $\bar{y} = 6,5$ мм (см. п. 89). Как видно, тепловоз может следовать по данной кривой без ограничения скорости.

Отметим, что при расчетах вписывания рассматривалось движение локомотива с постоянной скоростью по кривой постоянного радиуса. При переходе локомотива с прямого на кривой участок пути боковые давления колес на рельсы будут несколько больше (при той же скорости) за счет того, что локомотив получает некоторое угловое ускорение. Если бы сопряжение прямолинейного участка пути с круговой кривой производилось без переходной кривой, то боковые давления возросли бы примерно в 1,5—2 раза.



89. Безопасность движения по кривым участкам пути. Допустимые скорости движения в кривых

Как было показано выше, при движении по кривым возникают значительные боковые давления набегающих колес на рельсы. Эта дополнительная нагрузка на рельсы тем больше, чем меньше радиус кривой, и часто приводит к необходимости ограничения скорости в кривых по условиям безопасности движения. Рассмотрим обоснования таких ограничений.

Зачительная горизонтальная нагрузка может привести к сходу колеса с рельса вследствие всползания и перехода гребня набегающего колеса через головку рельса. Такое всползание облегчается тем, что точка контакта гребня с боковой гранью головки рельса при положительном значении угла набега-ния находится впереди точки контакта поверхности катания, в которой на рельс передается вертикальная нагрузка. Киносъемка движения бандажей по рельсам показала, что небольшие подъемы колеса над головкой рельса в течение малых промежутков времени могут иметь место при движении как по кривым участкам пути, так и по прямым. Исследования этого вопроса показали, что основным условием, обеспечивающим безопасность движения в этом случае, является условие возможности соскальзывания гребня вниз. К элементарному объему металла гребня, соприкасающемуся с головкой рельса (рис. 188, б), приложены действующие силы, в том числе и сила μN , препятствующая соскальзыванию гребня вниз. Очевидно, безопасность будет обеспечена, если

$$\frac{Y'}{P} < \operatorname{tg}(\gamma - \rho),$$

где γ — угол наклона грани гребня к горизонтали, а ρ — угол трения. Для неизношенного гребня угол $\gamma = 70^\circ$. При значении коэффициента трения гребня о головку $\mu = 0,25$ угол трения будет равен $\rho = \operatorname{arctg} 0,25 = 14^\circ$. Это соответствует отношению $\frac{Y'}{P} < 1,48$. С учетом необходимого запаса надежности обычно принимается условие $\frac{Y'}{P_{\text{ст}}} \gg 0,8$.

На практике более неприятным, с точки зрения безопасности движения, явлением оказывается боковое отжатие рельса $\bar{y}$ под действием бокового давления Y' , вычисляемое по формуле (225). При больших значениях отжатие перестает быть упругим, появляются остаточные боковые сдвиги рельса. При накоплении таких остаточных деформаций ширина колеи может увеличиться до размеров, не обеспечивающих безопасности движения. Наибольшие значения расчетных боковых отжатий для новых локомотивов не должны превосходить 6,5 мм при рельсах типа Р50 и 7,5 мм — при рельсах типа Р43*.

В практике часто применяется еще один способ определения наибольшей допускаемой скорости движения по кривой. Он основан на нормировании величины так называемого непогашенного ускорения $\omega_{\text{неп}}$ в кривой, т. е. радиального (нормального) ускорения, приложенного к грузу или пассажиру за счет действия разности центробежной силы C и составляющей силы тяжести T (вследствие превышения наружного рельса). Пользуясь формулами (201) и (202), получим

$$\omega_{\text{неп}} = \frac{C - T}{\frac{G}{g}} = \frac{v^2}{R} - \frac{h}{l_{\text{к}}} g,$$

откуда

$$v = 3,6 \sqrt{\left(\omega_{\text{неп}} + \frac{h}{l_{\text{к}}} g \right) R}. \quad (226)$$

* Иногда для определения надежности против недопустимых отжатий рельса пользуются более простым соотношением $\frac{Y_{\text{п}}}{P_{\text{ст}}} \leq 0,4$.

Допускаемое значение непогашенного ускорения $\omega_{\text{неп}}$, терпимое исходя из ощущений человека или сохранности груза, принимается у нас, как и на большинстве зарубежных железных дорог, равным $0,7 \text{ м/с}^2$. Тогда для наибольшего превышения наружного рельса $h = 150 \text{ мм}$ получим

$$v = 3,6 \sqrt{\left(0,7 + \frac{150}{1580} \cdot 9,81\right) R} = 4,6 \sqrt{R}.$$

Приведенный способ определения допускаемой скорости движения по кривой применим, разумеется, только тогда, когда рельсы обладают достаточной прочностью. Поэтому наиболее правильно устанавливать эту скорость исходя из допустимой величины напряжений в рельсах при совместном действии на них горизонтальных и вертикальных сил, как это изложено в главе XXI.

90. Износ гребней и внутренних граней головок рельсов в кривых

Значительные давления гребней на боковые грани головок рельсов в кривых вызывают в эксплуатации явления износа. Интенсивность износа зависит от ряда факторов и прежде всего от радиуса кривой, густоты движения, расположения кривой на подъеме или уклоне, скорости движения и т. п. Существенно влияет на износ также и конструкция ходовых частей локомотива. Общеизвестно, что износ головок рельсов при электрической и тепловозной тяге выше, чем при паровой. Наблюдения, проведенные ЦНИИ МПС в 1957 — 1959 гг., показали, что при прочих равных условиях боковой износ головок рельсов при тепловозной тяге примерно в три раза больше, чем при паровой. При этом в кривых, проходимых в тяговом режиме, на долю тепловоза приходится около 70% износа, а на долю вагонов — остальные 30%. Если же кривая расположена на таком элементе профиля, где применяется торможение составов, то это процентное соотношение меняется на прямо противоположное. Иначе говоря, интенсивный боковой износ рельсов в кривых имеет место в основном при набегающих колес, передающих тяговое или воспринимающих тормозное усилие. Чем большее число колес локомотивного экипажа набегают на наружный рельс в кривой, тем больше будет и боковой износ головок. Поэтому тепловозы с их тележечными движущими экипажами более интенсивно изнашивают рельсы в кривых, чем паровозы. Двухсекционный тепловоз ТЭ2 набегают на наружный рельс четырьмя колесами передних колесных пар каждой из тележек, тогда как равный ему по мощности паровоз серии ЭР набегают только одним колесом передней сцепной оси.

При оценке бокового износа рельсов, помимо величины направляющего усилия Y , также имеют значение профиль бандажа и величина угла набегания. Рассмотрим случай, когда бандаж не изношен. Набегание колеса на рельс под некоторым положительным углом α приводит к тому, что точка контакта гребня A с боковой гранью головки рельса находится впереди (рис. 189, a) по отно-

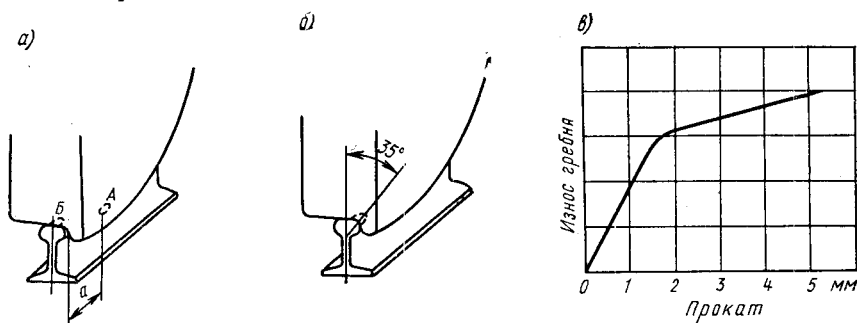


Рис. 189. Двухточечный контакт бандажа с рельсом (a); однотоочечный контакт бандажа с рельсом (b); влияние проката бандажа на износ гребня ($в$)

шению к точке B на величину a и ниже ее (ниже плоскости головки рельса) на величину b (на рисунке не показана), причем, $a \approx (r + b) \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \gamma$. Величина b обычно равна 8—10 мм. При таком двухточечном контакте в точке A будет иметь место скольжение гребня по боковой грани головки, причем скорость скольжения $v_{\text{ск}}$ легко определить, если принять точку B за мгновенный центр вращения. Тогда

$$v_{\text{ск}} = \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{r} v.$$

Иная картина соприкасания бандажа с рельсом наблюдается, когда бандаж изношен на глубину более 1,5 мм. В этом случае двухточечный контакт переходит в односточечный, как это показано на рис. 189, б. Общая площадка соприкасания, в которой передаются как вертикальная, так и горизонтальная нагрузки, отличается большими размерами и расположена под углом примерно 35—40° к горизонту (в то время, как площадка A наклонена под углом 70° к горизонту). Скольжение бандажа по рельсу при этом существенно уменьшится, меньшим будет и удельное давление. Все это приведет к уменьшению износа. Практика подтверждает, что при применении вновь обточенных по профилю бандажей сильнее изнашиваются как головки рельсов, так и гребни.

Диаграмма нарастания износа гребня в зависимости от износа поверхности катания (проката) бандажа тепловоза приведена на рис. 189, в. Из нее видно, что после достижения глубины проката 1,5 мм, когда создается возможность односточечного контакта, темп износа гребня существенно замедляется. Отметим, кстати, что прокат тепловозных бандажей нарастает медленнее, чем паровозных; это объясняется неравномерностью крутящего момента на паровозных колесах, обусловленной особенностями шатунного привода. Таким образом, тепловозные колеса работают в условиях двухточечного контакта более длительное время, чем паровозные. Это, по-видимому, также является одной из косвенных причин более быстрого темпа бокового износа рельсов при тепловозной тяге.

Отсюда следует, что, изменив существующий профиль бандажа так, чтобы с самого начала его работы мог иметь место односточечный контакт, можно добиться и уменьшения износа рельсов и гребней [48]. Бандажи с экспериментальным профилем проходят опытную проверку. Подробности о влиянии профиля бандажа на его износ приведены в главе XX. Хорошие результаты дает также смазка боковых граней головок рельсов или гребней бандажей при помощи специальных приспособлений. Густая смазка для этой цели изготавливается с содержанием дисульфидмолибдена. Результаты наблюдений показывают, что темп износа снижается при этом более, чем в три раза.

УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ПО ПРЯМЫМ УЧАСТКАМ ПУТИ

91. Характер движения локомотива по прямому участку пути

Еще в конце прошлого века практические наблюдения показали, что движение железнодорожного подвижного состава и в особенности локомотивов по прямым участкам пути не является прямолинейным, а сопровождается различного рода колебаниями. Наибольшую интенсивность имеют колебания следующих трех видов (рис. 190): 1) относ., т. е. параллельное оси пути перемещение локомотива от одного рельса к другому на величину y в пределах зазоров между гребнями бандажей и головками рельсов; 2) виляние, т. е. вращение экипажа вокруг вертикальной оси (ось z) на угол φ_z , определяемый опять-таки рельсовым зазором, и 3) боковая или поперечная качка наддресорного строения локомотива, т. е. вращение его на угол φ_x вокруг продольной оси x , проходящей через центр колебаний. Эти колебания в симметричных экипажах могут существовать раздельно, но обычно возникают одновременно и связаны друг с другом; в этом случае локомотив представляет собой систему с тремя степенями свободы и его движение будет определяться системой трех дифференциальных уравнений, которые должны решаться совместно. Для тележечных локомотивов число степеней свободы будет значительно большим в зависимости от конструкции тележек и способа соединения их с кузовом локомотива.

Вначале предполагалось, что извилистое движение появляется вследствие действия моментов неуравновешенных сил инерции, которые возникают, например, при работе паровой машины двухцилиндровых паровозов. Однако затем выяснилось, что и вполне уравновешенные локомотивы, к которым относятся тепловозы и электровозы, испытывают колебания, интенсивность которых при большой скорости движения у отдельных конструкций локомотивов настолько велика, что безопасность движения нарушается. Так, например, первый вариант пассажирского тепловоза ТЭ7 оказывал при скорости 140 км/ч настолько большие горизонтальные давления на рельсы и как следствие этого — вызывал боковое отжатие рельсов, что для обеспечения возможности движения его с этой скоростью пришлось произвести некоторые изменения в экипажной части.

Основной причиной, вызывающей извилистое движение локомотивов, являются силы и перемещения, возникающие при перекатывании бандажей по рельсам. Сюда относится влияние коничности профиля бандажей и влияние так называемого упругого скольжения бандажей по рельсам. При этом извилистое движение развивается без наличия возмущающих сил и относится к автоколебаниям. Некоторая доля энергии, вырабатываемой локомотивом, расходуется на энергию автоколебаний, которые в ряде случаев могут иметь резонансный характер.

Теоретические исследования извилистого движения были направлены на определение его параметров и выяснение характера и критериев устойчивости. Однако еще полностью не выяснено влияние параметров локомотивного экипажа и его кон-

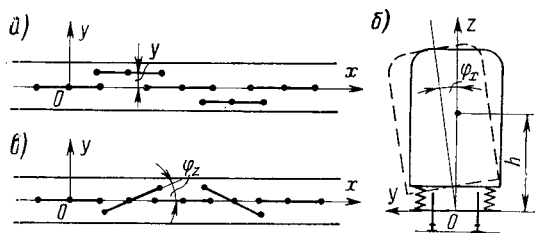


Рис. 190. Относ. (а); виляние (б); поперечная качка (в)

струкции на устойчивость движения. Практика показала, что извилистое движение характерно для любых локомотивов и что интенсивность его возрастает с увеличением скорости движения. Для возможности нормальной эксплуатации локомотива необходимо, чтобы уровень боковых давлений, передаваемых на рельсы при движении со скоростями вплоть до конструкционной, не превышал бы определенных пределов.

92. Траектория движения одиночной колесной пары

Пусть колесная пара, двигаясь вдоль оси x (ось пути), сместилась в поперечном направлении (к левому рельсу) на величину y (рис. 191, а). Коничность бандажей с уклоном i приведет к тому, что радиус круга катания по левому рельсу увеличится на $yi = \Delta r$, а радиус круга катания по правому рельсу уменьшится на такую же величину по сравнению с номинальным радиусом колес r , т. е.

$$\begin{aligned} r_{\text{л}} &= r + \Delta r = r + yi; \quad r_{\text{п}} = r - \Delta r = r - yi; \\ r_{\text{л}} - r_{\text{п}} &= 2\Delta r = 2yi. \end{aligned} \quad (227)$$

Тогда уклон конической поверхности, проходящей через круги катания обоих колес, будет равен

$$\frac{r_{\text{л}} - r_{\text{п}}}{l_{\text{к}}} = \frac{2\Delta r}{l_{\text{к}}} = \frac{2yi}{l_{\text{к}}},$$

где через $l_{\text{к}}$ обозначено расстояние между плоскостями кругов катания. Расстояние от середины колесной пары до вершины конуса, т. е. высота конуса R , будет являться радиусом кривизны траектории, описываемой средней точкой колесной пары. Из подобия треугольников следует, что

$$R = -\frac{rl_{\text{к}}}{2yi},$$

причем знак минус означает, что центр кривизны уходит в сторону, противоположную смещению колесной пары. Используя известное уравнение дифференциальной геометрии

$$\frac{1}{R} = \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}$$

в его приближенной форме $\frac{1}{R} \approx \frac{d^2 y}{dx^2}$ (в связи с малостью углов перекоса оси колесной пары $\frac{dy}{dx}$), получим дифференциальное уравнение траектории изви-

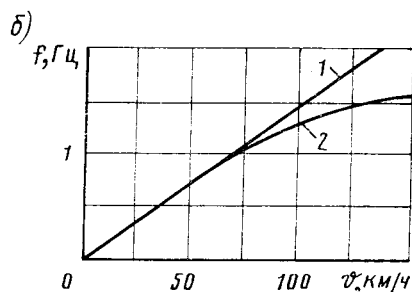
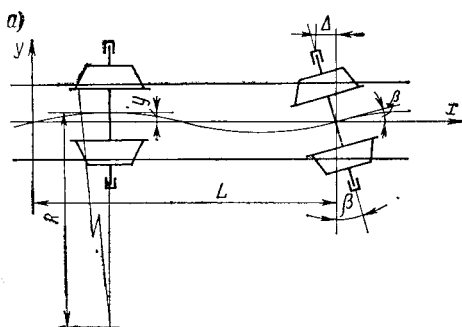


Рис. 191. Извилистое движение одиночной колесной пары (а); изменение частоты виляния в зависимости от скорости движения:

1 — по формуле (230); 2 — с поправкой по формуле (234) (б)

листого движения одиночной колесной пары в следующем виде

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{2i}{rl_k} y = 0. \quad (228)$$

Решая это уравнение с учетом того, что наибольшее поперечное смещение колесной пары равно y_0 и полагая, что при $x = 0$ $y = 0$, получим уравнение траектории в виде

$$y = y_0 \sin \left(x \sqrt{\frac{2i}{rl_k}} \right). \quad (229)$$

Из выражения (229) видно, что движение колесной пары будет синусоидальным с длиной волны $L = 2\pi \sqrt{\frac{rl_k}{2i}}$ (формула Клингеля) и амплитудой, равной наибольшему смещению колесной пары y_0 . Любопытно, что длина волны не зависит ни от амплитуды виляния, ни от скорости движения, но зависит от уклона поверхности катания бандажа i . Если подсчитать длину волны для тепловозной колесной пары с бандажами альбомного профиля ($2r = 1050$ мм, $l_k = 1580$ мм, $i = 1 : 20$), то она будет равна $L = 18,1$ м.

Частота колебаний виляния f определится выражением

$$f = \frac{v}{3,6L} = 0,0442 v \sqrt{\frac{2i}{rl_k}}. \quad (230)$$

Как видно, она должна линейно зависеть от скорости движения. Для конкретных параметров колесной пары получаются простые соотношения: так, например, для новой тепловозной колесной пары $f = \frac{v}{65,2}$.

Весь предыдущий вывод был сделан в предположении, что колеса катятся по рельсам без скольжения, а ось колесной пары может свободно перекашиваться по отношению к оси пути. Угол перекаса оси определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{dy}{dx} = y_0 \sqrt{\frac{2i}{rl_k}} \cos \left(x \sqrt{\frac{2i}{rl_k}} \right), \quad (231)$$

откуда видно, что $\operatorname{tg} \beta_{\max} \approx \beta_{\max} = y_0 \sqrt{\frac{2i}{rl_k}}$. Принимая амплитуду виляния равной половине рельсового зазора, т. е. полагая $y_0 = 7$ мм, для новой тепловозной колесной пары получим

$$\beta_{\max} = 0,007 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,05}{0,525 \cdot 1,58}} = 0,00244.$$

Если принять расстояние между серединами букс равным, как это имеет место у тепловоза 2ТЭ10Л, 2134 мм, то продольное смещение буксы от нормального ее положения, когда ось колесной пары перпендикулярна к оси пути,

$$\Delta = 0,00244 \frac{2134}{2} = 2,6 \text{ мм.}$$

При имевшей место ранее ширине колеи в 1524 мм величина Δ будет равна 3,34 мм.

Практически продольный разбег буксы в буксовых челюстях не превышает величины ± 2 мм. Таким образом, оси колесных пар могут занимать косое положение только при не очень больших амплитудах виляния y_0 . По мере роста скорости движения локомотива амплитуды виляния увеличиваются вплоть до максимальных и при этом движение отдельных колесных пар становится стесненным в том смысле, что рама тележки не позволяет полностью осуществляться перекасу колесных пар. Кроме того, начинает сказываться влияние поперечных сил инерции локомотива. Это ведет к увеличению длины волны виляния L и соответственно к уменьшению частоты виляния f по сравнению

нию с их расчетными значениями. Для учета этого обстоятельства Шперлинг предложил вводить в формулу (230) для вычисления частоты виляния эмпирическую поправку η , определяемую выражением

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,016 (v - v_0) \sqrt{\frac{2i}{rl_K}}}, \quad (232)$$

где v_0 — экспериментально наблюдаемое значение скорости, начиная с которого оказывается необходимым вводить поправку (при $i = 1 : 20$ $v_0 = 65$ км/ч).

Для локомотивов с длинной жесткой базой, например с жесткой рамой, когда движения колесных пар еще более стеснены, значения частоты виляния могут оказаться еще меньшими. Так, например, при динамических испытаниях тепловоза ТЭ7 со скользящими опорами кузова моменты трения, препятствующие повороту тележек, были настолько велики, что экипаж вплоть до скорости 100 км/ч двигался как одно целое. При этом частота виляния не превышала 1 Гц, а длина волны составляла 28—30 м. Учесть отмеченное снижение частоты при увеличении жесткой базы локомотивов можно, применяя поправку η , определяемую предлагаемым ниже выражением:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,016 (v - v_0) \sqrt{\frac{2i}{rl_K}} + 0,0037 (v - v_0) (l - 4,2) \sqrt{\frac{2i}{rl_K}}}, \quad (233)$$

где l — жесткая база в м, остальные обозначения те же, что и для выражения (232). Таким образом, формула для подсчета частоты получает вид

$$f = 0,0442 v \eta \sqrt{\frac{2i}{rl_K}}. \quad (234)$$

График значений частоты виляния, вычисленных (при $l = 4,2$ м) по формуле (234), приведен на рис. 191, б. Эти значения достаточно удовлетворительно совпадают с данными, полученными при испытаниях локомотивов СССР.

Необходимо иметь в виду, что существенное уменьшение частоты виляния и отбоя может быть достигнуто путем применения на тележках люлечных возвращающих устройств с мягкой характеристикой. В этом случае частота собственных колебаний отбоя кузова на люльках и будет определяющей. Другим конструктивным мероприятием, понижающим частоту колебаний виляния, является уменьшение зазоров букс в направляющих (в качестве примера можно указать на конструкцию цилиндрических буксовых направляющих электровозов ЧС).

Применение бесчелюстных поводковых букс дает такой же эффект, поскольку радиальная жесткость упругих шарниров поводков достаточно велика (порядка 5000 кгс/мм), что обеспечивает минимальные перемещения букс вдоль рамы тележки. Следует отметить, что опыты, проведенные в ФРГ, показали, что амплитуды поперечных колебаний колесных пар в рельсовом зазоре зависят от значений продольной и поперечной жесткости связей букс с рамой тележки и что для каждой конкретной конструкции экипажа существуют оптимальные значения этих жесткостей.

93. Уравнения извилистого движения с учетом упругого скольжения. Критерий устойчивости движения

Пусть система координат $Oxuz$ движется вдоль оси x пути со скоростью, равной скорости движения локомотива. Начало координат находится в той же плоскости, в которой лежит центр колебаний, т. е. на уровне осей колесных пар; ось y перпендикулярна оси пути, ось z направлена вертикально. Напи-

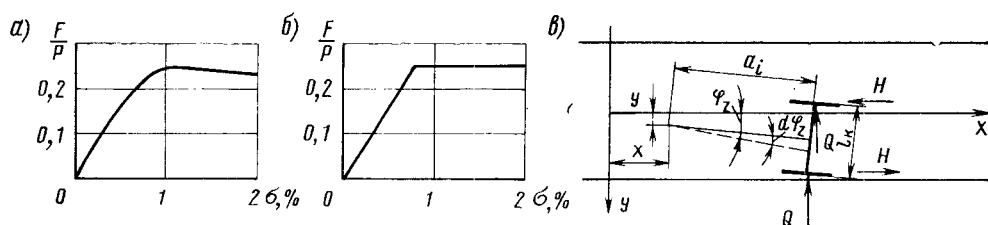


Рис. 192. Упругое скольжение колеса (а); условная расчетная схема упругого скольжения (б); силы, действующие на колесную пару в прямом участке пути (в)

шем дифференциальные уравнения колебаний локомотива для такой (инерциальной) системы координат, причем в целях простоты изложения рассмотрим симметричный относительно продольной и поперечной плоскостей локомотив, все колесные пары которого расположены в одной общей раме и не имеют поперечных разбегов. Тогда, пользуясь принципом Д'Аламбера и обозначениями на рис. 190, получим:

$$-M \frac{d^2 y}{dt^2} - M_{\text{нс}} h \frac{d^2 \varphi_x}{dt^2} + \Sigma Q = 0; \quad (235)$$

$$-I_x \frac{d^2 \varphi_x}{dt^2} - M_{\text{нс}} h \frac{d^2 y}{dt^2} - \Sigma \kappa_i y_i^2 \varphi_x + L_x = 0; \quad (236)$$

$$-I_z \frac{d^2 \varphi_z}{dt^2} + L_z = 0, \quad (237)$$

где $M_{\text{нс}}$ — масса наддрессорного строения;

M — масса всего локомотива;

I_x — момент инерции наддрессорного строения относительно оси x ;

I_z — момент инерции всего локомотива относительно оси z ;

κ_i — жесткость рессор, приведенная к колесу;

y_i — расстояние рессоры от средней плоскости экипажа.

Через ΣQ , L_x и L_z обозначены соответственно суммарная сила, момент в плоскости yOz и момент в плоскости xOy , действующие на локомотив извне, т. е. со стороны рельсового пути. Для определения этих силовых факторов необходимо ввести понятие упругого скольжения. Этим термином¹ обозначается продольное (тангенциальное) или поперечное смещение катящегося локомотивного колеса под действием силы тяги или поперечной силы, приложенной в зоне контакта бандажа с рельсом. Такое смещение отличается от действительного скольжения колеса по рельсу, наступающего после того, как горизонтальная сила в зоне контакта превзойдет силу сцепления бандажа с рельсом. Оно объясняется появлением касательных деформаций в объемах металла бандажа и рельса, примыкающих к зоне контакта. Эти деформации тем больше, чем больше приложенные горизонтальные силы. Связь между относительным смещением колеса σ , представляющим собой отношение абсолютного смещения к пути, пройденному колесом за это же время за счет качения, и горизонтальной силой F представлена на рис. 192, а. Для упрощения расчетов удобнее пользоваться схемой, изображенной на рис. 192, б, где область упругого и действительного скольжения ограничены прямыми линиями. Связь между силой и относительным скольжением устанавливается простой формулой

$$F = \kappa \sigma, \quad (238)$$

где κ — коэффициент, значение которого по опытным данным для локомотивных колес принимают от 400 до 800 тс;

σ — относительное скольжение, %.

¹ В английской литературе употребляется термин *creeper* (крип), он встречается иногда и у нас.

Рассмотрим силы, действующие на колесную пару, изображенную на рис. 192, в. Пусть эта колесная пара находится в раме, которая получила относ y и вилание φ_z относительно оси пути. В течение промежутка времени dt эти параметры получают приращения dy и $d\varphi_z$, а колесная пара повернется на угол $d\alpha$. В связи с малостью угла φ_z можно считать, что путь, пройденный локомотивом, получит приращение $dx = r d\alpha$. Перемещения колес вдоль осей x и y за этот промежуток времени соответственно составит:

для левого колеса

$$dx + \frac{l_k}{2} d\varphi_z \text{ и } dy + a_i d\varphi_z;$$

для правого колеса

$$dx - \frac{l_k}{2} d\varphi_z \text{ и } dy + a_i d\varphi_z.$$

Для определения пути скольжения каждого из колес необходимо вычесть из этих перемещений те отрезки, которые были пройдены колесами вдоль осей x и y за счет чистого качения. Их величины таковы:

для левого колеса

$$r d\alpha - i (y + a_i \varphi_z) d\alpha \text{ и } r d\alpha \varphi_z;$$

для правого колеса

$$r d\alpha + i (y + a_i \varphi_z) d\alpha \text{ и } r d\alpha \varphi_z.$$

Разделив после вычитания значения путей скольжения на путь dx , который локомотив прошел качением, получим значения относительных скольжений в следующем виде:

для левого колеса

$$\sigma_x = \frac{-l_k}{2} \cdot \frac{d\varphi_z}{dx} + \frac{iy}{r} + \frac{ia_i \varphi_z}{r}; \quad \sigma_y = \frac{dy}{dx} + \frac{a_i d\varphi_z}{dx} - \varphi_z$$

и для правого колеса

$$\sigma_x = \frac{-l_k}{2} \cdot \frac{d\varphi_z}{dx} - \frac{iy}{r} - \frac{ia_i \varphi_z}{r}; \quad \sigma_y = \frac{dy}{dx} + \frac{a_i d\varphi_z}{dx} - \varphi_z.$$

Умножая полученные значения σ на коэффициент упругого скольжения κ , получим величины продольных H и поперечных Q сил упругого скольжения, приложенные к опорным точкам бандажей. Предполагается, что каждая из этих сил не превосходит силы сцепления бандажа с рельсом, ибо тогда упругое скольжение перешло бы в действительное. Суммируя величины сил и их моментов относительно центра колебаний для всех колес, входящих в состав экипажа, получим с учетом свойства симметрии $\sum a_i = 0$ значения внешних силовых факторов, входящих в уравнения колебаний (235)–(237):

$$\Sigma Q = -\kappa \Sigma \left(\frac{dy}{dx} - \varphi_z \right); \quad (239)$$

$$L_z = -\kappa \left[\Sigma (a_i^2 + l_k^2 \cdot 0,5) \frac{d\varphi_z}{dx} + \Sigma \frac{l_k i}{r} y \right]. \quad (240)$$

Что касается момента, действующего на надрессорное строение в поперечной плоскости, то он равен нулю $L_x = 0$, поскольку силы упругого скольжения действуют только на неподрессоренные части (колесные пары).

Применим подстановку

$$\frac{dy}{dt} = \frac{dy}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = v \frac{dy}{dx}$$

и

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = v \frac{d^2 y}{dx dt} = v \frac{d^2 y}{dx^2} \cdot \frac{dx}{dt} = v^2 \frac{d^2 y}{dx^2}.$$

Аналогично напишем

$$\frac{d^2 \varphi_z}{dt^2} = v^2 \frac{d^2 \varphi_z}{dx^2} \text{ и } \frac{d^2 \varphi_x}{dt^2} = v^2 \frac{d^2 \varphi_x}{dx^2}.$$

Теперь уравнения колебаний получают вид:

$$A_1 \frac{d^2 y}{dx^2} + A_2 \frac{dy}{dx} + B_1 \frac{d^2 \varphi_x}{dx^2} + C_1 \varphi_x = 0; \quad (241)$$

$$A_3 \frac{d^2 y}{dx^2} + B_2 \frac{d^2 \varphi_x}{dx^2} + B_3 \varphi_x = 0; \quad (242)$$

$$A_4 y + C_2 \frac{d^2 \varphi_z}{dx^2} + C_3 \frac{d\varphi_z}{dx} = 0, \quad (243)$$

где A_i, B_i, C_i — коэффициенты, в состав которых входят массы, моменты инерции, геометрические размеры экипажа, а также скорость движения.

Характеристическое уравнение для этой системы будет иметь вид

$$a_0 \lambda^6 + a_1 \lambda^5 + a_2 \lambda^4 + a_3 \lambda^3 + a_4 \lambda^2 + a_5 \lambda + a_6 = 0, \quad (244)$$

где коэффициенты a_i будут функциями коэффициентов A_i, B_i, C_i и в данном случае — все положительные. Значения корней этого уравнения обычно распадаются на отрицательные и комплексные как с отрицательной, так и с положительной вещественной частью. В этом последнем случае, т. е. когда корни имеют вид $\lambda = m \pm ni$ колебания локомотива будут расходящимися типа

$$y = e^{mx} (D \cos nx + E \sin nx), \quad (245)$$

иначе говоря, движение локомотива будет неустойчивым. Что касается отрицательных корней и корней с отрицательной вещественной частью, то они дают соответственно апериодические и затухающие гармонические колебания.

Убедиться в том, будет ли движение устойчивым или нет, можно и не решая уравнения (244), а применяя критерий Гурвица, заключающийся в том, что о знаках вещественной части корней характеристического уравнения можно судить по знакам определителей, составленным из его коэффициентов. Анализ показывает, что движение экипажа с жесткой рамой или тележечного всегда будет иметь расходящиеся компоненты, т. е. в целом будет неустойчивым [49].

К сожалению, изложенный метод не дает возможности судить о поперечном воздействии колес на рельсы, поскольку условие ограничения размахов экипажа головками рельсов здесь не было введено. Результаты подобных расчетов носят главным образом качественный характер, давая возможность судить лишь о частотах колебаний, о зонах резонансных скоростей и т. п.

94. Методика определения горизонтального воздействия локомотива на рельсовый путь в прямой

Ниже предлагается приближенный метод подсчета рамных давлений, передаваемых на колесные пары локомотива при движении по прямому участку пути. Этот метод основан на сравнении кинетической энергии совершающего извилистое движение экипажа с энергией деформации рельсов. В основу метода положены следующие предпосылки, вытекающие из экспериментальных данных, полученных как в нашей стране, так и за рубежом.

1. Как влияние, так и относ происходят с одной и той же частотой, зависящей от ряда конструктивных факторов и от скорости движения и определяемой по формуле (234).

2. Силами упругого скольжения вследствие их малости можно пренебречь, а боковое воздействие колеса на рельс определять, начиная с момента соприкосновения гребня бандажа направляющей колесной пары с головкой рельса.

3. Скорость центра тяжести тележки направлена по касательной к его траектории вплоть до момента соприкосновения гребня с рельсом. Амплитуды колебаний виляния и отбоя определяются условиями этого соприкосновения.

4. Боковая качка не принимается во внимание, т. е. экипаж и рельсовый путь рассматриваются как плоская система.

Рассмотрим сначала извилистое движение одной тележки. Исходя из предпосылок 1 и 3 можно написать уравнения ее отбоя и виляния в следующей форме:

$$\frac{dy}{dt} \cong \varphi \frac{dx}{dt} = \varphi v; \quad (246)$$

$$\varphi = \varphi_0 \sin \omega t = \varphi_0 \sin \frac{2\pi v}{L} t, \quad (247)$$

откуда

$$y = -\varphi_0 \frac{L}{2\pi} \cos \omega t = -y_0 \cos \frac{2\pi v}{L} t.$$

Здесь ω — круговая частота отбоя и виляния;

L — длина волны виляния;

φ_0 — амплитуда виляния;

y_0 — амплитуда отбоя.

Как видно, отбой отстает по фазе на 90° от виляния, причем между амплитудами отбоя и виляния имеется связь $\frac{y_0}{\varphi_0} = \frac{L}{2\pi}$. Характер движения тележки показан на рис. 193, а. Что касается амплитуды отбоя y_0 , то она, очевидно, ограничивается набеганием гребня крайней колесной пары (точка l) на головку рельса. Если обозначить отклонение этой точки от оси пути через y_1 , то

$$y_1 = y + \varphi \frac{l}{2} = -y_0 \cos \omega t + \frac{\varphi_0 l}{2} \sin \omega t = y_0 \sin(\omega t + \gamma),$$

где l — база тележки. Амплитуда отклонения гребня крайней колесной пары относительно оси пути y_{10} , очевидно, не может быть более половины суммарного зазора между гребнями и рельсами:

$$y_{10} = \sqrt{y_0^2 + \left(\frac{\varphi_0 l}{2}\right)^2} = \sqrt{y_0^2 + \left(y_0 \frac{l\pi}{L}\right)^2} = y_0 \sqrt{1 + \left(\frac{l\pi}{L}\right)^2} = \frac{\Delta}{2}.$$

Отсюда

$$y_0 = \frac{\Delta}{2 \sqrt{1 + \left(\frac{l\pi}{L}\right)^2}}. \quad (248)$$

Легко убедиться, что наибольшее отклонение крайней колесной пары может быть достаточно точно определено в предположении, что оно имеет место в момент, когда

$$\omega t = \frac{3\pi}{4}.$$

В этот момент

$$y_1 = 0,707 y_0 + 0,707 y_0 \frac{l\pi}{L} = 0,707 y_0 \left(1 + \frac{l\pi}{L}\right).$$

Тогда, обозначая $\frac{L}{l\pi} = \beta$, получим

$$y_0 = \frac{\Delta}{1,41 \left(1 + \frac{l\pi}{L}\right)} = \frac{\Delta \beta}{1,41 (1 + \beta)}. \quad (249)$$



Рис. 193. Извилистое движение тележки по прямому участку пути (а); схема набегания тележки на рельс (б)

Значение y_0 , вычисленное по формуле (249), отличается от точного значения формулы (248) обычно не более чем на 5%. Иначе говоря, можно считать, что деформация рельса вследствие набегания на него передней колесной пары начинается при $\omega t = \frac{3\pi}{4}$ или 135° . Процесс набегания заканчивается при $\omega t = 150^\circ \div 165^\circ$, после чего гребень переднего колеса начинает уходить внутрь колеи.

Кинетическая энергия тележки в момент набегания может быть вычислена в предположении, что в центре тяжести тележки сосредоточена половина массы наддрессорного строения всего тепловоза и, кроме того, что приведенная масса наддрессорного строения тележки размещена в плоскостях крайних колесных пар. В момент времени, определяемый условием $\omega t = 135^\circ$, т. е. в момент набегания тележки на рельс, она занимает положение, изображенное на рис. 193, б. При этом передняя колесная пара 1 набегает гребнем на левый рельс, задняя колесная пара 3 передает на левый рельс поперечное усилие вследствие сцепления между колесами и рельсом. Величина этого усилия, разумеется, не может быть больше силы трения скольжения. Такие же поперечные усилия (пока не началось скольжение) передаются правыми колесами передней и задней колесных пар и на правый рельс. Поскольку обычно средние колесные пары трехосных тележек имеют поперечный разбег в раме тележки, они (в этом случае) из рассмотрения исключаются.

Энергия относ. $E_{\text{отн}}$, приходящаяся на тележку, может быть разделена между точками набегания 1 и 3 поровну. Что касается кинетической энергии тележки с учетом ее вращения (вращения), то она должна быть разделена между точками набегания пропорционально квадратам поперечных составляющих абсолютных скоростей этих точек

$$v_1 = v_{\text{отн}} - v_{\text{вр}} \text{ и } v_3 = v_{\text{отн}} + v_{\text{вр}}.$$

Подставляя

$$v_{\text{отн}} = \frac{dy}{dt} = y_0 \omega \sin \omega t = \frac{2\pi y_0 v}{L} \sin \omega t$$

и

$$v_{\text{вр}} = \frac{l}{2} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \frac{l}{2} \varphi_0 \omega \cos \omega t = \frac{l\pi}{L} y_0 \omega \cos \omega t,$$

имея в виду, что $\frac{l\pi}{L} = \frac{1}{\beta}$ и принимая $\omega t = 135^\circ$, найдем

$$v_{\text{отн}} = \frac{1,41\pi v y_0}{L} \text{ и } |v_{\text{вр}}| = \frac{1,41\pi v y_0}{L} \cdot \frac{1}{\beta}.$$

Таким образом,

$$v_1 = v_{\text{вр}} (\beta - 1) \text{ и } v_3 = v_{\text{вр}} (\beta + 1).$$

Обычно для тележечных экипажей $\beta > 1$, т. е. $v_{\text{вр}} < v_{\text{отн}}$ (для рамных экипажей картина будет обратной). Иначе говоря, поперечная составляющая скорости задней колесной пары, всегда больше, чем для передней колесной пары. Это увеличивает кинетическую энергию, деформирующую рельс в плоскости задней колесной пары, и объясняет известный факт увеличенных рамных давлений на задние колесные пары тележек, обычно наблюдаемый при динами-

ческих испытаниях локомотивов. Обозначая приведенную к плоскости каждой крайней оси массу тележки через $m_{\text{пр}}$, получим

$$E_1 = \frac{m_{\text{пр}} (v_{\text{отн}} - v_{\text{вр}})^2}{2} = \frac{m_{\text{пр}} v_{\text{отн}}^2}{2} + \frac{m_{\text{пр}} v_{\text{вр}}^2}{2} - m_{\text{пр}} v_{\text{отн}} v_{\text{вр}}$$

и

$$E_3 = \frac{m_{\text{пр}} (v_{\text{отн}} + v_{\text{вр}})^2}{2} = \frac{m_{\text{пр}} v_{\text{отн}}^2}{2} + \frac{m_{\text{пр}} v_{\text{вр}}^2}{2} + m_{\text{пр}} v_{\text{отн}} v_{\text{вр}},$$

или с учетом принятых выше обозначений

$$E_1 = \frac{1}{2} E_{\text{отн}} + \frac{1}{2} E_{\text{вр}} - E_{\text{вр}} \beta, \quad (250)$$

$$E_3 = \frac{1}{2} E_{\text{отн}} + \frac{1}{2} E_{\text{вр}} + E_{\text{вр}} \beta. \quad (251)$$

Очевидно, что полная энергия отнosa $E_{\text{отн}}$ может быть вычислена с учетом того, что в центре тяжести тележки сосредоточена также половина массы кузова.

Это справедливо только для тележек, не имеющих поперечного перемещения шкворня относительно кузова. Обозначая всю массу подрессоренных частей тепловоза через $M_{\text{нс}}$, получим для $\omega t = 135^\circ$

$$E_{\text{отн}} = 0,5 \frac{M_{\text{нс}} v_{\text{отн}}^2}{2} = \frac{M_{\text{нс}} 2\pi^2 v^2 y_0^2}{4 \cdot 3,6^2 L^2} = 0,38 \frac{M_{\text{нс}} y_0^2}{L^2} v^2. \quad (252)$$

Энергия вращения тележки определится из выражения

$$E_{\text{вр}} = \frac{I_z \Omega^2}{2} = m_{\text{пр}} v_{\text{вр}}^2,$$

где $\Omega = \frac{d\varphi}{dt}$, а I_z — момент инерции подрессоренных масс тележки относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести тележки. Приближенно можно принять

$$I_z \cong \frac{m (l_0^2 + b_0^2)}{12},$$

где m — подрессоренная масса тележки;

l_0 — соответственно ее длина и b_0 ширина.

Принимая, например, для трехосной тележки $l_0 \approx 1,3l$ и $b_0 \approx 0,65l$, получим $I_z \approx 0,175 m l^2$ и $m_{\text{пр}} \approx 0,35 m$.

Тогда для $\omega t = 135^\circ$

$$E_{\text{вр}} = \frac{I_z 8\pi^2 v^2 y_0^2}{2l^2 L^2 \cdot 3,6^2 \beta^2} = 3,02 \frac{I_z y_0^2}{L^2 l^2 \beta^2} v^2. \quad (253)$$

Перейдем к вычислению энергии деформации. Она составит из энергии деформации рельсов при поперечном воздействии колес и из энергии деформации упругого упора (если он существует). Обозначим жесткость одной нити рельса в горизонтальном направлении через $j_{\text{ж}}$, жесткость пружины упругого упора $j_{\text{жу}}$ и усилие предварительной затяжки упора $P_{\text{предв}}$. Введем также понятие об эквивалентном коэффициенте жесткости $j_{\text{ж}}$, учитывающем деформации рельсов и упругого упора. Тогда, сравнивая суммарную деформацию рельсов и упругого упора под действием рамного давления $Y_{\text{рамн}}$ с деформацией системы, эквивалентной в отношении жесткости, можно написать

$$\frac{Y_{\text{рамн}}}{2j_{\text{рг}}} + \frac{Y_{\text{рамн}} - P_{\text{предв}}}{j_{\text{жу}}} = \frac{Y_{\text{рамн}}}{j_{\text{ж}}},$$

откуда

$$ж_3 = \frac{2ж_{рг} ж_{уу}}{ж_{уу} + 2ж_{рг} \left(1 - \frac{P_{предв}}{Y_{рамн}}\right)}. \quad (254)$$

Поскольку значение $Y_{рамн}$ в начале расчета еще неизвестно, задача решается методом повторных попыток. Значение энергии деформации для одной колесной пары будет равно

$$E_{деф} = \frac{Y_{рамн}^2}{2ж_3}. \quad (255)$$

Приравнивая выражения (250) или (251) и (255) с учетом (252) и (253), получим

$$Y_{рамн 1,3} = \sqrt{ж_3 (E_{отн} + E_{вр} \mp 2\beta E_{вр})} = \frac{y_0 v}{L} \sqrt{ж_3 \left[0,38 M_{нс} + \frac{3,02 I_z}{l^2 \beta^2} (1 \mp 2\beta)\right]}. \quad (256)$$

Приведем пример расчета рамных давлений для тепловоза ТЭ7 при движении со скоростью $v = 100$ км/ч по рельсам типа Р50 с поперечной жесткостью $ж_{рг} = 1500$ кгс/мм. Бандаж имеет прокат глубиной 1,5 мм, в связи с чем уклон поверхности катания в зоне, прилегающей к выкружке гребня, равен $i = \frac{1}{11}$. Ширина колеи 1524 мм. Буксы крайних осей тележки снабжены пружинными упругими упорами, причем $P_{предв} = 1500$ кгс и $ж_{уу} = 450$ кгс/мм. Средние колесные пары имеют свободный поперечный разбег ± 10 мм. Масса наддрессорного строения секции тепловоза $M_{нс} = \frac{126000 - 6 \times 4660}{9,81} = 10\,000$ кгс м⁻¹с². Масса наддрессорного строения тележки $m = 1120$ кгс м⁻¹с². Момент инерции наддрессорного строения тележки вокруг шкворня $I_z \approx 0,175$ м² = $0,175 \cdot 1120 \cdot 4,2^2 = 3475$ кгс м²с². Определим частоту виляния

$$f = 0,0442 \cdot 100 \sqrt{\frac{2}{11 \cdot 0,525 \cdot 1,58}} \cdot \frac{1}{1 + 0,016(100 - 55)} \sqrt{\frac{2}{11 \cdot 0,525 \cdot 1,58}} = 1,5 \text{ Гц}.$$

Таким образом, длина волны виляния при $v = 100$ км/ч равна $L = \frac{100}{3,6 \cdot 1,5} = 18,5$ м,

коэффициент $\beta = \frac{L}{l\pi} = \frac{18,5}{4,2\pi} = 1,4$ и амплитуда отбоя

$$y_0 = \frac{\Delta\beta}{1,41(1 + \beta)} = \frac{18 \cdot 1,4}{1,41(1 + 1,4)} = 7,4 \text{ мм}.$$

Находим значения рамных давлений. Предварительно полагаем $Y_{рамн} = 2400$ кгс. Тогда

$$ж_3 = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 450}{450 + 2 \cdot 1500 \left(1 - \frac{1500}{2400}\right)} = 857 \text{ кгс/мм};$$

$$Y_{рамн 1,3} = \frac{0,0074 \cdot 100}{18,5} \sqrt{0,857 \cdot 10^6 \left[0,38 \cdot 10\,000 + \frac{3,02 \cdot 3475}{4,2^2 \cdot 1,4^2} (1 \mp 2 \cdot 1,4)\right]},$$

откуда

$$Y_{рамн} = 2100 \text{ кгс и } Y_{рамн 3} = 2600 \text{ кгс}.$$

Полученные значения удовлетворительно совпадают с результатами, полученными при динамических испытаниях тепловоза ТЭ7 [50]. Разумеется, боковое воздействие колесных пар на рельсы будет больше, чем рамные давления, за счет кинетической энергии неподрессоренных частей, а также за счет горизонтальных толчков, вызываемых неидеальной рихтовкой пути в плане. Этим и объясняется более быстрый по сравнению с увеличением

$Y_{\text{рамн}}$ рост полуразности кромочных напряжений в подошве рельса по мере увеличения скорости при испытаниях локомотивов.

Отметим, что при жестких упорах рамные давления будут значительно большими. В этом случае $ж_0 = 2ж_{\text{рг}} = 3000$ кгс/мм. Тогда из формулы (256) получим $Y_{\text{рамн 1}} = 3940$ кгс и $Y_{\text{рамн 3}} = 4880$ кгс. Это доказывает целесообразность применения упругих упоров в буксах локомотивов. Аналогичный эффект будет иметь место и при применении люлечных возвращающих устройств на тележках.

В случае когда между кузовом и тележкой имеется возвращающее устройство с жесткостью $ж_{\text{л}}$ (например, люлечное), величину рамных давлений можно приближенно определить, полагая, что энергия отбоя массы кузова, приходящейся на одну тележку, поглощается при отклонении люльки. Тогда сила $F_{\text{л}}$, передаваемая от люльки на раму тележки, может быть вычислена в предположении, что перемещение кузова относительно тележки, равное $\frac{F_{\text{л}}}{ж_{\text{л}}}$, складывается с отбоям шкворня тележки y_0 . Уравнение энергии при нулевой начальной возвращающей силе и в предположении, что приведенная к центру тяжести тележки масса кузова равна $0,5 M_{\text{к}}$, будет иметь вид

$$0,38 \frac{M_{\text{к}} v^2}{L^2} \left(y_0 + \frac{F_{\text{л}}}{ж_{\text{л}}} \right)^2 = \frac{F_{\text{л}}^2}{2ж_{\text{л}}},$$

откуда

$$F_{\text{л}} = \frac{\frac{y_0 v}{L} \sqrt{0,76 M_{\text{к}} ж_{\text{л}}}}{1 - \frac{v}{L} \sqrt{0,76 \frac{M_{\text{к}}}{ж_{\text{л}}}}}. \quad (257)$$

Полагая в случае трехосной тележки со средней колесной парой, имеющей разбег, что сила $F_{\text{л}}$ передается на буксовые упоры двух крайних колесных пар, получим

$$Y_{\text{р 1,3}} = \frac{y_0 v}{L} \left\{ \frac{\sqrt{0,76 M_{\text{к}} ж_{\text{л}}}}{2 \left(1 - \frac{v}{L} \sqrt{\frac{0,76 M_{\text{к}}}{ж_{\text{л}}}} \right)} + \sqrt{ж_0 \left[0,76 m + \frac{3,02 I_z}{l^2 \beta^2} (1 \mp 2\beta) \right]} \right\}. \quad (258)$$

Существенно, чтобы частота собственных колебаний отбоя или виляния кузова на люльках (точно так же, как и собственная частота поперечной качки наддресорного строения) соответствовала частотам извилистого движения локомотива, определяемым формулой (234) при умеренных значениях скорости движения, не превышающих 50% конструкционной скорости локомотива. В противном случае при больших значениях v возникнут резонансные явления, влекущие за собой возрастание колебаний кузова и увеличение воздействия на путь¹.

Из выражения (258) следует, что применение возвращающих устройств между тележкой и кузовом с мягкой характеристикой и без предварительной затяжки приведет к существенному уменьшению рамных давлений. Это хорошо подтверждается результатами динамических испытаний электровоза ВЛ80 и тепловоза ТЭ50.

В тех случаях, когда возвращающее устройство имеет нелинейную упругую характеристику, например, за счет последовательного включения пружин или за счет предварительного натяга, решение задачи требует специальных приемов, применяемых в нелинейной механике. Численное решение может быть выполнено на ЭВМ. Подробно об этом см. [44].

¹ Для уменьшения амплитуд при резонансе целесообразно применять либо соответствующее демпфирование, либо возвращающие устройства с нелинейной характеристикой.

Выше было отмечено, что увеличение жесткой базы влечет за собой снижение частоты и амплитуды виляния. Выясним, как повлияет увеличение жесткой базы на рамные давления на примере тепловоза ТЭ7 со скользящими опорами кузова. Момент трения при этом превышал значение момента $Y_{\text{рамн}} \frac{l}{2}$, и тележки не вращались вокруг шкворней вплоть до скорости $v = 100$ км/ч. Жесткая база тепловозного экипажа стала равной $l = 12,8$ м, что привело к понижению частоты до 1 Гц и увеличению длины волны виляния до $L = 27,8$ м.

При определении рамных давлений в этом случае необходимо взять значение энергии отнosa для всей секции тепловоза, а при вычислении энергии вращения определять I_z точно так же для всего адрессорного строения тепловоза. Число деформирующих наружный рельс колесных пар будет теперь равно 4 (за вычетом средних колесных пар обеих тележек).

Определим $\beta = \frac{27,8}{\pi \cdot 12,8} = 0,69$, амплитуду отнosa $y = \frac{18 \cdot 0,69}{1,41(1 + 0,69)} = 5,2$ мм и величину момента инерции адрессорного строения $I_z \cong \frac{10\,000 \cdot (15^2 + 3^2)}{12} = 195\,000$ кгс·м·с².

Подсчитаем среднее значение $Y_{\text{рамн}}$ без учета перераспределения кинетической энергии, т. е. воспользуемся формулой

$$Y_{\text{рамн ср}} = \sqrt{0,5\kappa_2(E_{\text{отн}} + E_{\text{вр}})} = \frac{y_0 v}{L} \sqrt{\frac{\kappa_2}{2} \left(0,76M_{\text{нс}} + \frac{3,02I_z}{l^2 \beta^2} \right)} =$$

$$= \frac{0,0052 \cdot 100}{27,8} \sqrt{\frac{\kappa_2}{2} \left(0,76 \cdot 10\,000 + \frac{3,02 \cdot 195\,000}{12,8^2 \cdot 0,69^2} \right)}.$$

Значение κ_2 подбираем путем попыток. Задаемся предварительно $Y_{\text{рамн}} = 1850$ кгс. Тогда найдем

$$\kappa_2 = \frac{2 \cdot 1500 \cdot 450}{450 + 2 \cdot 1500 \left(1 - \frac{1500}{1850} \right)} = 1325 \text{ кгс/мм}.$$

Проверка дает $Y_{\text{рамн ср}} = 1870$ кг. Дальнейшего уточнения не требуется.

Приведенный расчет показывает, что применение экипажа с жесткой рамой при прочих равных условиях приводит к снижению рамных давлений, а следовательно, и напряжений в рельсах в прямом участке пути. При жестких упорах это снижение получилось бы более значительным, что вполне согласуется с результатами экспериментов. Разумеется, при этом не надо упускать из виду увеличенного бокового воздействия на рельсы во время движения экипажа с жесткой рамой по кривым.

В предыдущих расчетах мы предполагали, что половина массы кузова сосредоточена в центре тяжести тележки, а передняя и задняя тележки совершают синхронные (по времени) колебания. Иначе говоря, предполагалось, что кузов совершает колебания только отнosa. Однако результаты динамических испытаний локомотивов показали, что наряду с относом кузов испытывает также и виляние. В этом случае движение тележек во времени и взаимодействие их с кузовом будет неодинаковым, что приведет и к различному воздействию тележек на рельсы.

Если известны значения отнosa y_1 и y_2 передней и задней тележек, то отнos y и виляние φ кузова могут быть легко найдены из соотношений

$$y = \frac{y_1 + y_2}{2} \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{y_1 - y_2}{A},$$

где A — расстояние между шкворнями тележек.

Наблюдения за движением тележек показали, что задняя тележка обычно повторяет в пространстве траекторию передней. Иными словами, сдвиг траекторий по длине отсутствует, однако по времени сдвиг колебаний имеет место

и будет равен $\frac{A}{v}$, а фазовый угол сдвига $\alpha = \frac{A}{v} \omega = \frac{2\pi A}{L}$. Таким образом, если

$$y_1 = -y_0 \cos \omega t \text{ и } \varphi_1 = \varphi_0 \sin \omega t,$$

то

$$y_2 = -y_0 \cos (\omega t - \alpha) \text{ и } \varphi_2 = \varphi_0 \sin (\omega t - \alpha).$$

Отношение расстояния между шкворнями A к длине волны влияния L оказывает, очевидно, сильное влияние на характер извилистого движения кузова: если $A = L$, то $\alpha = 2\pi$ и кузов будет испытывать только относительное; если $A = 0,5L$, то $\alpha = \pi$, т. е. кузов будет испытывать только влияние. При других отношениях $\frac{A}{L}$ будут иметь место и относительное, и влияние кузова. В зависимости от этого может наблюдаться большее боковое воздействие на путь либо передней тележки, либо задней. Таким образом, форма извилистого движения одного и того же локомотива в зависимости от величины проката бандажей и скорости движения может быть различной.

Отметим в заключение, что уменьшение свободного поперечного зазора Δ колесной пары в рельсовой колее благоприятно сказывается на уменьшении рамных давлений, а следовательно, и на уменьшении горизонтального воздействия колес на рельсы. Это вытекает из приведенных расчетов и подтверждается данными, полученными при динамических испытаниях локомотивов.

95. Влияние профиля поверхности катания бандажей на характер движения локомотивного экипажа по прямому участку пути

Как известно, в стандартном профиле бандажей, применяемом на железных дорогах нашей страны, уклон конической образующей поверхности катания составляет 1 : 20; такова же и подуклонка рельсов. Реакция N , действующая от головки рельса на бандаж, направлена под углом $\varepsilon = \arctg \frac{1}{20}$ к вертикали, вследствие чего появляется горизонтальная составляющая Q давления на колесо, причем $Q = P \operatorname{tg} \varepsilon$. Точно такая же, но противоположно направленная сила Q на другом бандаже уравнивает первую, независимо от величины поперечного смещения y середины колесной пары относительно оси пути.

По мере износа поверхности катания бандажа в эксплуатации профиль его изменится, угол наклона ε касательной к очертанию профиля возрастет и будет зависеть от положения точки контакта бандажа и рельса, т. е. от величины поперечного смещения колесной пары y . При наличии такого смещения горизонтальные силы $Q_{\text{л}}$ на левом и $Q_{\text{п}}$ на правом бандажах не будут взаимно уничтожаться, а дадут равнодействующую ΣQ , направленную противоположно смещению y .

Наблюдения над характером движения колесных пар с изношенными бандажами и над темпом нарастания износа гребней показали, что при некоторой величине износа наступает его стабилизация, благоприятно отражающаяся на работе локомотивного экипажа в целом как в кривых, так и в прямых участках пути. Это обстоятельство привело к мысли о целесообразности придания профилю бандажа с самого начала формы, отличающейся криволинейным очертанием поверхности катания. Испытания таких бандажей (рис. 194, а), совместно с бандажами, имеющими коническую поверхность катания с уклоном $i = \operatorname{tg} \varepsilon = \frac{1}{40}$, проводившиеся в последние годы на дорогах ФРГ со скоростями до 200 км/ч, привели к интересным результатам. Аналогичные опыты проводились в Японии, Франции и Англии. Высокие скорости движения были выбраны в связи с тем, что при скоростном движении особенно отчетливо выявляется неустойчивость и нестабильность движения колесных пар и экипажа в целом, возникает зигзагообразное перемещение колесной

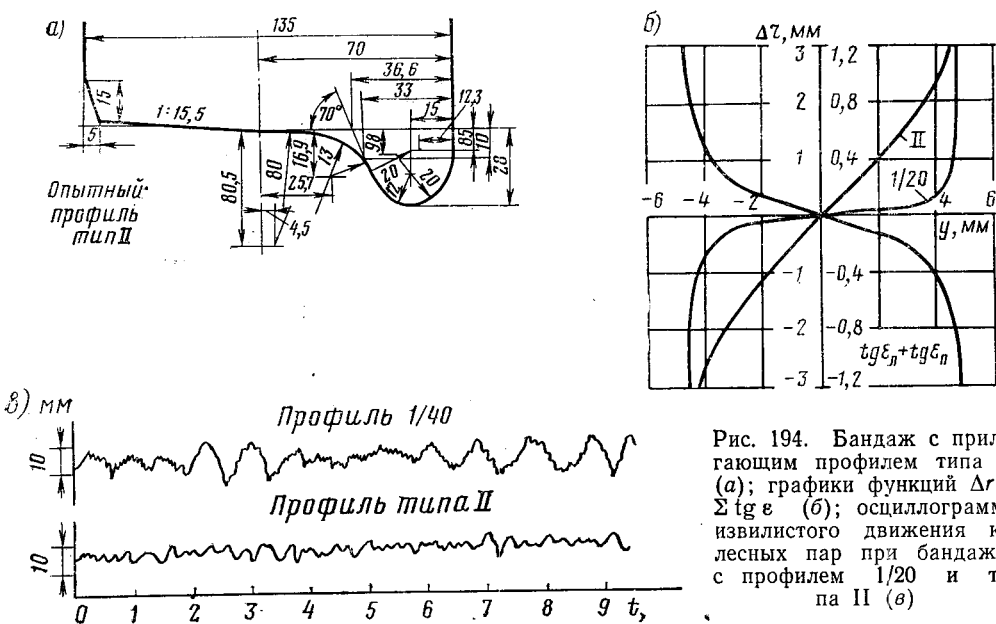


Рис. 194. Бандаж с прилегающим профилем типа II (а); графики функций Δr и $\Sigma \text{tg} \epsilon$ (б); осциллограммы извилистого движения колесных пар при бандажах с профилем 1/20 и типа II (в)

пары от одного рельса к другому с набеганием гребней и значительными отжатами рельсов, представляющими угрозу безопасности движения. Так, например, при испытаниях электровоза ЧС2 на пути, уложенном рельсами типа Р65 на железобетонных шпалах и щебеночном балласте, при скорости движения до 160 км/ч были получены вполне удовлетворительные результаты, однако при $v = 180$ км/ч упругие отжаты головки рельса (в прямом участке пути) составляли 6,9 мм, а при скорости $v = 200$ км/ч — 7,5 мм, в результате чего было замечено появление расстройств рельсового пути в плане.

При испытаниях профиля 1/40 и профиля II на дорогах ФРГ было установлено, что при профиле 1/40 длина волны виляния находилась в пределах 25—40 м, в среднем 30 м и не изменяла своего значения вплоть до скорости движения $v = 200$ км/ч. Амплитуды извилистого движения колесных пар постепенно увеличивались при росте скорости движения, однако вплоть до $v = 200$ км/ч оставались меньше половины рельсового зазора Δ , т. е. гребни практически не набегали на рельсы. После пробега в 80 000 км, когда на поверхностях катания бандажей образовался некоторый прокат, картина извилистого движения изменилась: частота несколько увеличилась и соответственно длина волны виляния уменьшилась до 25 м, амплитуды увеличились до значения $\frac{\Delta}{2}$, гребни начали набегать на рельсы, что повлекло за собой ускорение их износа и при $v = 200$ км/ч движение приняло зигзагообразный характер со значительными боковыми давлениями колес на рельсы, опасными для эксплуатации. Такое ухудшение ходовых качеств имело место вплоть до достижения пробега 150 000 км, после чего стабильность движения снова начинала улучшаться.

Извилистое движение колесных пар с бандажами профиля II происходило со значительно большей частотой, достигавшей при высокой скорости движения 6 Гц. Амплитуды при всех скоростях движения были менее $\frac{\Delta}{2}$, что привело к значительному снижению износа гребней. Движение отличалось высокой стабильностью; отклонения, вызванные случайными боковыми толчками вследствие неровности пути в плане, быстро затухали, что видно на рис. 194, в. Профиль поверхности катания почти не изменялся и лишь сдвигался, вследствие износа параллельно самому себе, что приводило к сохранению характера

движения независимо от пробега вплоть до пробега в 300 000 км (по данным А. Нефцгера).

Эти особенности характера движения объясняются значительно большими углами наклона касательных к профилю в зоне контакта бандажа и рельса, что приводит к соответственно большим разностям радиусов левого и правого колес при сдвиге колесной пары поперек оси пути. На рис. 194, б приведены графики значений $\Delta r = f(y)$ для профилей 1/20 и II. Из (227) ясно, что углы наклона касательных к этим графикам пропорциональны фактическим углам наклона поверхности катания. Профиль II характеризуется значительным уклоном поверхности катания; это приводит, в соответствии с формулой Клингеля, к существенному уменьшению длины волны и, следовательно, к увеличению частоты, что и подтверждается опытом. Естественно, что сходные изменения процесса извилистого движения начинают появляться и при значительном износе обычного стандартного профиля. Так, например, при динамических испытаниях тепловоза ТЭ7 после значительного пробега, в результате которого на бандажах имелся прокат глубиной 5 мм, частота горизонтальных колебаний составляла 4,3 Гц [50], хотя значения рамных давлений были того же порядка, что и у тепловоза с неизношенными бандажами и соответственно с частотой колебаний около 1,5 Гц.

Существенной особенностью нового профиля бандажей являются неодинаковые значения горизонтальных составляющих давлений колес на рельсы и появление, так же как и при изношенных бандажах стандартного профиля горизонтальной равнодействующей этих сил ΣQ , равной

$$\Sigma Q = P (\operatorname{tg} \varepsilon_{\text{л}} + \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{пр}}). \quad (259)$$

На рис. 194, б приведен (по данным Мюллера) график значений $\operatorname{tg} \varepsilon_{\text{л}} + \operatorname{tg} \varepsilon_{\text{пр}}$ в функции поперечного смещения колесной пары y (при рельсовом зазоре $\Delta = 10$ мм). Как видно, сила ΣQ , препятствующая поперечному перемещению колесной пары, изменяется по закону $\Sigma Q = -j_{\text{гр}} y$, где через $j_{\text{гр}}$ обозначен параметр, который можно назвать гравитационной жесткостью. Значение его меняется в зависимости от y по нелинейному закону, однако, если смещение колесной пары из среднего положения не слишком велико ($y \gg 0,5\Delta = 2$ мм), то гравитационная жесткость может быть принята постоянной. Так, например, при статической нагрузке колеса на рельс, равной 10 тс и при новом профиле бандажа гравитационная жесткость для одной колесной пары (см. рис. 194, б и выражение (259), будет равна 680 кгс/мм.

Очевидно, поперечное смещение колесной пары (без учета отжатия рельса) может быть найдено, если известно боковое давление колеса на рельс Y' . Тогда $y = \frac{Y'}{j_{\text{гр}}}$, причем взамен Y' можно воспользоваться алгебраической суммой рамного давления $Y_{\text{р}}$ и поперечной компоненты силы трения. Численные значения гравитационной жесткости для бандажей нового профиля (типа II) достаточно высоки, чтобы исключить набегание гребней на рельсы.

Обращает на себя внимание тот факт, что повышение стабильности движения, уменьшение износа и сохранение очертания профиля бандажей особенно заметны при применении дисковых тормозов, поскольку применение колодочных тормозов ведет к постепенному искажению первоначального профиля. Это обстоятельство подтверждает целесообразность применения, в особенности на скоростном подвижном составе, дисковых тормозов, а на локомотивах соответственно электродинамического торможения.

Следует отметить, что при опытах с вагонными бандажами профиля II после значительного пробега на поверхностях катания было отмечено появление повреждений усталостного характера. По-видимому, устранение таких дефектов должно быть достигнуто путем повышения усталостной прочности материала бандажей. Бандажи с новым профилем, прилегающим к профилю головки рельса, проходили опытную проверку и на железных дорогах СССР. Результаты этих экспериментов оказались положительными, хотя исследования еще не завершены.

ОСНОВЫ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЛЬСАХ

96. Расчетная схема рельса как балки на сплошном упругом основании

Шпалы, на которые опирается рельс, расположены настолько часто, что можно отказаться от рассмотрения рельса как балки, лежащей на многих упругих опорах, и рассчитывать его как балку, лежащую на сплошном упругом основании. Разница при этом не будет превышать 5%. Пусть рельсовая нить нагружена силой P (рис. 195, а). В результате нагружения со стороны основания (балластного слоя и земляного полотна) возникает реакция q , пропорциональная деформациям основания,

$$q = -Uy. \quad (260)$$

Коэффициент пропорциональности, называемый модулем упругости рельсового основания, представляет собой погонную нагрузку, возникающую при осадке рельса на единицу глубины. Значение U для разных типов верхнего строения пути обычно находится в пределах $U = 150 \div 350$ кгс/см², впрочем при смерзании балласта может возрасти в 2—3 раза. Для железобетонных шпал значения U в 3—4 раза больше.

Напишем известные зависимости для изогнутой упругой линии балки

$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2}; \quad Q = EI \frac{d^3 y}{dx^3}; \quad q = EI \frac{d^4 y}{dx^4},$$

где EI — изгибная жесткость балки;

M — изгибающий момент;

Q — поперечная сила;

q — распределенная нагрузка.

Тогда с учетом (260) можно написать

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + Uy = 0, \quad (261)$$

или

$$\frac{d^4 y}{dx^4} + 4\kappa^4 y = 0, \quad (262)$$

где $\kappa = \sqrt[4]{\frac{U}{4EI}}$ — коэффициент относительной жесткости рельсового основания и рельса, обычно $\kappa = 0,009 \div 0,012$ см⁻¹.

Общее решение дифференциального уравнения изгиба балки на сплошном упругом основании имеет следующий вид:

$$y = C_1 e^{\kappa x} \sin \kappa x + C_2 e^{\kappa x} \cos \kappa x + C_3 e^{-\kappa x} \sin \kappa x + C_4 e^{-\kappa x} \cos \kappa x.$$

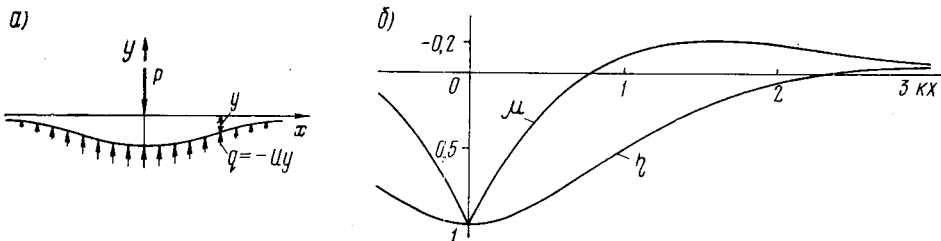


Рис. 195. Изгиб рельса на сплошном упругом основании (а); графики коэффициентов μ и η (б)

Произвольные постоянные определяются из граничных условий, а именно:

$$x=0, \frac{dy}{dx}=0; \quad x=\infty, \quad y=0; \quad \int_{-\infty}^0 q dx = \frac{P}{2}; \quad \int_0^{\infty} q dx = \frac{P}{2}.$$

После определения и подстановки постоянных уравнение упругой линии рельса получит вид

$$y = -\frac{P}{8EI\kappa^3} \eta(x), \quad (263)$$

где

$$\eta(x) = e^{-\kappa x} (\cos \kappa x + \sin \kappa x). \quad (264)$$

Напишем уравнение изгибающего момента

$$M = EI \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{P}{4\kappa} \mu(x), \quad (265)$$

где

$$\mu(x) = e^{-\kappa x} (\cos \kappa x - \sin \kappa x). \quad (266)$$

Значения $\eta(\kappa x)$ и $\mu(\kappa x)$ приведены в табл. 27 и показаны на рис. 195, б.

Заметим, что так как под грузом (при $x=0$) значение $\eta(x)=1$, легко вычислить жесткость рельсовой нити

$$j_p = \frac{P}{|y|} = 8EI\kappa^3 = \frac{2U}{\kappa}. \quad (267)$$

Напряжение в рельсе определяется обычным порядком по формуле $\sigma = \frac{M}{W}$, где W — момент сопротивления рельса изгибу.

Рассмотрим теперь действие на рельс системы нагрузок, расположенных по соседству (рис. 196, а). Очевидно, эпюры изгибающих моментов необходимо сложить алгебраически, пользуясь выражением

$$M_{\text{сумм}} = \frac{1}{4\kappa} \sum P_i \mu_i(x). \quad (268)$$

Если соседние с расчетным сечением нагрузки находятся в зоне отрицательных значений $\mu(x)$, то их действие, очевидно, приведет к уменьшению изгибающего момента в этом сечении. Отсюда ясно, почему $\mu(x)$ называют коэффициентом влияния. Физическое объяснение этого важного для железнодорожной практики обстоятельства заключается в том, что соседние нагрузки делают изгиб рельса более пологим, уменьшают кривизну упругой линии и тем самым уменьшают изгибающие рельс моменты. Параметры рельсового пути и система нагрузок от локомотивных колес такова, что разгружающее действие соседних колес обычно имеет место. Проиллюстрируем это, вычисляя

Таблица 27

κx	0	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2
$\eta(\kappa x)$	1	0,635	0,508	0,390	0,285	0,196	0,123	0,037	0,024
$\mu(\kappa x)$	1	-0,009	-0,111	-0,172	-0,201	-0,208	-0,198	-0,179	-0,155
κx	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	
$\eta(\kappa x)$	-0,006	-0,025	-0,037	-0,042	-0,043	-0,041	-0,037	-0,031	
$\mu(\kappa x)$	-0,128	-0,102	-0,078	-0,056	-0,038	-0,024	-0,012	-0,004	

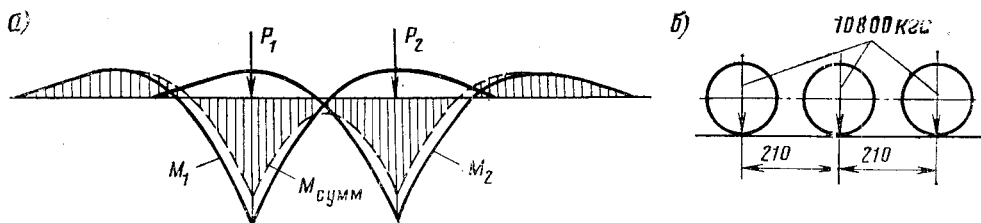


Рис. 196. Влияние соседних грузов (а); схема нагрузок от колес тепловоза 2ТЭ10Л (б)

напряжения изгиба под колесами тепловоза 2ТЭ10Л, неподвижно стоящего на рельсах. Схема нагрузок от колес тележки этого тепловоза приведена на рис. 196, б. Предположим, что путь уложен новыми (без износа) рельсами типа Р50 с числом шпал 1840 шт. на километр на щебеночном балласте. Из справочной литературы [53] находим: $W = 286 \text{ см}^3$, $U = 250 \text{ кгс/см}^2$, $\kappa = 0,0119 \text{ см}^{-1}$. Сначала подсчитаем напряжение в кромках подошвы рельса под одиночно стоящим колесом

$$\sigma_0 = \frac{P}{4\kappa W} = \frac{10\,800}{4 \cdot 0,0119 \cdot 286} = 793 \text{ кгс/см}^2.$$

Теперь подсчитаем напряжение под средним колесом тележки 2ТЭ10Л с учетом влияния соседних колес. Определяем $\kappa x = 0,0119 \cdot 210 = 2,5$ и по табл. 27 находим $\mu = -0,115$.

Тогда получим

$$\sigma_2 = \frac{10\,800(1 - 2 \cdot 0,115)}{4 \cdot 0,0119 \cdot 286} = 610 \text{ кгс/см}^2.$$

Следует иметь в виду, что колеса, удаленные друг от друга более чем на 3 м, практически не оказывают разгружающего влияния и поэтому при расчетах не учитываются.

Давление рельса на шпалу

$$Q = ql = \frac{P\kappa l}{2} \eta(x), \quad (269)$$

где l — расстояние между осями соседних шпал.

Суммарное давление рельса на шпалу от системы грузов, очевидно, будет равно

$$Q_{\text{сумм}} = \frac{\kappa l}{2} \sum P_i \eta_i(x). \quad (270)$$

97. Методика суммирования нагрузок, передаваемых колесом рельсу

Казалось бы, что для определения наибольших расчетных напряжений в рельсах достаточно суммировать наибольшие значения всех нагрузок, действующих на рельс. Однако случаи совпадения максимумов всех нагрузок настолько редки, что вероятность такого совпадения практически равна нулю. Учитывая, что отдельные составляющие полной нагрузки практически не зависят друг от друга (например, нагрузки, вызываемые неровностями пути и неровностями на бандажах; нагрузки от колебаний наддрессорного строения и т. п.), необходимо применить при определении максимальных вероятных значений их суммы законы математической статистики.

Как известно, совокупность значений случайной величины (в данном случае какой-либо динамической нагрузки) может быть изображена в виде так называемой гистограммы распределения (рис. 197, а). Здесь по оси абсцисс отложены отдельные значения нагрузки, а по оси ординат — процент повто-

ряемости этих значений, считая сумму всей совокупности значений за 100%. Основными характеристиками распределения являются: среднее значение

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_1 + P_2 + \dots + P_n}{n} \quad (271)$$

и среднее квадратичное отклонение

$$s = \sqrt{\frac{(P_1 - P_{\text{ср}})^2 + (P_2 - P_{\text{ср}})^2 + \dots + (P_n - P_{\text{ср}})^2}{n}} \quad (272)$$

Квадрат среднего квадратичного отклонения называется дисперсией $s^2 = D$. Наибольшее расчетное значение случайной величины $P_{\text{max расч}}$ удобно определить через $P_{\text{ср}}$ и s , пользуясь выражением

$$P_{\text{max расч}} = P_{\text{ср}} + ms. \quad (273)$$

В практике весьма часто приходится сталкиваться с нормальным или Гауссовым законом распределения. Для таких случаев легко заранее оценить, насколько близко выражение (273) отражает действительность. Так, например, если принять $m = 2,5$, то вероятность того, что вычисленная по формуле (273) нагрузка будет максимальной, составляет 0,994, иными словами, только шесть наблюдений из тысячи могут оказаться больше вычисленной величины. При дальнейших расчетах везде принято $m = 2,5$.

В теории вероятности доказывается, что при вычислении максимальных значений совокупности случайных величин среднее значение и дисперсия определяются путем суммирования средних значений и дисперсий отдельных составляющих. Таким образом,

$$P_{\text{сумм max}} = \Sigma P_{i \text{ ср}} + 2,5 \sqrt{\Sigma s_i^2}. \quad (274)$$

При помощи этого выражения и производится суммирование нагрузок, передаваемых колесом на рельс (см. Правила по расчету верхнего строения железнодорожного пути на прочность).

При статистической обработке опытных данных по воздействию локомотивных колес на рельсы были получены величины средних значений и средних квадратичных отклонений для отдельных составляющих динамической нагрузки. Ниже приводятся эти данные для тепловозов.

1. Нагрузка от колебаний наддрессорного строения $P_{\text{ресс}}$. Среднее значение $P_{\text{ресс ср}} = 0,75 \text{ ж} z_{\text{max}}$, среднее квадратичное уклонение $s_{\text{ресс}} = 0,08 \text{ ж} z_{\text{max}}$, где ж — расчетная жесткость рессоры, кгс/мм; z_{max} — наибольший динамический прогиб рессоры, принимаемый равным 15 мм.

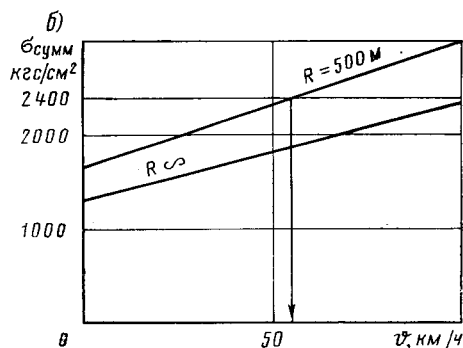
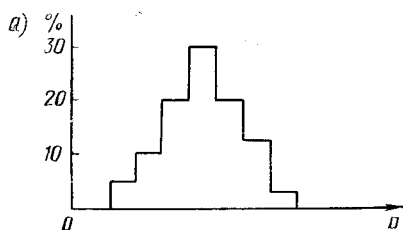


Рис. 197. Гистограмма распределения динамических нагрузок (а); график изменения напряжений в рельсах (б)

2. Нагрузка при движении по плавным изолированным неровностям пути $P_{\text{нп}}$. Среднее значение $P_{\text{нп ср}} = 0$, среднее квадратичное отклонение

$$s_{\text{нп}} = 0,565 \cdot 10^{-8} \beta \gamma l P_{\text{ср}} v \sqrt{\frac{U}{\kappa} q},$$

где β — коэффициент, учитывающий влияние типа рельса (для Р50 и Р65 $\beta = 1$, для Р43 $\beta = 1,15$);

γ — коэффициент, учитывающий влияние рода балласта (для щебня $\gamma = 1$, для гравия $\gamma = 1,1$, для песка $\gamma = 1,5$);

l — расстояние между осями шпал, см;

$P_{\text{ср}}$ — среднее давление на колесо, равное сумме статической нагрузки и средней нагрузки от игры рессор

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{ст}} + P_{\text{ресс ср}},$$

v — скорость движения, км/ч.

3. Нагрузка от действия плавной изолированной неровности на бандаже $P_{\text{инк}}$. Под такой неровностью понимается закатанная выбоина, глубина которой a принимается равной $a = 0,065$ см. Предполагается, что такие неровности имеют место у 5% всех локомотивных колес.

Среднее значение $P_{\text{инк ср}} = 0$ среднее квадратичное отклонение $s_{\text{инк}} = 0,25 a \frac{2U}{\kappa} y_{\text{max}}$. Легко видеть, что эта формула сходна с формулой (70), поскольку $\frac{2U}{\kappa} = j_p$, а y_{max} — коэффициент динамичности, соответствующий $\kappa_{\text{дин}}$ в формуле (70) и определяемый по графику (см. рис. 155) в зависимости от соотношения частот $\frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_{\text{р}}}$ или периодов $\frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{н}}}$.

4. Нагрузка от действия непрерывных плавных неровностей на бандаже $P_{\text{инк}}$. Под такими неровностями понимается прокат, неравномерно распределенный по окружности бандажа. Предполагается, что такой прокат имеет место у 95% всех локомотивных бандажей,

$$P_{\text{инк ср}} = 0; s_{\text{инк}} = 0,112 \cdot 10^{-4} q \frac{v^2}{d^2} \cdot \frac{U}{\kappa},$$

где d — диаметр колеса, см.

Наибольшая вертикальная расчетная нагрузка движущегося колеса тепловоза на рельс определяется с учетом изложенного по формуле

$$P_{\text{сумм max}} = P_{\text{ст}} + P_{\text{ресс ср}} + 2,5 \sqrt{s_{\text{ресс}}^2 + s_{\text{нп}}^2 + 0,05 s_{\text{инк}}^2 + 0,95 s_{\text{инк}}^2}. \quad (275)$$

Что касается боковой нагрузки, вызывающей изгиб рельса в горизонтальной плоскости, а также кручение его, то значения этой нагрузки как для прямых, так и для кривых участков пути являются менее определенными, чем значения вертикальной нагрузки. Поэтому в правилах расчета пути горизонтальная нагрузка не определяется, а принимается пропорциональной наибольшей вертикальной нагрузке $P_{\text{сумм max}}$. Коэффициент пропорциональности f зависит, как показали эксперименты, от ряда факторов, а именно: от типа локомотива, типа рельса, радиуса кривой и т. п.; значения f для направляющих колес приведены в табл. 28. Таким образом, наибольшее напряжение в сечении рельса, находящемся под движущимся колесом, определяется из выражения

$$\sigma_{\text{сумм max}} = \frac{P_{\text{сумм max}} + \sum P_{\text{ср}} \mu_i(x)}{4\kappa W} f. \quad (276)$$

* Эта формула имеет ту же структуру, что и формула (76). Действительно, $\frac{U}{\kappa} = 0,5 j_p$, а $\beta \gamma l P_{\text{ср}}$ — эквивалентно градиенту неровности μ .

Тип тепловоза	Радиус кривой, м					
	250	300	400	500	600	Прямая
2-2 при $2P_{ст} > 22$ тс	1,55	1,47	1,34	1,24	1,16	1,11
	1,56	1,48	1,35	1,25	1,17	1,11
3-3 при $2P_{ст} > 22$ тс	1,73	1,65	1,50	1,39	1,23	1,17
	1,74	1,66	1,51	1,40	1,24	1,17
Тепловоз ТЭЗ	1,87	1,78	1,61	1,48	1,41	1,17
	1,88	1,79	1,62	1,49	1,42	1,17

Примечание. В числителе—для рельса Р50, в знаменателе—для рельса Р43.

Здесь при учете влияния соседних колес принимаются средние значения нагрузок этих колес, т. е.

$$P_{ср} = P_{ст} + P_{ресс\ ср}.$$

Динамические напряжения смятия шпалы подкладкой определяются по формуле

$$\sigma_{ш} = \frac{\kappa l}{2\omega} (P_{сумм\ max} + \Sigma P_{ср} \eta_i(x)), \quad (277)$$

где ω — площадь рельсовой подкладки, см².

Аналогично определяются и наибольшие напряжения в балластном слое σ_b

$$\sigma_b = \frac{\kappa l}{2\Omega} (P_{сумм\ max} + \Sigma P_{ср} \eta_i(x)). \quad (278)$$

где Ω — половина опорной площади шпалы, см², с поправкой на изгиб шпалы. Значения ω и Ω берутся из литературы [53].

98. Значения допускаемых напряжений. Ограничение скорости движения

Допускаемые напряжения в кромках подошвы рельса определяются из выражения

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_T}{\kappa_3} - \sigma_t, \quad (279)$$

где σ_T — условный предел текучести рельсовой стали, определяемый при растяжении стандартных образцов как напряжение, при котором остаточное удлинение образца достигает 0,2%;

κ_3 — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,3;

σ_t — температурные напряжения в рельсах, возникающие за счет появления продольных сил при изменениях температуры.

Для рельсов новых типов (Р43, Р50, Р65) $\sigma_T = 3500$ кгс/см², для рельсов старых типов (Ia, IIa, IIIa и пр.) $\sigma_T = 3000$ кгс/см². Что касается температурных напряжений, то для рельсов длиной 12,5 м можно принять $\sigma_t = 350$ кгс/см², а для рельсов длиной 25 м $\sigma_t = 700$ кгс/см². Подставляя эти данные в формулу (279), получим для новых рельсов длиной 12,5 м $\sigma_{доп} = 2400$ кгс/см², а при длине 25 м $\sigma_{доп} = 2050$ кгс/см²; для старых рельсов длиной 12,5 м $\sigma_{доп} = 2000$ кгс/см².

Допускаемое напряжение на смятие шпал под подкладками составляет от 22 кгс/см² для шпал из хвойных пород до 44 кгс/см² для дубовых шпал. Допускаемое напряжение в балласте под шпалой принимается равным для щебня 5 кгс/см², для гравия 3 кгс/см² и для песка 2,75 кгс/см².

Приведем пример расчета напряжений в рельсах. Исходные данные: тепловоз ТЭЗ со статической нагрузкой $P_{ст} = 10\,500$ кгс, жесткостью рессор, отнесенной к колесу $j_{ресс} = 130$ кгс/мм; неподрессоренным весом $q = 2330$ кгс; рельс типа Р43 новый; длина звена 12,5 м, 1600 шпал на километр, балласт — гравий; $U = 267$ кгс/см², $W = 206$ см³, $\kappa = 0,012$ см⁻¹, $\kappa x = 2,54$, $\mu = -0,11$.

Определяем составляющие суммарной нагрузки колеса на рельс: $P_{ресс\,ср} = 0,75 \cdot 130 \cdot 15 = 1460$ кгс; таким образом, $P_{ср} = 10\,500 + 1460 = 11\,960$ кгс; $s_{ресс} = 0,08 \cdot 130 \times$

$$\times 15 = 156 \text{ кгс}; s_{нп} = 0,565 \cdot 10^{-8} \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 62,5 \cdot 11\,960 \sqrt{\frac{267}{0,0121} \cdot 2330} v = 36,8 v;$$

$$s_{нпк} = 0,25 \cdot 0,065 \frac{2 \cdot 267}{0,0121} \cdot 1,47 = 1052 \text{ кгс (принимая наибольшее значение } \kappa_{дин} = 1,47);$$

$$s_{нпк} = 0,112 \cdot 10^{-4} \cdot 2330 \frac{267}{0,0121} \cdot \frac{v^2}{105^2} = 0,233 v^2.$$

Подсчитаем суммарную вертикальную нагрузку при скорости движения $v = 100$ км/ч:

$$P_{сумм\,max} = 11\,960 + 2,5 \sqrt{156^2 + 3680^2 + 0,05 \cdot 1052^2 + 0,95 \cdot 520^2} = 21\,330 \text{ кгс}.$$

Тот же подсчет при $v = 0$ дает $P_{сумм\,max} = 12\,350$ кгс.

Находим напряжения под передним (направляющим) колесом в прямом участке пути: при $v = 0$.

$$\sigma_{сумм\,max} = \frac{12\,350 - 0,11 \cdot 11\,960}{4 \cdot 0,0121 \cdot 206} 1,17 = 1295 \text{ кгс/см}^2;$$

при $v = 100$ км/ч

$$\sigma_{сумм\,max} = \frac{21\,330 - 0,11 \cdot 11\,960}{4 \cdot 0,0121 \cdot 206} 1,17 = 2350 \text{ кгс/см}^2.$$

В кривой радиусом $R = 500$ м при значении коэффициента $f = 1,49$ получим соответственно при $v = 0$ $\sigma_{сумм\,max} = 1650$ кгс/см² и при $v = 100$ км/ч $\sigma_{сумм\,max} = 2990$ кгс/см².

Пользуясь полученными значениями напряжений и имея в виду, что закон их изменения в зависимости от скорости движения практически можно считать линейным, легко определить допустимые значения скорости движения при заданных параметрах верхнего строения пути. Для этого строим график $\sigma_{max} = f(v)$ (см. рис. 197, б) и наносим на нем линию $\sigma_{доп} = 2400$ кгс/см². Как видно, на прямом участке пути ограничения скорости не требуется. В кривой радиуса $R = 500$ м наибольшая скорость движения составляет 55 км/ч.

Учитывая, что в формуле (275) наибольшее влияние оказывают неровности пути, практически вполне допустимо пользоваться приближенной формулой $P_{сумм\,max} = P_{ср} + 2,5 s_{нп}$.

При $v = 0$ можно считать $P_{сумм\,max} = P_{ст} + 15 j_{ресс}$. Ошибка в обоих случаях составляет около 1%.

99. Контактные напряжения в рельсах и бандажах

Если бы колесо локомотива не передавало на рельс никакой нагрузки — оно соприкасалось бы с рельсом в одной точке. При наличии нагрузки появится небольшая контактная площадка, размеры которой могут быть найдены при помощи формул теории упругости, впервые полученных Г. Гертцем. Если соприкасающиеся поверхности являются поверхностями второго порядка, то площадка контакта будет иметь форму эллипса, а напряжения сжатия на поверхности этой площадки будут распределены по закону эллипсоида (рис. 198, а). Размеры полуосей эллипса a и b и напряжение σ_z на его поверхности будут функциями главных радиусов кривизны обоих соприкасающихся тел, передаваемой нагрузки и упругих свойств материала. Контакт бандажа

φ	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
m	3,778	2,731	2,136	1,754	1,486	1,284	1,128	1
n	0,408	0,493	0,567	0,641	0,717	0,802	0,893	1

с рельсом представляет собой контакт двух цилиндрических поверхностей с пересекающимися осями (слабой коничностью бандажа с уклоном 1/20 можно пренебречь). Расчетные формулы для этого случая имеют следующий вид [51]:

$$\sigma_{z \max} = 1,5 \frac{P}{\pi ab}, \quad (280)$$

$$a = m \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)PR_R R_p}{E(R_R + R_p)}}, \quad (281)$$

$$b = n \sqrt[3]{\frac{3(1-\mu^2)PR_R R_p}{E(R_R + R_p)}}. \quad (282)$$

Здесь P — нагрузка от колеса на рельс;
 R_R и R_p — радиусы колеса и головки рельса;
 E — модуль упругости стали;
 μ — коэффициент Пуассона.

Значения коэффициентов m и n приведены в табл. 29 в функции вспомогательного угла φ , определяемого из соотношения

$$\cos \varphi = \frac{|R_R - R_p|}{R_R + R_p}.$$

Обратим внимание на то обстоятельство, что размеры контактной площадки и наибольшее напряжение сжатия $\sigma_{z \max}$ пропорциональны $\sqrt[3]{P}$, а сближение бандажа и рельса или контактная деформация Δz_K пропорциональна $\sqrt[3]{P^2}$. Таким образом, контактная жесткость будет пропорциональна $\sqrt[3]{P}$, т. е. здесь мы встречаемся с нелинейной задачей.

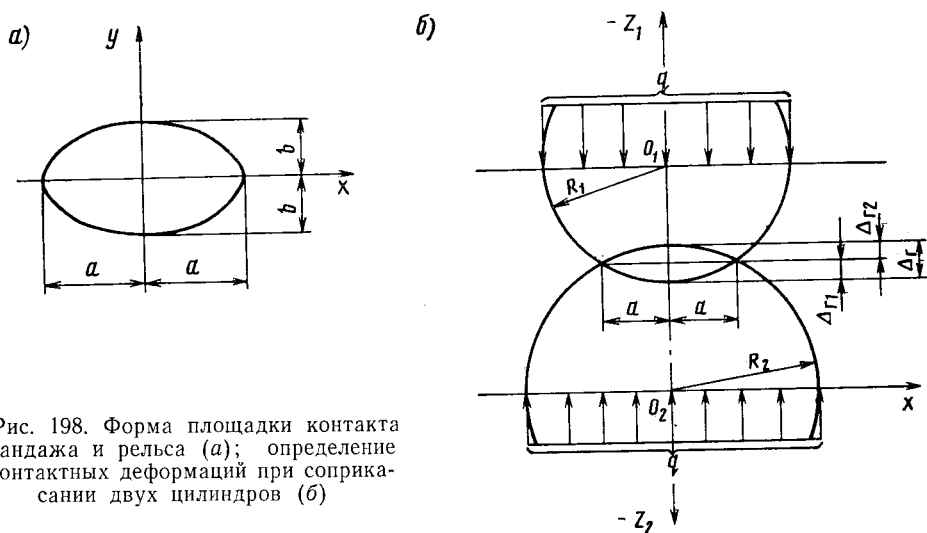


Рис. 198. Форма площадки контакта бандажа и рельса (а); определение контактных деформаций при соприкосновении двух цилиндров (б)

Значение наибольшего напряжения в середине контактной площадки весьма высоко. Для тепловозного колеса диаметром $2R_k = 1050$ мм, опирающегося на новый рельс, головка которого очерчена радиусом $R_p = 300$ мм, при нагрузке от колеса на рельс $P_{ст} = 10\,000$ кг получим:

$$\varphi = \arccos \frac{52,5 - 30}{52,5 + 30} = 74^\circ 10'; m = 1,216;$$

$$n = 0,841;$$

$$a = 1,216 \sqrt{\frac{3(1 - 0,3^2) \cdot 10\,000 \cdot 52,5 \cdot 30}{2\,100\,000(52,5 + 30)}} = 1,216 \cdot 0,629 = 0,765 \text{ см},$$

$$b = 0,841 \cdot 0,629 = 0,528 \text{ см},$$

$$\sigma_{z \max} = 1,5 \frac{10\,000}{\pi \cdot 0,765 \cdot 0,528} = 11\,800 \text{ кгс/см}^2.$$

При действии динамической нагрузки $\sigma_{z \max}$ будет еще больше. Столь высокие нормальные напряжения металл бандажа и рельса может выдержать, не деформируясь пластически, лишь потому, что он находится в условиях всестороннего сжатия. Однако наибольшую роль при оценке прочности металла рельсов и бандажей играют главные касательные напряжения, которые по третьей теории прочности не должны превышать половины допускаемых напряжений на растяжение. Главные касательные напряжения определяются как полуразность наибольшего и наименьшего главных нормальных напряжений.

Наибольшее значение эти напряжения приобретают на некоторой небольшой глубине h под серединой контактной площадки. Глубина эта зависит от отношения полуосей эллипса $\frac{b}{a}$. При величине $\frac{b}{a} = \frac{1}{3}$ $h = 0,24a$; при $\frac{b}{a} = \frac{1}{2}$ $h = 0,31a$; при $\frac{b}{a} = \frac{3}{4}$ $h = 0,41a$ и при $\frac{b}{a} = 1$ $h = 0,48a$.

Наибольшие касательные напряжения определяются по формуле

$$\tau_{\max} \approx 0,315 \sigma_{z \max}. \quad (283)$$

Для рассмотренного выше случая наибольшие касательные напряжения будут иметь место на глубине $h \cong 3$ мм под серединой поверхности контакта. Величина их в этой точке достигает $\tau_{\max} = 0,315 \cdot 11\,800 = 3715$ кгс/см². Столь значительные напряжения становятся причиной появления пластических деформаций в головке рельса и в теле бандажа, что обычно и обнаруживается при исследовании поперечных сечений рельсов и бандажей, находившихся в эксплуатации.

Плоскости действия главных касательных напряжений ориентированы под углом в 45° к поверхности контакта. Если считать, что сила тяги, приложенная на ободе колеса распределена равномерно по поверхности контактной площадки, то при коэффициенте сцепления $\psi_k = 0,3$ значение касательных напряжений на поверхности будет равно

$$\tau_F = \frac{10\,000 \cdot 0,3}{\pi \cdot 0,765 \cdot 0,528} = 2360 \text{ кгс/см}^2.$$

Эти касательные напряжения от действия предельной силы тяги увеличивают значения главных касательных напряжений от вертикальной нагрузки примерно на 15—20%. При частой повторяемости напряжений в материале головки рельса и бандажа могут возникнуть и развиваться повреждения усталостного характера, обычно выходящие на поверхность в виде луночек выкрашивания или отслаивающихся пластинок. В случае когда поверхность катания бандажей или рельсов подвергается интенсивному изнашиванию, при котором темп исчезновения повреждений поверхности быстрее темпа их возникновения, повреждения усталостного характера не проявляются.

Как известно, в эксплуатации профиль поверхности катания бандажей начинает приближаться к очертанию головок рельсов. В этом случае эллиптическая площадка контакта вырождается в прямоугольную, ширина которой l определяется шириной головки рельса, а длина площадки вдоль рельса $2a$ может быть определена из формулы (284), полученной для случая соприкосновения цилиндра с плоскостью

$$2a = 3,04 \sqrt{\frac{qR_K}{E}}, \quad (284)$$

где $q = \frac{P}{l}$ — удельная нагрузка на единицу ширины. В этом случае напряжения на поверхности контакта распределяются по закону эллиптического цилиндра, причем наибольшее напряжение сжатия $\sigma_{z \max}$ имеет место на средней линии контактной площадки (поперек рельса) и определяется по формуле

$$\sigma_{z \max} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{R_K}} = \frac{2q}{\pi a}. \quad (285)$$

Наибольшие касательные напряжения $\tau_{\max}$ находятся на глубине $h = 0,78a$, а их величина составляет

$$\tau_{\max} = 0,304 \sigma_{z \max}.$$

Если принять среднее значение ширины площадки контакта изношенных бандажей и рельсов $l = 35$ мм, то при $P = 10\,000$ кг и $R_K = 525$ мм получим

$$2a = 3,04 \sqrt{\frac{10\,000 \cdot 52,5}{3,5 \cdot 2 \cdot 100\,000}} = 0,814 \text{ см};$$

$$\sigma_{z \max} = \frac{2 \cdot 10\,000}{\pi \cdot 3,5 \cdot 0,407} = 4480 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{\max} = 0,304 \cdot 4480 = 1360 \text{ кгс/см}^2.$$

Эти значения напряжений значительно меньше подсчитанных ранее и не будут вызывать появления пластических деформаций.

В заключение определим контактную деформацию при давлении бандажа на рельс. Ограничимся случаем соприкосновения цилиндра с плоскостью, который эквивалентен условиям контакта изношенных бандажей и рельсов. Плоская задача теории упругости приводит при определении перемещений к бесконечному решению, которым невозможно воспользоваться для практических целей. Поэтому ниже предлагается приближенный, но хорошо согласующийся с результатами экспериментов метод расчета. Он заключается в том, что сначала, исходя из размеров контактной площадки (значения которых, найденные с помощью формул теории упругости, хорошо согласуются с экспериментальными данными), определяется величина Δ_r геометрического сближения контактирующих тел. Это сближение легко определяется из условий такого взаимного пересечения тел, при котором площадка пересечения имеет форму и размеры действительной контактной площадки. Добавочные деформации в объемах материала, удаленных от контактной площадки, определяются при помощи поправочного коэффициента ν , представляющего отношение геометрического сближения Δ_r к истинному сближению Δ_n , т. е. $\nu = \frac{\Delta_r}{\Delta_n}$. Тогда

$$\Delta_n = \frac{\Delta_r}{\nu}. \quad (286)$$

Значения коэффициента ν могут быть для общего случая определены теоретически [25]. Однако, учитывая что при выводе использованных выше формул теории упругости размеры контактирующих тел, за исключением зоны контакта, принимались бесконечно большими, правильнее определять добавочные деформации в объемах соприкасающихся тел прямым расчетом исходя

из предполагаемого распределения напряжений в этих объемах. Применим такую методику для общего случая соприкасания двух цилиндров с параллельными осями.

На рис. 198, б изображен случай контакта таких цилиндров.

Пусть длина цилиндров равна l и удельная нагрузка $q = \frac{P}{l}$. Тогда ширина контактной площадки $2a$ определяется по формуле

$$2a = 3,04 \sqrt{\frac{qR_1R_2}{E(R_1+R_2)}}. \quad (287)$$

Геометрическое сближение, соответствующее такой ширине контактной площадки, будет с большой степенью точности равно

$$\Delta_r = \Delta_{r1} + \Delta_{r2} = \frac{a^2}{2R_1} + \frac{a^2}{2R_2} = \frac{a^2(R_1+R_2)}{2R_1R_2} = 1,154 \frac{q}{E}. \quad (288)$$

Делая допущение, что напряжения сжатия распределены в горизонтальных сечениях равномерно, можно определить добавочные деформации в объемах полуцилиндров и, таким образом, найти истинное сближение их геометрических осей Δ_n :

$$\begin{aligned} \Delta_n &= \Delta_r + \frac{1}{E} \int_0^{R_1-\Delta_{r1}} \frac{q}{2\sqrt{R_1^2-z_1^2}} dz_1 + \frac{1}{E} \int_0^{R_2-\Delta_{r2}} \frac{q}{2\sqrt{R_2^2-z_2^2}} dz_2 = \\ &= 1,154 \frac{q}{E} + 0,5 \frac{q}{E} \arcsin \left(1 - \frac{a^2}{2R_1^2} \right) + 0,5 \frac{q}{E} \arcsin \left(1 - \frac{a^2}{2R_2^2} \right). \end{aligned} \quad (289)$$

При $q = 0$, $a = 0$ и $\Delta_n = 1,154 \frac{q}{E} + 1,571 \frac{q}{E} = 2,725 \frac{q}{E}$, т. е. $\nu = \frac{\Delta_r}{\Delta_n} = \frac{1,154}{2,725} = 0,423$. Для значения $q = 3000$ кгс/см и размеров контактных площадок, приведенных выше, величина поправочного коэффициента окажется равной $\nu = 0,425$. Для случаев, когда контактная площадка имеет форму эллипса с отношением полуосей $0,4 < \frac{b}{a} < 1$, значение коэффициента ν находится в узком интервале

$$0,4 < \nu < 0,5 \text{ [25]}.$$

Пользуясь этими значениями ν , легко определить по формуле (286) Δ и затем найти контактную жесткость $ж_k = \frac{P}{\Delta_n}$.

Отметим, что значения контактных деформаций и контактной жесткости не зависят от величины радиусов соприкасающихся тел.

Для рассмотренного выше числового примера получим:

$$\begin{aligned} \Delta_r &= \frac{a^2}{2R_k} = \frac{0,407^2}{2 \cdot 52,5} = 0,00158 \text{ см}; \\ \Delta_n &= \frac{\Delta_r}{\nu} = \frac{0,00158}{0,425} = 0,00372 \text{ см и } ж_k = \frac{10\,000}{0,00372} = \\ &= 2\,690\,000 \text{ кгс/см или } 269\,000 \text{ кгс/мм}. \end{aligned}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Я ко б с о н П. В. История тепловоза в СССР. М., Трансжелдориздат, 1960, 212 с.
2. С т е п а н о в В. Р. и др. Тепловоз 2ТЭ10Л. М., «Транспорт», 1970, 296 с.
3. П а л к и н А. П. и др. Дизельные поезда. М., «Транспорт», 1970, 358 с.
4. Л ь в о в Д. В. и др. Тепловозы СССР. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1968, 179 с.
5. Ф у ф р я н с к и й Н. А. и др. Развитие и совершенствование тепловозной тяги. М., «Транспорт», 1969, 303 с.
6. Ш и ш к и н К. А. и др. Тепловоз ТЭЗ. М., «Транспорт», 1967, 412 с.
7. К о н я е в А. Н., Т у р и к Н. А. Магистральный тепловоз ТЭ109 с передачей переменного постоянного тока. Сб. транспортное машиностроение. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1968, вып. 5—68—13.
8. Ж и л и н Г. А. и др. Пассажирский тепловоз ТЭП60. М., «Транспорт», 1971, 376 с.
9. Б о л ь ш а к о в А. С., С а р и н В. И., Ш в а й н ш т е й н Б. С. Маневровые тепловозы. М., Трансжелдориздат, 1962, 384 с.
10. Труды Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта, вып. 269. «Улучшение условий труда локомотивных бригад». М., Трансжелдориздат, 1963, 87 с.
11. М а л и н о в М. С., К у л и к о в Ю. А., Ч е р т о к Е. Б. Охлаждающие устройства тепловозов. М., Машгиз, 1962, 259 с.
12. П а н о в Н. И. Теплотехнические и аэродинамические характеристики тепловозных водовоздушных секций с шагом обрешетки 2,3 мм. Труды МИИТа, вып. 332, М., «Транспорт», 1970, с. 84—94.
13. Сварные конструкции локомотивных тележек. Сборник под ред. К. П. К о р о л е в а. М., «Транспорт», 1971, 72 с.
14. О в е ч н и к о в Н. Н. и др. Расчет несущего кузова тепловоза как стержневой системы с использованием ЭЦВМ. Труды ВНИТИ, вып. 129, 1968, с. 3—39.
15. Исследование динамики локомотивов. Труды ВНИТИ, вып. 31. Под ред. Л. К. Д о б р ы н и н а. Коломна, 1968, 214 с.
16. Расчеты на прочность в машиностроении. Под ред. С. Д. П о н о м а р е в а. М., Машгиз, т. I, 1956, 884 с., т. II, 1958, 974 с.
17. Ч е л н о к о в И. И. и др. Гасители колебаний вагонов. М., Трансжелдориздат, 1963, 176 с.
18. А п а н о в и ч Н. Г. и др. Конструкция, расчет и проектирование тепловозов. М., «Машиностроение», 1969, 387 с.
19. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Под ред. С. В. С е р е н с е н а. М., Машгиз, 1963, 451 с.
20. Р е ш е т о в Д. Н. Детали машин. М., «Машиностроение», 1964, 723 с.
21. И в а н о в В. В., К о н о н о в В. Е. Конструкция, расчет и эксплуатация эластичного привода при опорно-рамном подвешивании электродвигателя. М., ВЗИИТ, 1971, 32 с.
22. Тепловозы зарубежных стран. Каталог-справочник. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1971, 188 с.
23. В о р о н к о в Л. А. и др. Отечественные газотурбовозы. М., «Машиностроение», 1971, 312 с.
24. Б а р т о ш Е. Т. Газовые турбины на железнодорожном транспорте. М., «Транспорт», 1972, 144 с.
25. И в а н о в В. Н. Прочность и динамика паровозного движущего механизма. М., Машгиз, 1954, 380 с.
26. В е р ш и н с к и й С. В. и др. Динамика вагона. М., «Транспорт», 1972, 303 с.
27. Е в с т р а т о в А. С., Д о б р ы н и н Л. К. Исследование динамики тяговых электродвигателей тепловозов ТЭЗ и ТЭ7. «Новости машиностроения», 1959, № 6, с. 6—8.
28. Б е л я е в А. И. и др. Исследование колебаний якоря тягового электродвигателя ЭД107. Вестник ЦНИИ МПС, № 5, 1971, с. 20—23.
29. И в а н о в В. Н., Б е л я е в А. И. Влияние динамики тягового привода локомотива на волнообразный износ рельсов. Труды МИИТа, вып. 363, 1971, с. 3—11.
30. М е н ш у т и н Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях. Труды ЦНИИ, вып. 188, 1960.

31. Доронин В. И. О выборе типа передачи для высокоскоростных пассажирских локомотивов. Вестник ВНИИЖТа, № 4, 1960, с. 51—53.
32. Добрынин Л. К. и др. Исследование эластичного привода колесных пар тепловоза ТЭП60. Труды ВНИТИ, вып. 20. Коломна, 1964, с. 106—141.
33. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., «Наука», 1967, 444 с.
34. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М., «Машиностроение», 1967, 316 с.
35. Ден-Гартог. Механические колебания. М., Физматгиз, 1960, 580 с.
36. Варава В. Н. Выбор схемы и установление параметров рессорного подвешивания рельсовых экипажей. Труды ЛИИЖТа, вып. 281. Л., «Транспорт», 1968, с. 61—85.
37. Кальянов В. Н. Гашение вертикальных колебаний локомотива гидродемпферами. Вестник ВНИИЖТа № 2, 1965, с. 21—25.
38. Перевозчиков С. Н., Корнилова Т. Н. К выбору системы и параметров упругого подвешивания локомотивов. Труды ЛИИЖТа, вып. 294. Л., «Транспорт», 1970, с. 89—97.
39. Технические требования к проектируемым локомотивам по условиям прочности, динамики и воздействия на путь. М., Трансжелдориздат, 1964, с. 20.
40. Исследование динамики локомотивов. Труды ВНИТИ, вып. 22, 1966, 145 с.
41. Пахомов М. П. Экспериментальные исследования колебаний электровоза и их воздействие на путь. Труды МИИТа, вып. 103, 1958, с. 44—65.
42. Крылов Н. М., Боголюбов Н. Н. Введение в нелинейную механику. Киев, Изд-во АН УССР, 1937.
43. Боголюбов Н. Н., Митропольский Ю. А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. Физматгиз, 1963, 410 с.
44. Тибилев Т. А. Асимптотические методы исследования колебаний подвижного состава. М., «Транспорт», 1970, 224 с.
45. Королев К. П. Вписывание паровозов в кривые участки пути. Труды ЦНИИ, вып. 37, 1950, 224 с.
46. Ершков О. П. Расчет поперечных горизонтальных сил в кривых. М., «Транспорт», 1966, 235 с.
47. Голубятников С. М., Куценко С. М. Исследование влияния некоторых конструктивных характеристик локомотивных экипажей тепловозов на динамику в кривых. Труды ВНИТИ, вып. 34, 1970, с. 242—261.
48. Андриевский С. М. Боковой износ рельсов в кривых. Труды ЦНИИ, вып. 207, 1961, с. 126—128.
49. Ковалев Н. А. Боковые колебания подвижного состава. М., Трансжелдориздат, 1957, 247 с.
50. Григорьев Н. И., Голубятников С. М., Кондратов, В. А., Евстратов А. С. Результаты контрольных испытаний тепловозов ТЭ7 и ТЭП60. Труды ВНИТИ, вып. 20, 1964, с. 26—43.
51. Тимошенко С. П. Теория упругости. ОНТИ, 1937, 451 с.
52. Третьяков А. П. Вопросы интенсификации теплообмена тепловозных холодильников. Труды МИИТа, вып. 167. М., «Высшая школа», 1963, 134 с.
53. Шахунянц Г. М. Железнодорожный путь. М., Трансжелдориздат, 1961, 615 с.
54. Бромберг Е. М., Вериге М. Ф., Данилов В. Н., Фришман М. А. Взаимодействие пути и подвижного состава. М., Трансжелдориздат, 1956, 278 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Часть I

КОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОВЗОВ

	Стр.
Глава I. Устройство тепловозов и дизель-поездов	3
1. Основные типы тепловозов и дизель-поездов.	3
2. Классификация тепловозов	7
3. Техничко-экономические показатели тепловозной тяги	16
Глава II. Силовые установки тепловозов	18
4. Требования к силовым установкам автономных локомотивов	18
5. Основные параметры и технико-экономические показатели.	18
6. Мощностные ряды тепловозных дизелей	28
7. Расположение и установка дизеля на тепловозе	28
8. Санитарно-гигиенические требования	31
Глава III. Тяговые передачи тепловозов	33
9. Требования, предъявляемые к тяговой передаче тепловоза	33
10. Механические передачи	35
11. Электрические передачи	36
12. Гидравлические передачи	44
Глава IV. Топливная, масляная и водяная системы тепловозов. Воздушные фильтры.	49
13. Топливная система тепловозов	49
14. Масляная система тепловозов	52
15. Водяная система тепловозов	58
16. Воздушные фильтры	61
Глава V. Конструкция и расчет системы охлаждения тепловозов	64
17. Требования, предъявляемые к системам охлаждения	64
18. Температурные режимы охлаждаемых жидкостей, количество отводимого тепла	64
19. Компоновка охлаждающих систем тепловозов	66
20. Конструкция и расчет водяных и масляных радиаторов	71
21. Конструкция и расчет водомасляных теплообменников	83
22. Конструкция и расчет вентиляторов системы охлаждения	91
23. Оценка эффективности систем охлаждения	95
Глава VI. Рама и кузов тепловоза	97
24. Конструкция рам и кузовов	97
25. Нагрузки на раму и кузов. Расчетные режимы и нормы прочности.	100
26. Методы расчета рам и кузовов	101
27. Оборудование кабины машиниста	109
Глава VII. Тележки и возвращающие устройства	111
28. Конструкция тележек	111
29. Опорно-возвращающие устройства тележек	118
30. Силы, действующие на раму тележки.	127
31. Принципы расчета рам тележек	131
Глава VIII. Рессорное подвешивание, развеска тепловозов	135
32. Устройство рессорного подвешивания	135
33. Конструкция и основные характеристики рессор и пружин	139
34. Расчет рессор и пружин на прочность	142
35. Роль трения, создаваемого амортизаторами и рессорами	145
36. Резиновые амортизаторы	147
37. Жесткость и трение в рессорном подвешивании тележки	152
38. Пневматическое рессорное подвешивание	154
39. Распределение нагрузки на оси	155
Глава IX. Колесные пары	157
40. Конструкция, материал и формирование колесных пар	157
41. Расчет на прочность осей тепловозов	162
42. Построение кривой изгиба оси	166

	Стр.
Глава X. Буксы	167
43. Конструкция роликовых букс	167
44. Выбор роликовых подшипников	171
Глава XI. Подвешивание тяговых электродвигателей	173
45. Опорно-осевое подвешивание	173
46. Опорно-рамное подвешивание	179
47. Расположение электродвигателей на раме тележки	183
Глава XII. Приводы вспомогательных машин и механизмов	186
48. Основные типы приводов на тепловозах	186
49. Выбор типа привода	191
50. Вспомогательные устройства электропередачи и электроприводы.	194
Глава XIII. Пневматическая система тепловоза	199
51. Компрессоры	199
52. Тормозная система и система пневматического управления	202
53. Песочная система и противопожарная установка	205
Глава XIV. Перспективы тепловозостроения	208
54. Тенденции развития тепловозостроения в СССР	208
55. Развитие тепловозостроения за рубежом	211
Глава XV. Использование газовых турбин в качестве силовых установок локомотива	216
56. Особенности газотурбинных установок	216
57. Зарубежные газотурбовозы	219
58. Газотурбовозы СССР	220
59. Дизель-газотурбинные локомотивы и турбопоезда	223

Часть II

ДИНАМИКА ТЕПЛОВОЗОВ

Глава XVI. Динамическое воздействие колеса на рельс при движении по неровности пути	228
60. Движение по неровности на жестком основании	228
61. Движение по неровности на упругом основании	229
62. Влияние очертания неровности. Наиболее неблагоприятные размеры неровности.	232
63. Ускорение колеса при движении по неровности пути. Экспериментальные данные	233
64. Движение колеса с ползуном на бандаже	234
Глава XVII. Динамика подвешивания тягового электродвигателя	239
65. Определение неподдрессированного веса при опорно-осевой подвеске	239
66. Определение наимыгоднейшей точки подвеса тягового двигателя	241
67. Ударная нагрузка при зазорах между зубьями тягового редуктора	243
68. Влияние упругого венца на динамику опорно-осевой подвески	247
69. Влияние упругих элементов в точке подвешивания тягового двигателя к раме тележки	250
70. Колебания тягового двигателя при периодически повторяющихся неровностях	251
71. Крутильные и поперечные колебания вала якоря	253
72. Влияние динамических процессов в тяговом приводе на износ бандажей и рельсов	256
73. Особенности динамического воздействия локомотива на путь при опорно-рамном подвешивании	258
Глава XVIII. Колебания наддрессорного строения тепловоза	261
74. Виды колебаний наддрессорного строения. Собственные колебания при одноступенчатом рессорном подвешивании	261
75. Собственные колебания более сложных систем рессорного подвешивания	263
76. Частота собственных колебаний при комбинированном рессорном подвешивании	265
77. Вынужденные колебания наддрессорного строения. Резонанс. Влияние затухания	266
78. Вынужденные колебания локомотива с двухступенчатой системой рессорного подвешивания.	275
79. Выбор основных параметров рессорного подвешивания	276
80. Возмущающие силы, действующие на наддрессорное строение. Ускорение кузова и тележек при колебаниях. Степень плавности хода	280
81. Нелинейные колебания в динамике локомотивов	282

Глава XIX. Движение по кривым. Геометрическое и динамическое вписывания.	
Критерий безопасности движения по кривым	286
82. Движение локомотива по кривым	286
83. Геометрическое вписывание в кривые. Круговая и параболическая диаграммы.	287
84. Предпосылки метода динамического вписывания в кривые. Центр поворота	288
85. Силы, действующие на локомотивный экипаж в кривой. Уравнения равновесия экипажа	290
86. Случай, когда возвращающие силы и моменты имеют постоянное значение. Влияние поперечных разбегов осей	292
87. Случай, когда возвращающие силы и моменты переменны по величине	294
88. Направляющие усилия, рамные давления и боковые давления. Деформации рельсов. Влияние упругих упоров в буксах	297
89. Безопасность движения по кривым участкам пути. Допустимые скорости движения в кривых.	302
90. Износ гребней и внутренних граней головок рельсов в кривых	303
Глава XX. Устойчивость движения по прямым участкам пути.	305
91. Характер движения локомотива по прямому участку пути	305
92. Траектория движения одиночной колесной пары	306
93. Уравнения извилистого движения с учетом упругого скольжения. Критерий устойчивости движения	308
94. Методика определения горизонтального воздействия локомотива на рельсовый путь в прямой	311
95. Влияние профиля поверхности катания бандажей на характер движения локомотивного экипажа по прямому участку пути	318
Глава XXI. Основы расчета напряжений в рельсах	321
96. Расчетная схема рельса как балки на сплошном упругом основании	321
97. Методика суммирования нагрузок, передаваемых колесом рельсу	323
98. Значения допускаемых напряжений. Ограничение скорости движения	326
99. Контактные напряжения в рельсах и бандажах	327
Список литературы	332

*Владимир Николаевич Иванов, Василий Васильевич Иванов,
Николай Иванович Панов, Александр Петрович Третьяков*

КОНСТРУКЦИЯ И ДИНАМИКА ТЕПЛОВЗОВ

Редактор *Н. П. Киселева*

Обложка художника *Г. П. Казаковцева*

Технический редактор *Г. П. Голсвкина* Корректор *Н. А. Хасянова*

Сдано в набор 26/III 1974 г.

Подписано к печати 25/XI 1974 г.

Бумага 70×108¹/₁₆, типографская № 2

Печатных листов 21 (условных 29,4)

Учетно-изд. листов 30,51

Тираж 10000 Т-17753

Изд. №1-1-1/1 №5458

Зак. тип. 825

Цена 1 р. 40 к.

Изд-во «ТРАНСПОРТ» Москва, Басманный туп., 6 а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Советов Министров СССР
по делам издательств полиграфии и книжной торговли.
г. Москва, И-41, Б Переяславская ул., дом 46